

Modeliranje i regulacija pneumatskog sustava za ispitivanje čvrstoće materijala

Bača, Marko Miroslav

Master's thesis / Diplomski rad

2022

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:218530>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-03**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Marko Miroslav Bača

Zagreb, 2022.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Željko Šitum, dipl. ing.

Student:

Marko Miroslav Bača

Zagreb, 2022.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se svome mentoru prof. dr. sc. Željku Šitumu na ukazanoj pomoći, uputama i savjetima tijekom izrade ovog rada.

Na kraju bih se zahvalio svojoj majci na podršci i povjerenju ukazanom tijekom studija.

Marko Miroslav Bača



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite

Povjerenstvo za diplomske radove studija strojarstva za smjerove:

proizvodno inženjerstvo, računalno inženjerstvo, industrijsko inženjerstvo i menadžment,
inženjerstvo materijala te mehatronika i robotika



Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum:	Prilog:
Klasa:	602-14/22-6/1
Ur. broj:	15-1703-22-

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **MARKO MIROSLAV BAČA**

Mat. br.: 0035213853

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Modeliranje i regulacija pneumatskog sustava za ispitivanje čvrstoće materijala**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Modeling and control of pneumatic system for material strength testing**

Opis zadatka:

Čvrstoća materijala je temeljna značajka pri analizi i projektiranju konstrukcijskih dijelova, jer određuje dopuštenu nosivost i opterećenje složenog sustava. U današnje doba intenzivnog tehnološkog razvoja postoji sve veći broj proizvodnih postupaka uz istovremenu stalnu želju za smanjenjem korištenog materijala, pa je za osiguranje pouzdanog rada konstrukcijskih elemenata potrebno eksperimentalno ispitivanje ponašanja komponenti pri djelovanju statičkog i dinamičkog naprezanja. Uslijed dugotrajnih periodičkih promjenljivih opterećenja (naprezanja) dolazi do tzv. umora materijala, čije su posljedice puknuće materijala pri znatno manjim naprezanjima od maksimalne vlačne čvrstoće. Za ostvarenje manjih iznosa sila, dinamičku izdržljivost materijala moguće je analizirati na ispitnim sustavima (umaralicama) koje koriste pneumatske aktuatora. Kod suvremenih uređaja za ispitivanje materijala traže se mogućnosti programiranog upravljanja gibanjem i/ili silom aktuatora, kao i mogućnost brze prilagodbe upravljačkih algoritama novim zahtjevima u procesu ispitivanja materijala.

U radu je potrebno:


- opisati način rada izrađenog ispitnog sustava koji koristi pneumatski aktuator upravljani proporcionalnim tlačnim regulatorima za ostvarenje dinamičkog opterećenja materijala,
- identificirati parametre procesa, izraditi simulacijski model u nekom od dostupnih programa za simulaciju dinamičkih sustava te usporediti simulacijske i eksperimentalne rezultate,
- usporediti dinamičko ponašanje sustava primjenom linearnog PID regulatora u odnosu na izabrani nelinearni koncept regulacije,
- razvijene algoritme regulacije ispitati na eksperimentalnom postavu i komentirati dobivene rezultate.

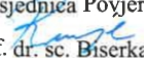
U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:
5. svibnja 2022.

Rok predaje rada:
7. srpnja 2022.

Predviđeni datum obrane:
18. srpnja do 22. srpnja 2022.

Zadatak zadao: 
prof. dr. sc. Željko Šitum

Predsjednica Povjerenstva:

prof. dr. sc. Biserka Runje

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK	VII
SUMMARY	VIII
1. UVOD	1
1.1. Složena opterećenja materijala	1
1.2. Pneumatski regulacijski sustav	2
2. EKSPERIMENTALNI POSTAV	3
3. MATEMATIČKI MODEL SUSTAVA	9
3.1. Simulacijski model proporcionalnog tlačnog ventila	9
3.1.1. Modeliranje dinamike višeg reda proporcionalnog tlačnog regulatora	13
3.1.2. Model dinamike PT_1 člana s mrtvim vremenom	14
3.1.3. Model dinamike aproksimiran PT_2 članom	21
3.1.4. Modeliranje dinamike prilikom silazne promjene tlaka	25
3.2. Simulacijski model dinamike razvodnog ventila	27
3.2.1. Modeliranje dinamike prilikom aktiviranja ventila	28
3.2.2. Modeliranje dinamike prilikom deaktiviranja ventila	30
3.3. Dinamički model pneumatskog cilindra	32
3.4. Pojednostavljena simulacijskog modela	44
3.5. Snimanje dinamike sustava	46
3.6. Simulacijski model	49
4. REGULACIJA SUSTAVA	52
4.1. Ugladivanja parametara paralelnog PID regulatora	53
4.2. Modifikacije PID regulatora	58
4.2.1. Estimacija derivacije	58
4.3. Regulator s kliznim stanjima	61
4.4. Dvopoložajna regulacija	65
4.4.1. „Ako-onda“ regulacija	66
4.4.2. Pulsno-širinska modulacija	68
4.4.3. Određivanje vrijednosti unaprijedno vođene PWM modulacije	75
5. EKSPERIMENTALNA VALIDACIJA	79
6. ZAKLJUČAK	81
LITERATURA	82

POPIS SLIKA

Slika 1.	Eksperimentalni postav umaralice za ispitivanje dinamičke čvrstoće materijala	3
Slika 2.	Pneumatski sustav eksperimentalnog postava	4
Slika 3.	Model pripreme grupe [4].....	5
Slika 4.	Proporcionalni tlačni regulator ITV2050-312N3 [4]	5
Slika 5.	Razvodnik SY5301RK-5U1 [5].....	6
Slika 6.	Pneumatski cilindar CY-96YDB125-100 [6]	6
Slika 7.	Pneumatska shema eksperimentalnog postava	7
Slika 8.	Upravljački uređaj Controllino Maxi Power Automation [8].....	8
Slika 9.	HMI sučelje eksperimentalnog postava.....	8
Slika 10.	Postavljeni ispitni uzorak.....	8
Slika 11.	Uzorak nakon ispitivanja savojne čvrstoće.....	8
Slika 12.	Ovisnost izlaznog tlaka o narinutom ulaznom signalu.....	9
Slika 13.	Granice maksimalnog i minimalnog reguliranog tlaka ventila ITV 2050 [4]	10
Slika 14.	Prikaz snimljenih vrijednosti odziva tlaka za različite naponske reference ulaza skalirane na pojačanje K_v (gore). Prikaz srednje vrijednosti odziva tlaka (dolje) $T_s = 5\text{ms}$	11
Slika 15.	Prijelazna funkcija izlaznog tlaka za različite iznose funkcije ulaznog signala $T_s = 5\text{ms}$	12
Slika 16.	Usporedba prijelazne funkcije određenog PT_I člana sa srednjom vrijednosti odziva tlaka na zadanu referencu	13
Slika 17.	Parametri Kūpfmūllerove aproksimacije [10]	15
Slika 18.	Usporedba originalnog i filtriranog signala ($f_s=200\text{ Hz}$ i $f_p=40\text{ Hz}$)	15
Slika 19.	Diskretna Fourierova transformacija signala.....	16
Slika 20.	Signal filtriran niskopropusnim filtrom (frekvencija propuštanja $f_p=1\text{ Hz}$)	17
Slika 21.	Konstrukcija tangente na točku infleksije odziva sustava	17
Slika 22.	Usporedba odziva PIT_e člana određenih preko Kūpfmūllerove aproksimacije pomoću filtrirane i nefiltrirane derivacije prilikom izračuna tangente (poklapanje iznosi 92,83%, a za nefiltriranu derivaciju poklapanje iznosi 88,68%)	18
Slika 23.	Početni prozor System Identification Toolboxa	19
Slika 24.	Vrijednosti parametara PIT_e člana te usporedba njegovog odziva sa stvarnim odzivom	20
Slika 25.	Usporedba odziva PIT_e člana s različitim nadomjesnim vremenskim konstantama	21
Slika 26.	Shematski prikaz rada proporcionalnog tlačnog regulatora [4].....	22
Slika 27.	Usporedba PT_2 člana sa snimljenim odzivom sustava (poklapanje 98,5 %).....	24
Slika 28.	Usporedba P_2T_e člana sa snimljenim odzivom sustava (poklapanje 98,64 %).....	25
Slika 29.	Prikaz snimljenih vrijednosti izlaznog tlaka za negativnu promjenu odskočne reference ulaznog signala ($T_s = 5\text{ ms}$)	25
Slika 30.	Usporedba skaliranog odziva izlaznog tlaka i PT_2 člana podešenog prema parametrima određenim iz pozitivne karakteristike promjene tlaka $T_2=5,8\text{ ms}$ $T_I=125\text{ ms}$	26
Slika 31.	Usporedba PT_I člana sa snimljenim odzivom sustava (poklapanja 95,25%).....	27
Slika 32.	Odziv tlaka na izlazu razvodnog ventila za zadanu referencu pomaka klipa razvodnog ventila, pomak iz srednjeg zapornog u aktivni položaj.....	28
Slika 33.	Usporedni prikaz korištenih članova za opis dinamike razvodnog ventila za skokovitu promjenu reference.....	30

Slika 34.	Odziv tlaka na izlazu razvodnog ventila za zadanu referencu pomaka klipa razvodnog ventila, pomak između dva otvorena položaja (proces odzračivanja) .	30
Slika 35.	Usporedni prikaz članova dinamike razvodnog ventila prilikom deaktiviranja ventila	31
Slika 36.	Sile na klip cilindra [13]	32
Slika 37.	Prikaz ekvivalentne sile trenja u cilindru u ovisnosti o tlaku unutar komore cilindra [14].....	33
Slika 38.	Prikaz mjernog pojačala prilikom mjerenja mase klipa i spojene opreme	35
Slika 39.	Model razvodnog ventila i pneumatskog cilindra u tlačnom području korišten za određivanje vrijednosti nepoznatih koeficijenata	37
Slika 40.	Usporedba odziva pneumatskog cilindra s estimiranim vrijednostima koeficijenata dinamičkog modela bez zadanog oblika signala.....	38
Slika 41.	Usporedba odziva sustava s estimiranim parametrima metodom optimuma	38
Slika 42.	Postavljeni uvjet na odziv simulacijskog signala.....	38
Slika 43.	Eksperimentalni pristup estimiranju parametara s gumenim odstojnikom	39
Slika 44.	a) Odziv sile pneumatskog cilindra za različite vrijednosti tlaka b) Odziv sile nakon skaliranja svih snimljenih odziva.....	41
Slika 45.	Usporedba snimljenog odziva i simulacijskog modela s estimiranim parametrima pojedinačno za svaku pobudu	42
Slika 46.	Odziv simulacijskog modela korištenjem srednjih vrijednosti estimiranih parametara.....	43
Slika 47.	Odziv simulacijskog modela estimacijom skaliranih odziva sustava	43
Slika 48.	Simulacijski model proporcionalnog tlačnog regulatora s različitim dinamičkim modelima izveden „ako-onda“ logikom	45
Slika 49.	Usporedba izlaznog tlaka za dva različita modela proporcionalnog tlačnog regulatora	45
Slika 50.	Usporedba sile za dva različita modela proporcionalnog tlačnog regulatora	46
Slika 51.	Prikaz komunikacije s upravljačkim uređajem korištenjem Simulink modela.....	47
Slika 52.	Cjeloviti prikaz osnovnog simulacijskog modela	49
Slika 53.	Podsustav tlačnog regulatora	50
Slika 54.	Podsustav tlačne komore cilindra.....	51
Slika 55.	Podsustav vlačne komore cilindra.....	51
Slika 56.	Odziv sustava na skokovitu pobudu [17]	54
Slika 57.	Model procesa i paralelna struktura PID regulatora.....	55
Slika 58.	Usporedba parametara regulatora određenih Ziegler-Nicholsovom metodom i simulacijskom metodom.....	56
Slika 59.	Odziv regulatora na vanjski poremećaj	57
Slika 60.	Odziv sustava na sinusnu referencu različitih frekvencija	57
Slika 61.	PID regulator s filterom za estimaciju brzine	59
Slika 62.	Odziv sustava na zadanu referencu primjenom PID regulatora s filterom za estimaciju brzine	59
Slika 63.	Odziv sustava reguliranog paralelnim PID regulatorom s filterom za estimaciju brzine na vanjski poremećaj	60
Slika 64.	Usporedba slijeđenja sinusnih referenci različitih frekvencija	60
Slika 65.	Model SMC-PID regulatora.....	61
Slika 66.	Odziv SMC-PID regulatora podešenog prema kriteriju brzine smirivanja	62
Slika 67.	Model sustava s SMC-PID regulatorom i prefiltrom	62
Slika 68.	Odziv prefiltera na zadanu skokovitu referencu SMC-PID regulatora	63

Slika 69.	Model SMC-PID regulatora s estimatorom derivacije.....	63
Slika 70.	Odziv sustava na zadanu referencu korištenjem SMC-PID regulatora.....	64
Slika 71.	Odziv predloženog SMC-PID regulatora na šum mjernog člana	64
Slika 72.	Odziv predloženog PID-SMC regulatora na vanjski poremećaj.....	65
Slika 73.	Primjer rada dvopoložajnog regulatora [18].....	66
Slika 74.	Simulacijski model razvodnog ventila s plutajućim režimom rada regulatora.....	67
Slika 75.	Model dvopoložajnog razvodnika s plutajućim režimom rada.....	67
Slika 76.	Usporedba izlazne sile i reference korištenjem plutajućeg dvopoložajnog regulatora	68
Slika 77.	Realizacija PWM signala [20]	70
Slika 78.	Simulacijski model ispitnog sustava korištenjem PWM signala	72
Slika 79.	Izlazna sila za različite vrijednosti radnog ciklusa ($T_{PWM}=\text{konst.}=0,2$ s)	72
Slika 80.	Ovisnost radnog ciklusa o srednjoj vrijednosti izlazne sile ($T_{PWM}=\text{konst.}=0,2$ s) .	73
Slika 81.	Odziv sustava za različite vrijednosti perioda ($d_c=\text{konst.}=20\%$)	74
Slika 82.	Ovisnost perioda o razlici vršnih vrijednosti izlazne sile ($d_c=\text{konst.}=20\%$).....	75
Slika 83.	Usporedba simulacijskog odziva i reference ($d_c= 25 \% T_{PWM}=0,5$ s).....	77
Slika 84.	Usporedba simulacijskog odziva i reference ($d_c= 19 \% T_{PWM}=0,4$ s).....	77
Slika 85.	Usporedba simulacijskog odziva i reference ($d_c= 36 \% T_{PWM}=0,4$ s).....	77
Slika 86.	Dijagram toka postupka određivanja parametara PWM modulacije	78
Slika 87.	Usporedba odziva eksperimentalnog sustava i simulacijskog modela korištenjem SMC-PID regulatora.....	79
Slika 88.	Usporedba odziva eksperimentalnog sustava i simulacijskog modela korištenjem PID regulatora.....	80
Slika 89.	Usporedba odziva eksperimentalnog sustava i simulacijskog modela primjenom unaprijedno vođene PWM modulacije	80

POPIS TABLICA

Tablica 1. Usporedba nadomjesnih vremenskih konstanti primjenom Kűpfműllerove aproksimacije s filtriranim i nefiltriranim signalom	17
Tablica 2. Usporedba nadomjesnih vremenskih konstanti i poklapanja odziva primjenom Kűpfműllerove aproksimacije s filtriranom i nefiltriranom derivacijom odziva signala te primjenom System Identification Toolboxa.....	20
Tablica 3. Vrijednosti parametara PT_2 člana primjenom System Identification Toolbox-a...	23
Tablica 4. Vrijednosti parametara P_2T_e člana	24
Tablica 5. Vrijednosti parametara PT_1 člana prilikom negativne promjene reference.....	26
Tablica 6. Usporedba vrijednosti vremenskih konstanti različitih modela izlaznog tlaka razvodnog ventila	29
Tablica 7. Prikaz vrijednosti nadomjesnih vremenskih konstanti i postotka poklapanja različitih dinamičkih modela deaktiviranja razvodnog ventila.....	31
Tablica 8. Vrijednosti mjerenja mase klipa i spojene opreme (mjerenje izvršeno dinamometrom Z30 100N i pojačalom MGCPlus proizvođača HBM)	35
Tablica 9. Vrijednosti parametara prema radu [13].....	36
Tablica 10. Vrijednosti nepoznatih parametara određene estimacijom bez zadanog oblika signala.....	37
Tablica 11. Vrijednosti nepoznatih parametara određene estimacijom sa zadanim oblikom signala.....	39
Tablica 12. Vrijednosti estimiranih parametara za različite vrijednosti pobude.....	41
Tablica 13. Postotno poklapanje signala za konstantne parametre različitim metodama	42
Tablica 14. Vrijednosti parametara dinamičkog modela dvoradnog pneumatskog cilindra ...	44
Tablica 15. Usporedba postotnog poklapanja za dva različita modela proporcionalnog tlačnog regulatora	46
Tablica 16. Prikaz vrijednosti prescalera u ovisnosti o postavljenim vrijednostima u TCCR_B registar [16].....	48
Tablica 17. Vrijednosti parametara paralelne strukture PID regulatora određenih Ziegler-Nicholsovom metodom	55
Tablica 18. Vrijednosti parametara paralelne strukture PID regulatora određenih pomoću putem simulacijskog modela	56
Tablica 19. Vrijednosti parametara paralelnog PID regulatora s filterom za estimaciju brzine	59
Tablica 20. Vrijednosti nepoznatih parametara određene estimacijom sa zadanim oblikom signala.....	76

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
K_v, K_1	MPa/V	Pojačanje proporcionalnog tlačnog regulatora
T_v, T_g	s	Vremenska konstanta ITV regulatora
T_S	s	Vrijeme uzrokovanja
T_u	s	Mrtvo vrijeme ITV regulatora
f_S	Hz	Frekvencija uzrokovanja
f_p	Hz	Frekvencija propuštanja
$fit_{compare}$	%	Vrijednost funkcije poklapanja
T_1, T_2	s	Vremenske konstante PT_2 člana
T_{1ITV}, T_{2ITV}	s	Vremenske konstante PT_2 člana ITV regulatora
T_{gITV-}	s	Vremenska konstanta ITV regulatora pri snižavanju tlaka
T_{1ra}, T_{1rk}	s	Prve vremenske konstante PT_2 člana razvodnog ventila
T_{2ra}, T_{2rk}	s	Druge vremenske konstante PT_2 člana razvodnog ventila
T_{era}, T_{erk}	s	Vremenske konstante razvodnog ventila
T_{gra}, T_{grk}	s	Mrtvo vrijeme razvodnog ventila
m	kg	Masa klipa i priključene opreme
F_p	N	Sila uslijed djelovanja tlaka
F_t	N	Sila trenja
F_c	N	Sila opruge
k_e	N/mm	Konstanta krutosti
x	mm	Pomak klipa cilindra
\dot{x}	mm/s	Brzina klipa cilindra
\ddot{x}	mm/s ²	Ubrzanje klipa cilindra
A_1, A_2, A_k	mm ²	Površine na strani klipa i klipnjače
p_1, p_2	Pa	Tlak na strani vlačne i tlačne komore
p_a	Pa	Atmosferski tlak
k_T	N/(mm/s)	Koeficijent trenja
e	N	Regulacijsko odstupanje
u_{PID}	V	Upravljački signal regulatora
K_p, K_i, K_d	-	Pojačanja PID regulatora
K_f	-	Pojačanje niskopropusnog filtera
K_{sp}, K_{si}, K_{sd}	-	Pojačanja SMC PID regulatora
σ_{ekv}	N/m ²	Ekvivalentno naprezanje

SAŽETAK

U ovom radu prikazan je izvod matematičkog modela, simulacija i eksperimentalna validacija rezultata dinamičkog ispitnog sustava umaralice. Ključni parametri modela sustava određeni su eksperimentalno, uvedena su i neka pojednostavljena modela radi lakše izvedbe simulacije sustava. Ispitni sustav je reguliran s osnovnim regulatorima iz klasične teorije upravljanja, te njihove modificirane strukture. Pri tome su vidljive razlike u brzini odziva i stacionarnoj točnosti različitih struktura regulatora. Većina predloženih regulatora ostvaruje dobre rezultate prilikom zadavanja statičkih referenci. Zbog spore dinamike upravljačkih uređaja prilikom slijeđenja dinamičkih referenci poput sinusne funkcije dolazi do značajnih odstupanja od zadane reference. Kao rješenje tog problema izveden je upravljački algoritam korištenjem pulsno širinske modulacije male sklopne frekvencije. Simulacijski modeli sustava provjereni su eksperimentalno, na izrađenom ispitnom sustavu umaralice.

Ključne riječi: umaralica, ispitni uređaj, pneumatika, regulacija, PID, regulator s kliznim stanjima, pulsno-širinska modulacija

SUMMARY

In this paper, the mathematical model, simulation and experimental validation of the results of the dynamic strength tester are presented. The key parameters of the system model were determined experimentally, and some simplifications of the model were introduced for easier performance of the system simulation. The test system is regulated by basic regulators from classical control theory and their modified structure. Differences in response speed and stationary accuracy of different regulator structures are visible. Most of the proposed controllers achieve good results when specifying static references. Due to the slow dynamics of control devices, significant deviations from the given reference to occur when following dynamic references such as a sinusoidal function. As a solution to this problem, a control algorithm using pulse width modulation with a low switching frequency was implemented. The simulation models of the system were checked experimentally, on the made test system of the dynamic strength tester.

Key words: dynamic strength tester, test device, pneumatics, regulation, PID, sliding mode controller, pulse-width modulation

1. UVOD

Proizvodno strojarstvo možemo podijeliti na tri glavna područja: tehnologije, znanost o materijalima i konstrukcije. Njihovo zajedničko čvorište počiva na analizi naprezanja i deformacija materijala odnosno kraće rečeno čvrstoći materijala. Čvrstoća je temeljna značajka pri analizi i projektiranju sustava i konstrukcija, jer ona zajedno s faktorom sigurnosti određuje dopuštenu nosivost i opterećenje. Ako prelazimo dopuštenu granicu naprezanja najčešće se pristupa korekciji, to jest povećanju dimenzija odnosno promjeni materijala. Kako u današnje vrijeme postoji sve veći broj proizvodnih tehnologija, možemo izraditi izrazito geometrijski kompleksne oblike, kao i oblike s dominantnom jednom duljinom, a može se koristiti široki izbor materijala i tehnologija. Upravo u toj širini izbora nalazi se ljepota, a ujedno i opasnost, jer se pogreške najčešće plaćaju ljudskim životima. Prilikom konstruiranja često je dosta teško uvidjeti sva mjesta na kojima dolazi do povećanja naprezanja. Simulacijski modeli svakim danom su sve točniji, no potreba za stvarnim eksperimentom nužna je kako bi se validirali rezultati.

1.1. Složena opterećenja materijala

Osnove analize opterećenja materijala temelje se na znanosti o čvrstoći, jer ona analizira naprezanje i deformacije elemenata strojeva odnosno sklopnih elemenata. Njima proučavamo čvrstoću, krutost i stabilnost elemenata. Teorije čvrstoće definiraju ekvivalentno naprezanje σ_{ekv} koje ovisno o teoriji na različite načine opisuje složena naprezanja ili deformacije u njezino ekvivalentno jednoosno naprezanje. Ove teorije na vrlo jednostavan način definiraju matematičke izraze pomoću kojih se određuje ekvivalentno naprezanje, poput teorije najvećih normalnih naprezanja koja se koristi za krhke materijale ili pak teorije najveće distorzijske energije (Huber, Hencky, von Mises) koja se dominantno koristi za žilave materijale te konstrukcijske čelike. Formulacija ekvivalentnog naprezanja primjenom teorije najveće distorzijske energije dana je izrazom: [1]

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_y \sigma_z + 3\tau_{zy}^2} \quad (1)$$

Iz nje je vidljivo kako je sustav opterećen u više različitih osi te se pomoću jednadžbe dolazi do ekvivalentnog jednoosnog naprezanja. Takvo naprezanje pogodno je za statička vlačna

ispitivanja u kojima se ispitivanje vrši jednoosno. Iskustveno je dokazano kako teorije čvrstoće vrlo dobro pretvaraju takva složena opterećenja u jednostavna. U današnje vrijeme, kada je težnja i želja za smanjenjem korištenog materijala i optimizacija proizvodnje vrlo značajan kriterij, bitno je na što sličniji način ispitati izratke. Za takve vrste ispitivanja koriste se uređaji za dinamičko ispitivanje materijala, koji omogućavaju cikličko ponavljanje opterećenja najčešće jednoosno kao što je konstrukcijski predloženo u završnom radu [6]. Takvi uređaji s današnjeg stajališta ispitivanja su relativno zastarjeli. Nastoje se koristiti instrumentirane metode te metode dugotrajnih ispitivanja, koje mogu simulirati stvarno opterećenje na ispitnom uzorku, a za to su potrebni sustavi koji imaju opterećenje u dvije ili više osi. U radu [7] prikazano je dinamičko ispitivanje uzorka bambusa na jednoosnoj verziji izrađenog ispitnog uređaja. Kako je riječ o ispitivanju nosive konstrukcije bicikla, opterećenje u obliku savijanja postavljeno je poprečno na bokocrt ispitnog uzorka. Ukoliko pogledamo cjelokupni model sustava bicikla vidljivo je kako sama konstrukcija nije isključivo opterećena u jednoj osi već postoji barem još jedna u kojoj se pojavljuje opterećenje. Dominantno opterećenje jest vertikalno u smjeru konstrukcije no svakako postoje dodatni momenti savijanja koji uzorkuju normalna naprezanja u drugim osima, odnosno posmična naprezanja te kao takva svakako treba uzeti u obzir prilikom ispitivanja životnog vijeka konstrukcije. S takvim ispitivanjem možemo uzeti manje faktore sigurnosti prilikom proračuna dopuštenog naprezanja te na taj način ostvariti značajne uštede u proizvodnom procesu te na cijeni sirovca.

1.2. Pneumatski regulacijski sustav

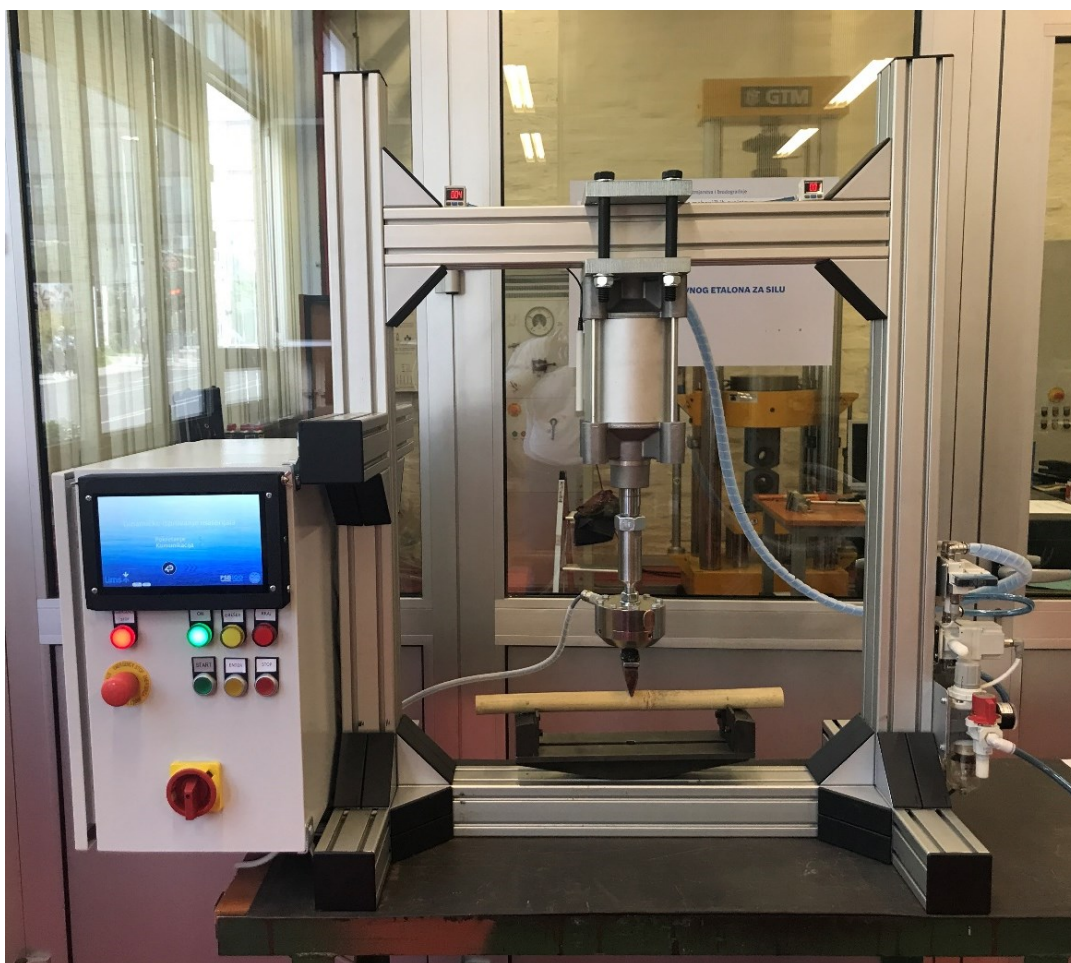
U ovom radu prikazan je matematički izvod nelinearnog pneumatskog jednoosnog sustava te njegovo upravljanje s proporcionalnim tlačnim regulatorom, te razvodnim 5/3 ventilom korištenjem različitih metoda regulacije. Svi simulacijski rezultati uspoređeni su sa stvarnim odzivima sustava kako bi se potvrdio izbor parametara te objasnila pojedina pojednostavljena korištena u sintezi regulatora. Analizom simulacijskih i eksperimentalnih rezultata teži se dobivanju kompromisa između točnosti i brzine odziva. Cilj je izrada univerzalnog ispitnog uređaja koji je u mogućnosti provesti statička i dinamička ispitivanja. Za statička ispitivanja vrlo je važna točnost sustava, a brzine odziva pri tome nisu od velikog značaja za ovaj način rada, te za dinamička ispitivanja, gdje visoka točnost nije presudna no brzina odziva je veoma bitna, kako bi se mogle postići veće frekvencije primijenjenih referentnih signala.

2. EKSPERIMENTALNI POSTAV

U svrhu eksperimentalne provjere i validacije rezultata u ovom radu korišten je sustav projektiran u radu [6]. Cilj izrađenog eksperimentalnog postava je validacija iskustvenih modela s ispitanim ponašanjem sustava te testiranje upravljačkih algoritama. Također, eksperimentalni postav mora zadovoljiti potrebne norme i preporuke za rad u ispitnim laboratorijima, budući da isti mora biti u mogućnosti provesti cjelovito dinamičko ispitivanje materijala.

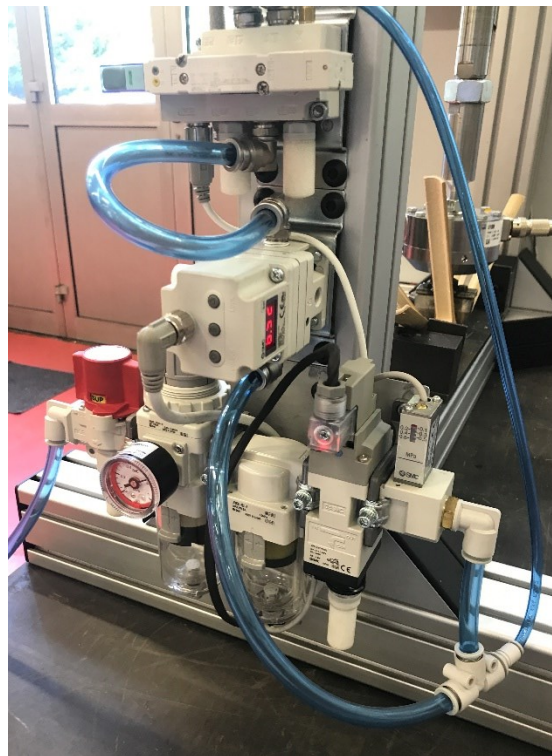
Na slici 1. prikazan je izrađeni eksperimentalni postav koji se sastoji od:

- Pneumatskog sustava
- Upravljačkog sustava
- Mjernog člana s pojačalom.



Slika 1. Eksperimentalni postav umaralice za ispitivanje dinamičke čvrstoće materijala

Pneumatski sustav sastoji se od pneumatski komponenti tvrtke SMC, koja je jedna od vodećih tvrtki u svijetu za proizvodnju opreme za pripremu i distribuciju stlačenog zraka. Pneumatski sustav eksperimentalnog postava fizički je odvojen od električnog dijela, a time je ostvarena razdioba između dva energetska sustava, električnog i pneumatskog. Također, takva konstrukcija omogućuje jednostavno korektivno održavanje, budući da je pristup svim komponentama jednostavan i pregledan. Na slici 2. prikazan je pneumatski sklop eksperimentalnog postava.

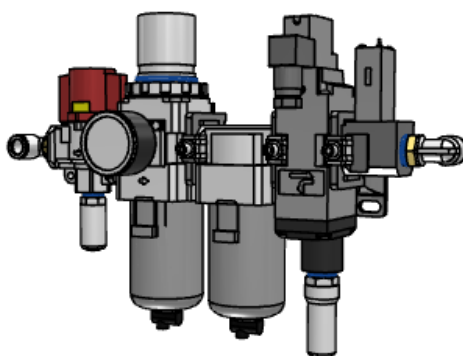


Slika 2. Pneumatski sustav eksperimentalnog postava

Pripremna grupa izvedena je kao jedinstvena komponenta zbog kompaktnosti i jednostavnije montaže. Sastoji se od:

- Ručnog 3/2 razvodnog ventila
- Filtera zraka
- Mikro filtera zraka
- Filter regulatora
- Elektromagnetskog 3/2 ventila
- Tlačne sklopke.

Uključenje stlačenog zraka u sustav započinje otvaranjem ručnog razvodnog ventila. Filter regulator te mikro filter osiguravaju regulaciju tlaka te filtriranje zraka kako bi propušteni zrak bio adekvatne kakvoće. Elektromagnetski ventil služi da upravljački uređaj može aktivirati protok stlačenog zraka. Time se postiže dodatna sigurnost budući da se protok zraka iz pripremljene grupe ostvaruje nakon što je korisnik priključio sve naprave i alate potrebne za apliciranje sile na ispitni uzorak, te se odmaknuo na sigurnu udaljenost iz radnog prostora eksperimentalnog postava. Kako bi se spriječili kvarovi pneumatskih komponenti na izlaz pripremljene grupe priključena je tlačna sklopka koja detektira prisustvo stlačenog zraka, te u slučaju njegovog prekida postavlja eksperimentalni postav u siguran način rada.



Slika 3. Model pripremljene grupe [4]

Dinamičko opterećivanje uzoraka vrši se pomoću apliciranja sila različitih frekvencija i amplituda. Zbog potrebe za reguliranjem sile pneumatskog cilindra, primjerena je upotreba tlačnog regulatora. Korišteni proporcionalni tlačni regulator, odabran je zbog svojih optimalnih svojstava između rezolucije i protoka te linearne karakteristike koja osigurava brojna poželjna svojstva poput bolje ponovljivosti i jednostavnosti projektiranja regulatora.



Slika 4. Proporcionalni tlačni regulator ITV2050-312N3 [4]

Za preusmjeravanje stlačenog zraka između tlačne i vlačne komore korišten je 5/3 elektromagnetski razvodnik s vanjskim pilotom te metalnom brtvom. Vanjski pilot ventil omogućuju pomak klipa ventila neovisno o ulaznom tlaku budući da je pomak osiguran vanjskom vezom na potreban tlak. Zbog jednostavnijeg održavanja korištena je izvedba s ventilskim otokom, koja omogućuje spajanje svih pneumatskih i električnih vodova direktno na otok. Razvodnik se vijčanim spojem priključuje na ventilski otok, a to je bitna karakteristika budući da elektromagnetski razvodni ventili imaju ograničena životni vijek, pa je moguća zamjena neispravnog razvodnika.



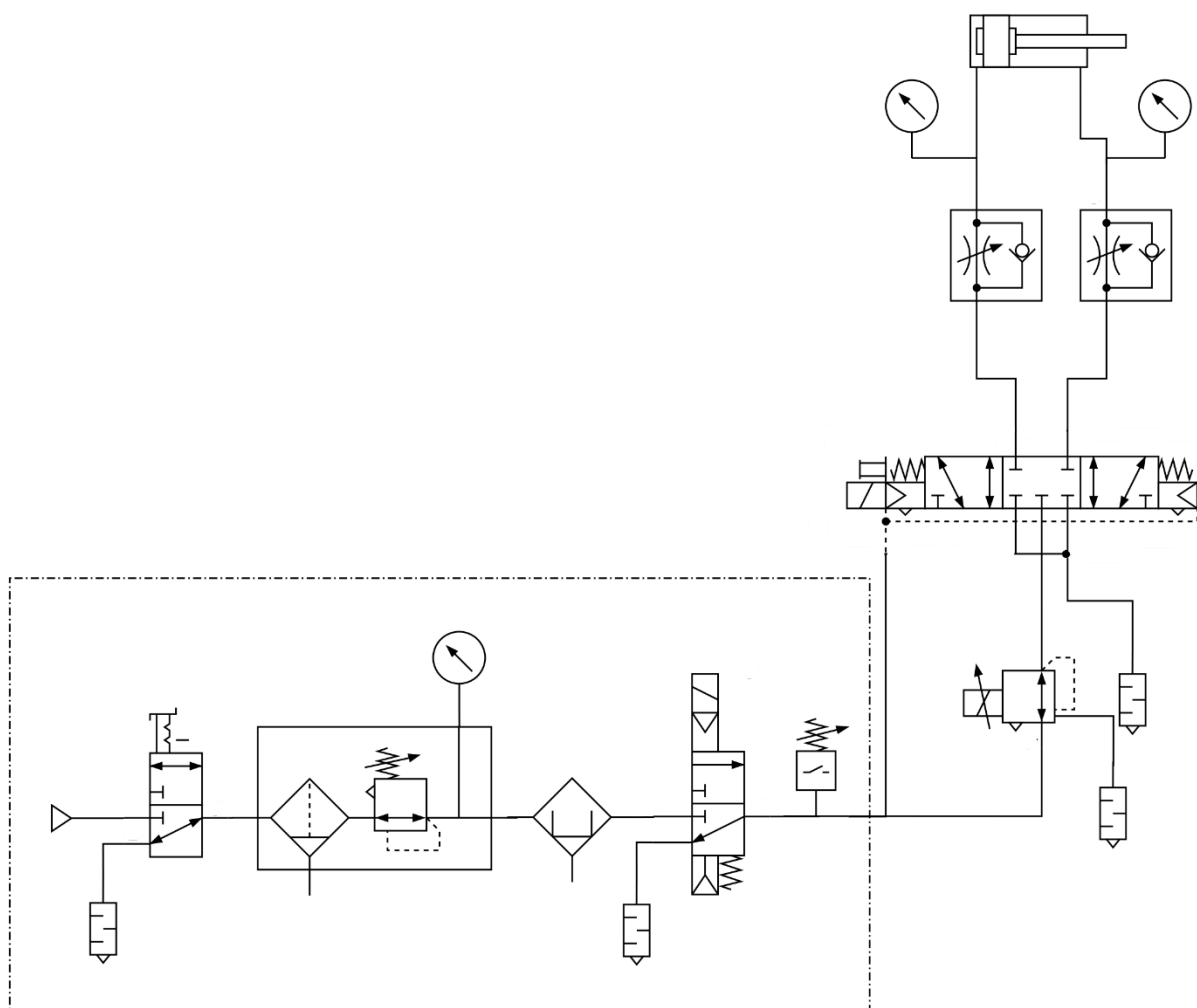
Slika 5. Razvodnik SY5301RK-5U1 [5]

Veličina klipa i hod pneumatskog cilindra odabrani su prema zahtjevima sile, obzirom na standardne industrijske tlakove. Kako bi se spriječilo „stani-kreni“ (eng. *stick-slip*), gibanje odabrana serija cilindra ima niže vrijednosti trenja pri manjim tlakovima od standardno korištenih. Na slici 6. prikazan je korišteni pneumatski cilindar.



Slika 6. Pneumatski cilindar CY-96YDB125-100 [6]

Ranije prezentirane komponente povezane su u sklop, uz dodatak prigušno nepovratnih ventila za podešavanje protoka te manometara za provjeru tlakova.



Slika 7. Pneumatska shema eksperimentalnog postava

Upravljački uređaj eksperimentalnog postava je Controllino Maxi Power Automation, koji je baziran na ATmega 2560 mikrokontroleru. Posjeduje zadovoljavajući broj ulazno izlaznih jedinica. Radni napon mikrokontrolera je 5 V te su svi izlazi galvanski odvojeni kako bi mogli raditi na 24 V. Uz njih posjeduje odgovarajuće komunikacijske protokole za komunikaciju s ostalim komponentama. Ovakav tip uređaja omogućuje jednostavan i brz eksperimentalni razvoj te proširivanje velikim brojem dodataka koji nisu ovisni o pojedinom proizvođaču, upravo zbog otvorenosti platforme. Također, posjeduje sve oblike zaštite potrebne za rad u industrijskom okruženju. Uređaj Controllino Maxi Power Automation prikazan je na slici 8.



Slika 8. Upravljački uređaj Controllino Maxi Power Automation [8]



Slika 9. HMI sučelje eksperimentalnog postava

Mjerni član sustava je dinamometar osno spojen na klip cilindra. Dinamometar zajedno s mjernim pojačalom omogućuje očitavanje aplicirane sile i njezino slanje na PLC. Korišten je dinamometar HBM U10M te pojačalo HBM ClipX. Ovaj mjerni lanac odlikuju karakteristike visoke točnosti i frekvencije uzrokovanja, a uz to omogućuju rad u tlačnom i vlačnom području. Na slici 10. prikazan je postav za ispitivanje savojne čvrstoće. Izrađene naprave za ispitivanje mehaničkih svojstava stabljika bambusa prema normi ISO 22157:2019. priključene su na dinamometar. Konačni rezultat ispitivanja maksimalne savojne sile vidljiv je na slici 11.



Slika 10. Postavljeni ispitni uzorak



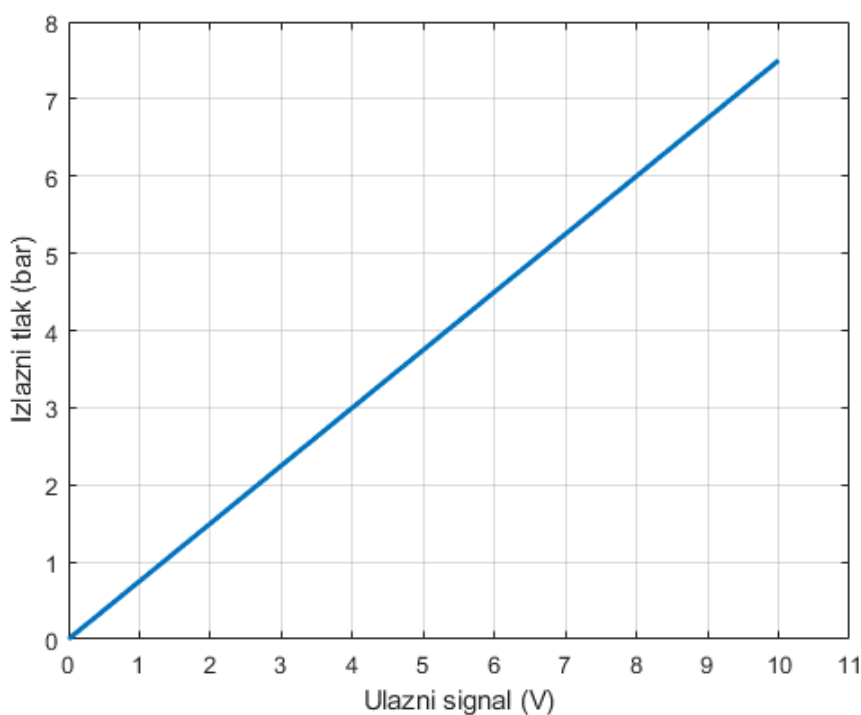
Slika 11. Uzorak nakon ispitivanja savojne čvrstoće

3. MATEMATIČKI MODEL SUSTAVA

U ovom poglavlju bit će prikazan izvod matematičkog modela sustava. Modeli pojedinih članova sustava izvedeni su iskustveno, a vrijednosti parametara pojačanja i vremenskih konstanti određeni su uz standardne preporuke za određivanje parametara pneumatskih sustava, koje su dobro poznate i ustaljene u automatičarskoj praksi. Zatim je izvršena validacija rezultata usporedbom sa snimljenim podacima s eksperimentalnog postava. Kako dio parametara poput koeficijenta trenja i sličnih nije unaprijed poznat izvršeno je određivanje parametara, kako bi simulacijski model što vjernije predstavljao ponašanje stvarnog sustava.

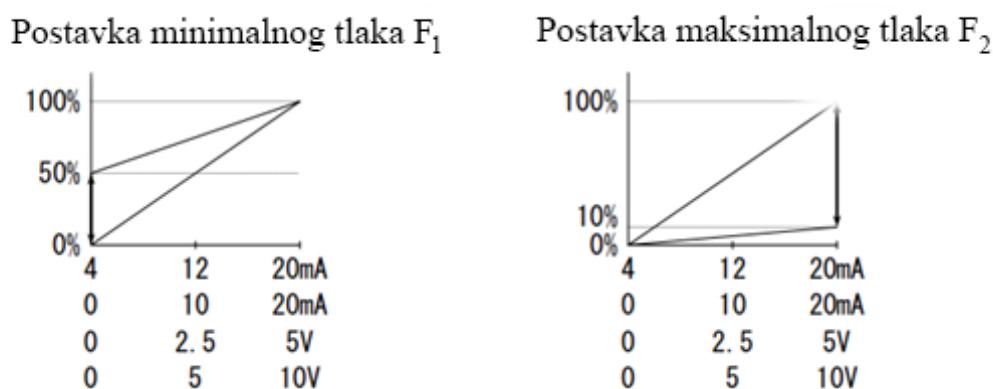
3.1. Simulacijski model proporcionalnog tlačnog ventila

Proporcionalni tlačni regulator ovisno o narinutom ulaznom signalu, postavlja izlazni tlak na vrijednost proporcionalnu ulaznom naponu. Iz tehničkih karakteristika proizvođača [4] jasno se može povezati proporcionalnost s linearnom karakteristikom ovisnosti ulaznog signala o izlaznom tlaku. Na slici 12. jasno se vidi pravac koji ju karakterizira. Također, proizvođač garantira linearnost numeričkim podatkom o odstupanju $\pm 1\%$ pune skale.



Slika 12. Ovisnost izlaznog tlaka o narinutom ulaznom signalu

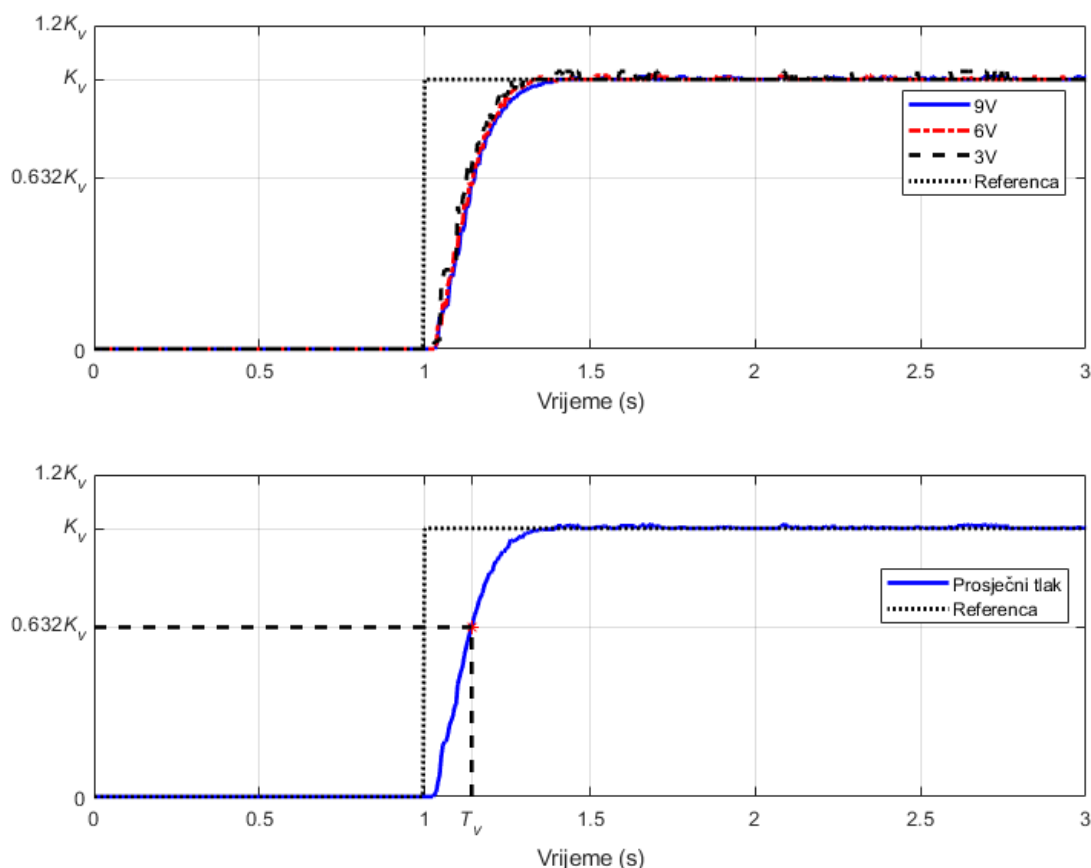
Prilikom kreiranja simulacijskog modela prijenosne funkcije proporcionalnog tlačnog ventila zbog njegove konstrukcije i načina rada pretpostavljamo da se radi o modelu PT_1 člana, a za njegovo određivanje potrebni su nam parametri pojačanja K_v i vremenska konstanta T_v . Parametar pojačanja možemo direktno očitati iz ovisnosti ulaznog signala i izlaznog tlaka koju daje proizvođač. Kako se unutar eksperimentalnog dijela ovog rada sustavom upravlja s već određenim upravljačkim uređajem, uzet ćemo njegove karakteristike u razmatranje. Za upravljački uređaj korišten je PLC Controllino koji posjeduje analogni naponski izlaz kojim je moguće upravljati u rasponu od 0 do 10 V. Kako se radi o izlazu koji je upravljiv sa svega 8 bita odnosno 255 razina vrijednosti naponskog signala, što je relativno malo za potrebe sustava kojim će upravljati, izvršit ćemo skaliranje ulaznog signala. Sam proizvođač proporcionalnog tlačnog ventila u svojoj dokumentaciji navodi kako je moguće smanjivanje gornje granice izlaznog tlaka do 50 % pune skale sa zadržavanjem linearnosti ulaznog i izlaznog signala, uz uvjet da je razlika između minimalnog i maksimalnog reguliranog tlaka veća od 10%. Tako da unutar samog ventila smanjujemo maksimalni regulirani tlak na 7,5 bar čime dobivamo veću rezoluciju za približno 15 %.



Slika 13. Granice maksimalnog i minimalnog reguliranog tlaka ventila ITV 2050 [4]

Proizvođač navodi i podatak o histerezi u granicama od $\pm 1\%$, ali zbog malog iznosa histerezu zanemarujemo u daljnjem proračunu. Vrijednost parametra K_v dobivamo direktno iz izmijenjene granice maksimalnog reguliranog tlaka budući da naponski signal od 10 V odgovara izlaznom tlaku od 0,75 MPa te uz zanemarivanje histereze, iz njihovog omjera proizlazi da pojačanje iznosi $K_v = 0,075 \text{ MPa/V}$.

Kako proizvođač unutar svojih podataka nema prikaz odziva signala na zadanu referencu signala, vrijednost vremenske konstante T_v određujemo eksperimentalno. Na proporcionalni tlačni regulator postavljamo odskočni referentni signal. Snimanjem vrijednosti tlaka na izlazu regulatora dobivamo dinamički odziv komponente sustava. Mjerenje tlaka vrši se pomoću već ugrađenog manometra u sam proporcionalni regulator. Na slici 14. vidljivi su odzivi tlaka u sustavu za različite naponske pobude proporcionalnog tlačnog regulatora, sve skalirane na pojačanje K_p . Kako bi zornije bila prikazana sličnost između vremena odziva, na slici je prikazana srednja vrijednost izmjerenih signala. S obzirom na to da postoje određene razlike u snimljenim odzivima koje su malog iznosa, u daljnjem razmatranju korištena je srednja vrijednost između izmjerenih signala u tri stupnja naponske gradacije. Iz dobivenog signala načinjen je proračun vrijednosti vremenske konstante proporcionalnog tlačnog regulatora.

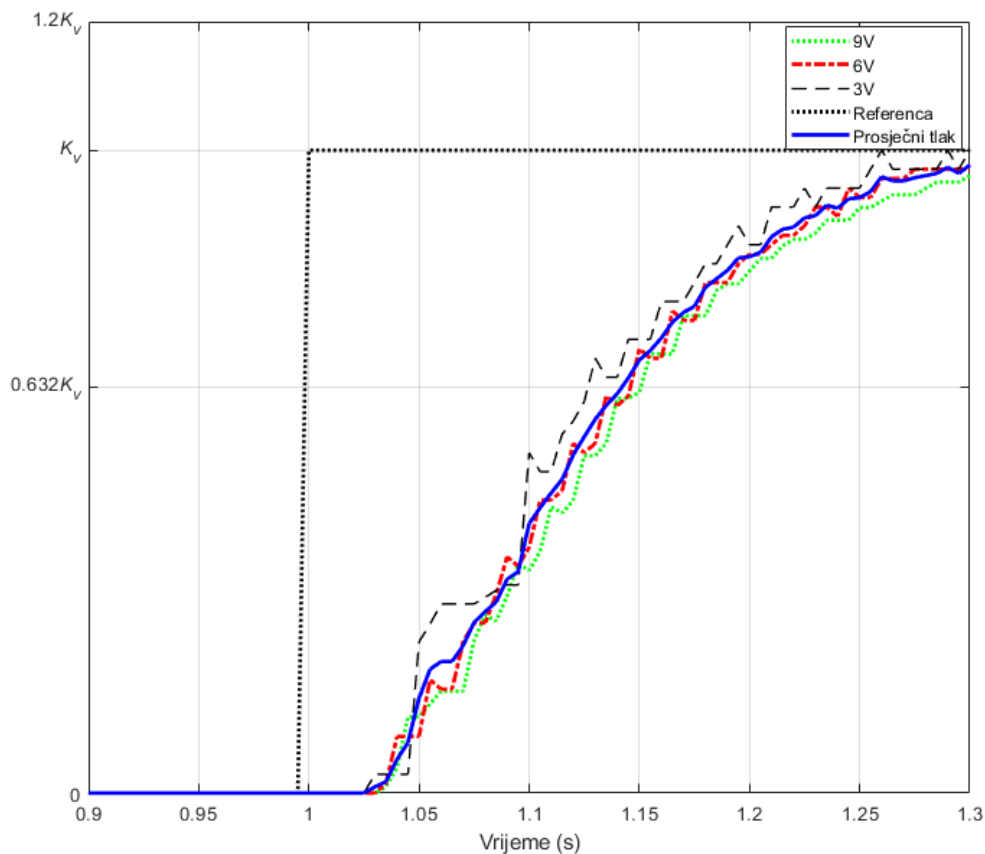


Slika 14. Prikaz snimljenih vrijednosti odziva tlaka za različite naponske reference ulaza skalirane na pojačanje K_p (gore). Prikaz srednje vrijednosti odziva tlaka (dolje) $T_s = 5\text{ms}$

Iz grafičkog prikaza i mjerenja vrijednosti signala određen je iznos vremenske konstante. Vrijeme potrebno da sustav dostigne iznos od 63,2% stacionarne vrijednosti odziva sustava odgovara vremenskoj konstanti koja iznosi $T_v = 0,1422$ s, te se konačni oblik simulacijskog PT_1 člana može prikazati sljedećom prijenosnom funkcijom:

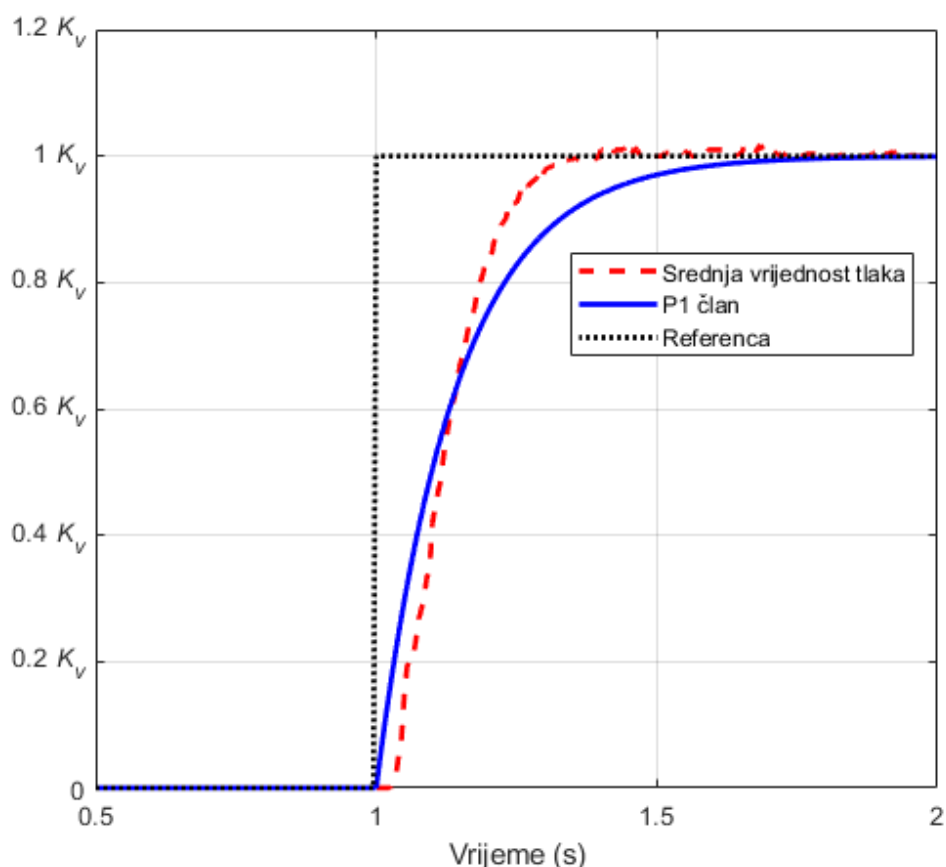
$$G(s) = \frac{p(s)}{u(s)} = \frac{K_v}{T_v s + 1} = \frac{0,075}{0,1422 s + 1} \quad (2)$$

Dakle, dinamičko ponašanje proporcionalnog tlačnog regulatora i njegov način rada opisan je proporcionalnim članom prvog reda. Međutim na slici 15. koja prikazuje uvećanje područja nakon promjene vrijednosti referentne funkcije, vidljivo je kako se ne radi o čistom PT_1 članu, već postoji dodatna dinamika u obliku transportnog kašnjenja (mrtvog vremena) u odnosu na zadanu referencu.



Slika 15. Prijelazna funkcija izlaznog tlaka za različite iznose funkcije ulaznog signala
 $T_s = 5$ ms

Na slici 16. prikazana je usporedba odziva PT_1 člana danog prijenosnom funkcijom (2) sa snimljenim odzivom tlaka u sustavu. Stacionarna vrijednost dostiže se u vremenu približno 30 ms, te je nagib mjerene vrijednosti tlaka nešto strmiji od odziva PT_1 člana. Iako se može zaključiti kako je simulacijski model predstavljen dinamikom PT_1 člana relativno zadovoljavajući, zbog želje za što vjernijom aproksimacijom stvarnog odziva sustava razmotrimo i neke druge mogućnosti modeliranja.



Slika 16. Usporedba prijelazne funkcije određenog PT_1 člana sa srednjom vrijednosti odziva tlaka na zadanu referencu

3.1.1. Modeliranje dinamike višeg reda proporcionalnog tlačnog regulatora

Kako što je ranije opisano simulacijska dinamika PT_1 člana dana prijenosnom funkcijom (2) relativno dobro aproksimira stvarni odziv, no zbog težnje vjernijem simulacijskom modelu razmotrit ćemo sljedeće opcije modeliranja:

- Model PT_1 člana s mrtvim vremenom
- Model dinamike PT_2 člana.

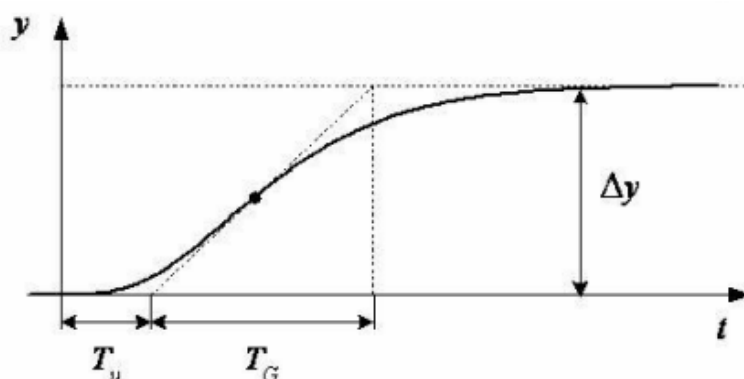
3.1.2. Model dinamike PT_1 člana s mrtvim vremenom

Iz grafičkog prikaza snimljenih podataka vidljivo je kako prilikom zadavanja odskočne referentne funkcije na proporcionalni tlačni regulator dolazi do kašnjenja u odzivu izlaznog tlaka. Iz mjerenja odziva tlaka vidljivo je da se radi o iznosu od 30 ms u kojem sustav miruje nakon zadavanja reference, a to kašnjenje nazivamo mrtvim vremenom. Ranije je prikazan model dinamike PT_1 člana koji ima određeno odstupanje od stvarnog odziva, zato je težnja grafoanalitičkim postupcima odrediti model i parametre sustava kako bi on bolje aproksimirao odzive stvarnog sustava.

Jedno od rješenja je korištenje P_1T_e člana u prijenosnoj funkciji simulacijskog modela sustava. Ovakav model često je korišten zbog toga što mnogi procesi, osobito u procesnoj industriji imaju karakteristiku aperiodskog odziva, poput pneumatskih procesa, kao i drugih procesa fluidne tehnike te toplinskih procesa. Za njihov opis dovoljan je PT_1 član koji vrlo dobro predstavlja njihovo aperiodsko ponašanje, a takav opis simulacijski zadovoljava sve parametre odziva. Kako u stvarnosti prijenos signala ima određeno kašnjenje, a izvršni članovi također ne reagiraju trenutno, već postoji određeno kašnjenje u njihovom aktiviranju, u simulacijskom modelu često je potrebno dodati član s mrtvim vremenom. Taj član dodaje se na vrlo jednostavan način budući da je njegova dinamika isključivo transportno kašnjenje, pa je njegov model serijski spoj s modelom PT_1 člana. Algebrom blokova dobivamo ukupnu prijenosnu funkciju P_1T_e člana koja glasi:

$$G(s) = \frac{K_1 e^{-s T_u}}{T_v s + 1} \quad (3)$$

Ovakav model ima nekoliko loših strana, prilikom sinteze regulatora standardnim analitičkim metodama stvaraju se određeni problemi, pa je nužno primijeniti metode poput Takahashijevog postupka za određivanje parametara regulatora. Također, zbog jednostavnosti samog modela može doći do značajnijih odstupanja od mjerenih veličina. Za određivanje parametara modela prijenosne funkcije P_1T_e člana primijenjena je Kūpfmüllerova aproksimacija. Ona se zasniva na određivanju pravca koji je tangenta na točku infleksije odziva sustava, što je vidljivo na slici 17. Presjek toga pravca s nultom vrijednosti signala karakterizira mrtvo vrijeme. Kako bi ujednačili oznake iz originalnog rada u kojoj je reprezentirana ova metoda, za mrtvo vrijeme bit će korištena oznaka T_u , a za vremensku konstantu nadomjesnog PT_1 člana bit će korištena oznaka T_g . [10]

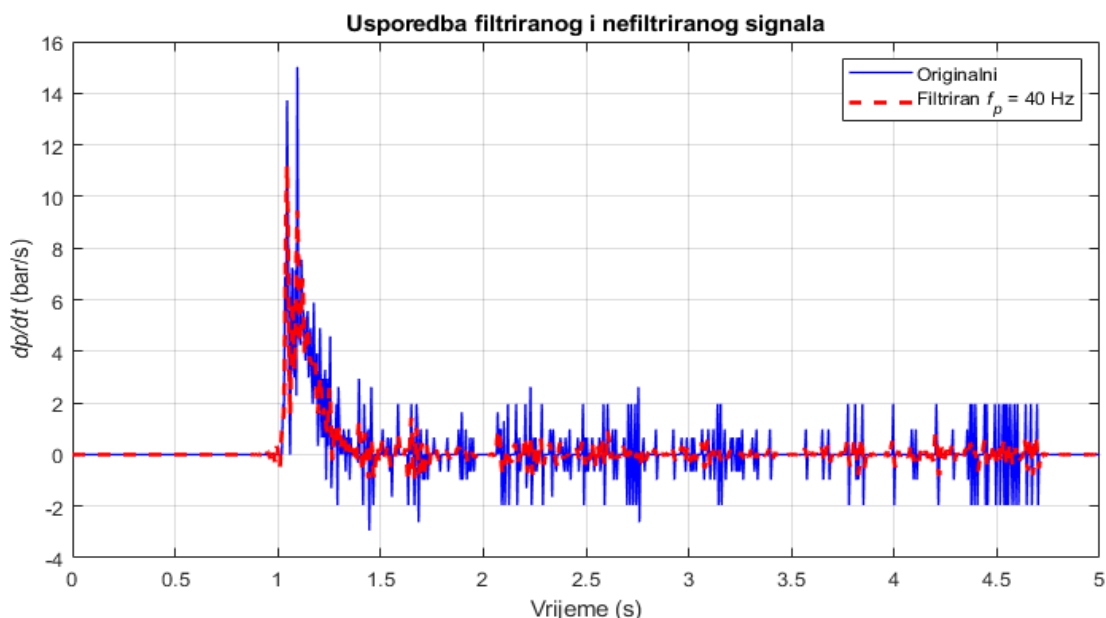


Slika 17. Parametri Kūpfmüllerove aproksimacije [10]

Pojačanje K_I odgovara pojačanju K_V koje je izračunato u ranijem poglavlju, a ima iznos:

$$K_V = K_I = \frac{p_\infty}{u_\infty} = \frac{7,5 \cdot 10^5}{10} = 0,075 \frac{\text{MPa}}{\text{V}} \quad (4)$$

Na slici 18. prikazana je derivacija snimljenog signala tlaka. Derivacija uobičajeno unosi šum u signal te je ovdje vidljiva blaga zašumljenost signala. Zbog točnijeg određivanja točke infleksije primijenjen je niskopropusni filter, čiji je rezultat također vidljiv na istoj slici. Za niskopropusni filter korištena je ugrađena Matlabova funkcija *lowpass* iz Signal Processing Toolboxa. Kako je riječ o diskretno snimljenom signalu u samu funkciju unesen je podatak o frekvenciji uzrokovanja, koja u ovom slučaju iznosi 200 Hz, a frekvencija propuštanja 40 Hz.

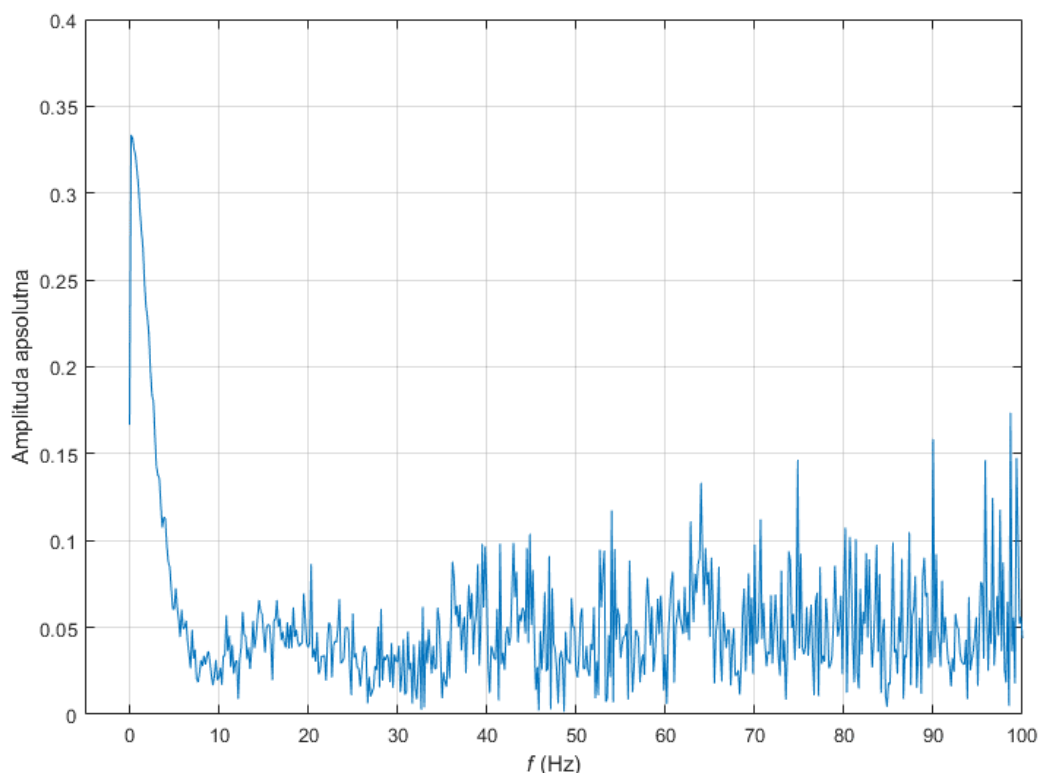


Slika 18. Usporedba originalnog i filtriranog signala ($f_s=200$ Hz i $f_p=40$ Hz)

Signal je filtriran s propusnom frekvencijom od 40 Hz budući da frekvencija uzrokovanja iznosi 200 Hz, ona predstavlja dobar početak pri analizi signala. Korištenjem diskretne Fourierove

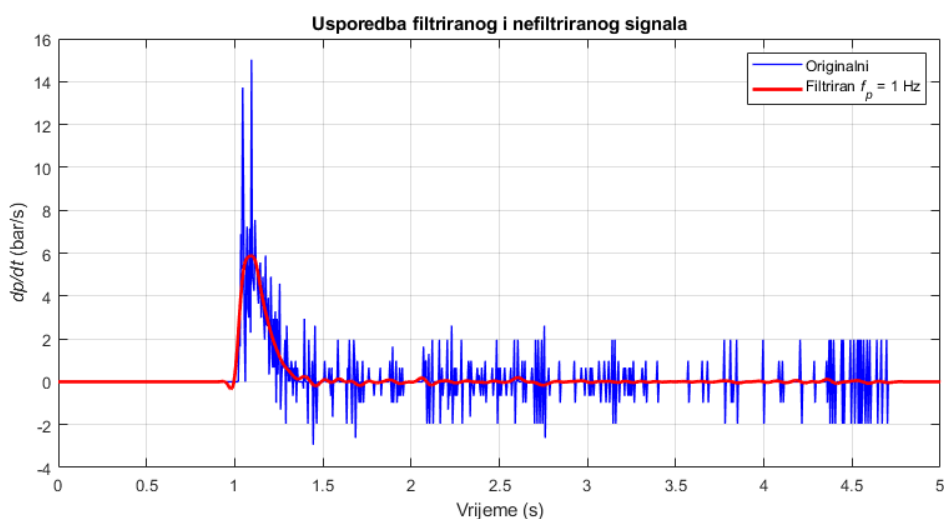
transformacije moguće je razlikovati frekvenciju signala od frekvencije šuma. Ona pretvara signal iz vremenske domene u frekvencijsku domenu u kojoj je moguće separiranje frekvencije šuma od frekvencije signala. Glavna ideja Fourierove analize je svaku periodičku funkciju zapisati kao sumu sinusa različitih amplituda i frekvencija. Izražene vrijednosti u spektru amplituda pokazuju na kojim vrijednostima funkcije $f(x)$ dolazi do poklapanja frekvencije signala i frekvencije gibanja opisa signala oko kružnice na čemu se bazira Fourierova transformacija. Poklapanje tih dviju frekvencija vidljivo je na grafičkom prikazu frekvencije i amplitude kao svojevrsni šiljak amplitude, a pomoću te frekvencije moguće je projektirati niskopropusni filter. [11]

Na slici 19. je vidljivo kako je jedina izražena amplituda za frekvenciju od 1 Hz, a ostale amplitude značajno su manje i postoje na višim frekvencijama, zbog toga one reprezentiraju frekvencije šuma.



Slika 19. Diskretna Fourierova transformacija signala

Nakon primjene niskopropusnog filtra na slici 20. vidljivo je kako je uspješno separiran signal od šuma te će on biti korišten u daljnjem proračunu.

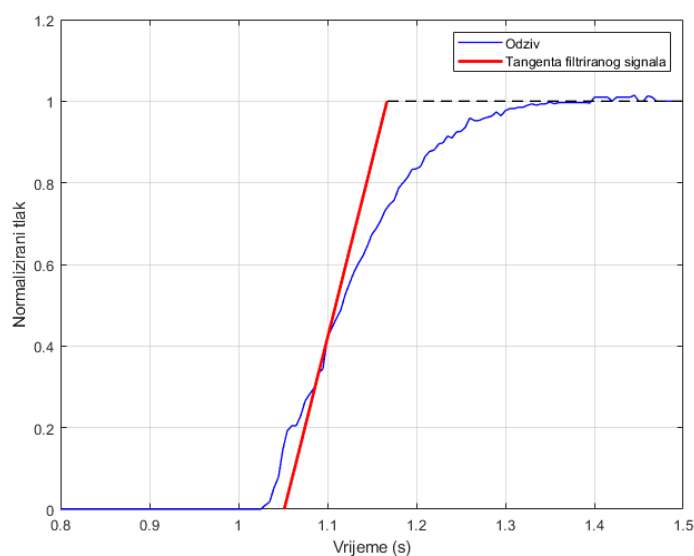


Slika 20. Signal filtriran niskopropusnim filtrom (frekvencija propuštanja $f_p = 1$ Hz)

Na slici 21. prikazan je pravac tangente koji prolazi kroz točku infleksije s početnim stanjem. Iz nje se direktnim mjerenjem određuju vrijednosti vremenskih konstanti T_u i T_g , koje su prikazane u tablici 1. Također, radi usporedbe, prikazane su i vrijednosti vremenskih konstanti nefiltriranog signala.

Tablica 1. Usporedba nadomjesnih vremenskih konstanti primjenom Küpfmüllerove aproksimacije s filtriranim i nefiltriranim signalom

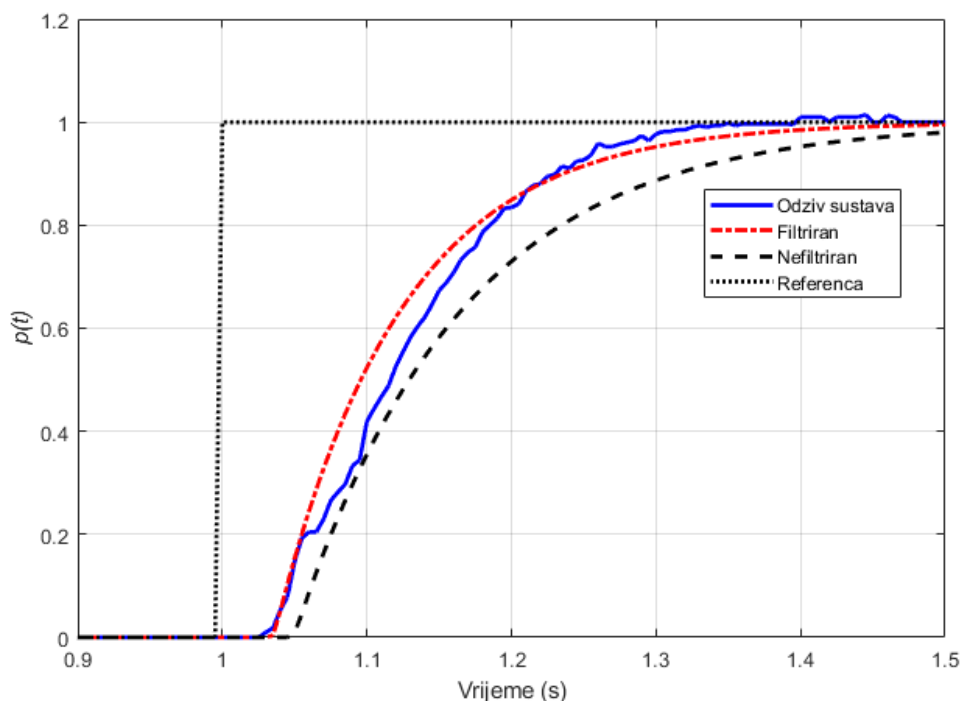
Parametar	Filtrirani signal	Nefiltrirani signal
T_u (ms)	38	51,5
T_g (ms)	87	115



Slika 21. Konstrukcija tangente na točku infleksije odziva sustava

Kako bi procijenili pogrešku simuliranog signala u odnosu na stvarni snimljeni odziv potrebno je odrediti metodu za njezino određivanje. Korištena je metoda normaliziranog korijena srednjeg kvadrata pogreške (engl. *normalized root mean square error* - NRMSE). To je jedna od češće korištenih metoda za mjerenje razlike između predikcijskih modela i snimljenih podataka, a zbog svoje bezdimenzionalnosti često je korištena u modelima učenja neuronskih mreža i analize statističkih podataka. Upravo bezdimenzionalnost označava mogućnost usporedbe između različitih dimenzija podataka. Iako to nije slučaj u ovom izračunu u nekim razmatranjima bit će korištene takve usporedbe. Unutar programskog paketa Matlab u kojem se provodi analiza signala, postoji ugrađena funkcija za njezin izračun. Funkcija *goodnessOfFit* sadrži tri ulazna argumenta sljedećim redom, vektor signala na kojim se provodi usporedba, referentni signal te metoda pomoću koje se provodi računanje pogreške. Funkcija kao izlaz daje pogrešku norme, a za dobivanje postotka poklapanja korištena je funkcija *compare*, kao veza između tih dviju funkcija: [12]

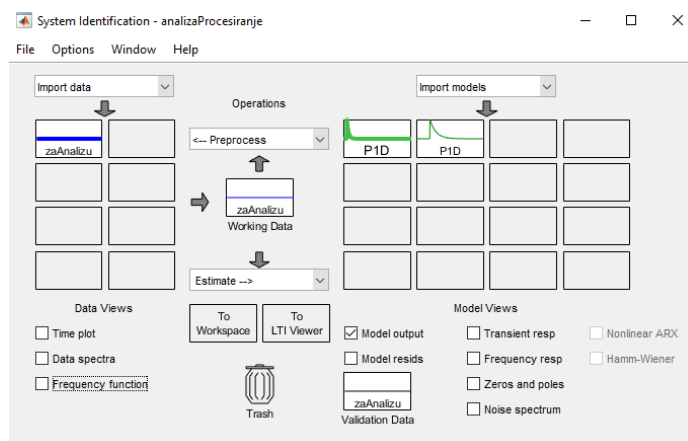
$$fit_{compare} = (1 - fit_{gof}) \cdot 100 \quad (5)$$



Slika 22. Usporedba odziva P_1T_e člana određenih preko Kūpfmūllerove aproksimacije pomoću filtrirane i nefiltrirane derivacije prilikom izračuna tangente (poklapanje iznosi 92,83%, a za nefiltriranu derivaciju poklapanje iznosi 88,68%)

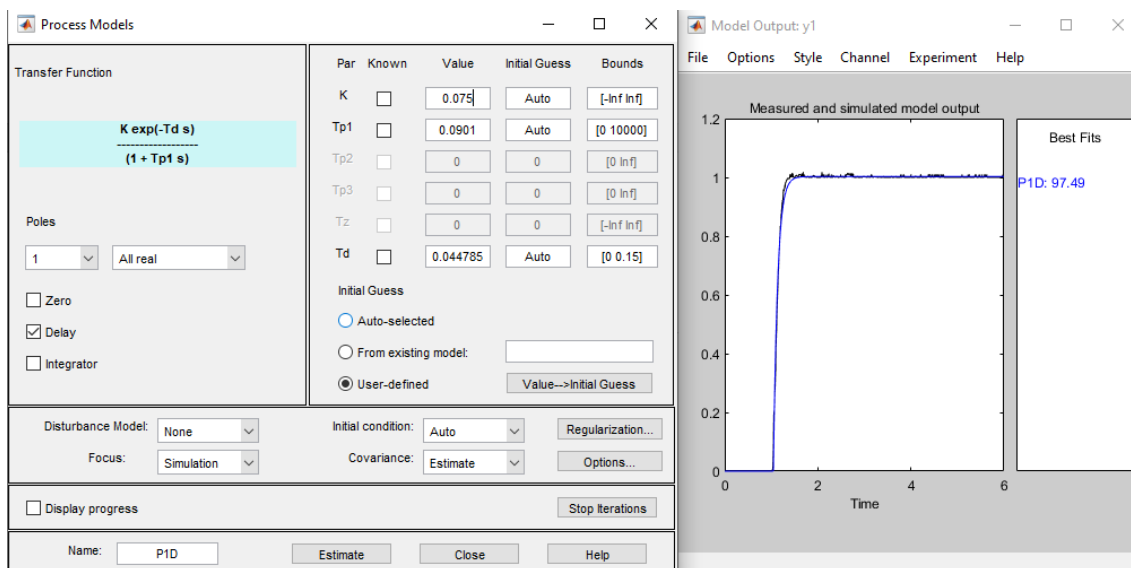
Na slici 22. može se uočiti da je korištenjem Kūpfmüllerove aproksimacije dobivena vjernija simulacija odziva sustava u odnosu na korištenje samo PT_1 člana. Također je vidljivo kako je nužno obratiti pažnju na šum koji se pojavljuje prilikom deriviranja signala potrebnog za izračun tangente, budući da je razlika između parametara dobivenih filtriranom i nefiltriranom derivacijom signala više nego očita. Filtrirana derivacija signala pri izračunu tangente puno bolje aproksimira stvarni odziv sustava.

Unutar programskog paketa Matlab dostupan je System Identification Toolbox pomoću kojeg je moguće određivati vrijednosti pojačanja te vremenskih konstanti iz snimljenog odziva, uz filtriranje te druge opcije procesiranja signala. Kako smo ranije matematički odredili jedno od mogućih rješenja odziva s P_1T_e članom, usporedit ćemo te rezultate s rješenjima koje nam daje korišteni program. Na temelju usporedbe tih rezultata može se zaključiti opravdanost takovog pristupa pri izračunu ostalih parametara unutar analiziranog sustava.



Slika 23. Početni prozor System Identification Toolboxa

Samo sučelje je vrlo intuitivno i omogućuje unos podataka u vremenskoj domeni te različite opcije za procesiranje signala poput postavki filtra originalnog signala i derivacija signala, a postavke su podešene prema izračunima koji su ranije opisani. Odabirom željenog reda i dinamike simulacijskog modela program računa vrijednosti pojačanja i vremenskih konstanti te prikazuje razliku između stvarnog i simuliranog signala. Pokretanjem funkcije *compare* moguće je postotno prikazati vrijednost poklapanja simulacijskog i stvarnog odziva.



Slika 24. Vrijednosti parametara P_1T_e člana te usporedba njegovog odziva sa stvarnim odzivom

Na slici 25. može se uočiti kako su određeni parametri slični onima dobivenim pomoću Kūpfmüllerove aproksimacije, a postotna usporedba je prikazana u tablici 2. Također, vidljivo je kako male razlike u vremenskim konstantama čine značajnu razliku u vjernijem slijeđenju modela sa stvarnim odzivom, što je jasno vidljivo iz postotnog poklapanja signala.

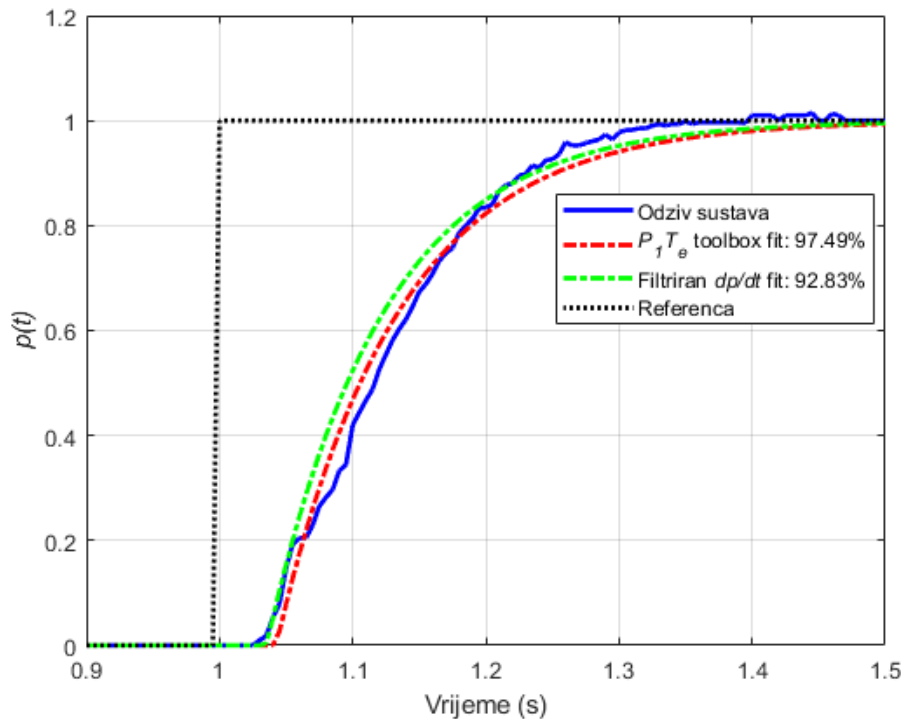
Tablica 2. Usporedba nadomjesnih vremenskih konstanti i poklapanja odziva primjenom Kūpfmüllerove aproksimacije s filtriranom i nefiltriranom derivacijom odziva signala te primjenom System Identification Toolboxa

Vrsta člana	T_u (ms)	T_g (ms)	Poklapanje (NRMSE) (%)
PT_1	-	142,2	91,4
P_1T_e – bez filtra $\frac{dp}{dt}$	51,5	115	88,68
P_1T_e – s filtrom $\frac{dp}{dt}$	38	87	92,83
P_1T_e - toolbox	44,8	90,1	97,49

Zbog najvećeg postotnog poklapanja i dobrog slijeđenja odziva sustava vrijednosti nadomjesnih vremenskih konstanti odabiremo prema rezultatima toolboxa. Razlog točnijeg rezultata u odnosu na Kūpfmüllerovu aproksimaciju leži u boljoj filtraciji signala i boljim algoritmima za izračun točke infleksije koje uzimaju u obzir srednju vrijednost oko nje, kako ne bi došlo do odabira točke koja ima veću vršnu vrijednost zbog postupka diskretizacije.

Prijenosna funkcija dobivena postupkom identifikacije korištenjem System Identification Toolbox-a glasi:

$$G(s) = \frac{K_v e^{-s T_u}}{T_g s + 1} = \frac{0,075 e^{-s 0,0448}}{0,0901 s + 1} \quad (6)$$

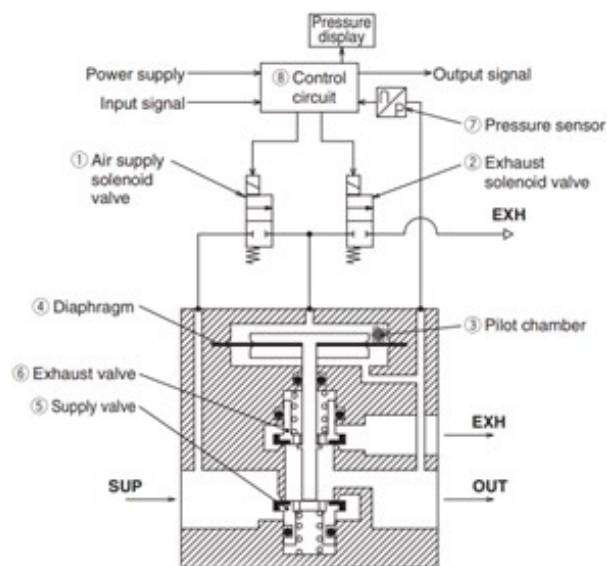


Slika 25. Usporedba odziva P_1T_e člana s različitim nadomjesnim vremenskim konstantama

3.1.3. Model dinamike aproksimiran PT_2 članom

Motivacija za opisivanje simulacijskog modela dinamikom proporcionalnog člana drugog reda je veće postotno poklapanje s odzivom od dinamike proporcionalnog člana prvog reda. Dinamika prvog reda s mrtvim vremenom pokazuje vrlo dobar opis odziva sustava, no zbog sinteze regulatora analitičkim metodama težnja je opisati model sličnom vrijednosti poklapanja bez člana s mrtvim vremenom. Kako bi dobili takav model koristit ćemo proporcionalni član dinamike drugog reda odnosno PT_2 član. Takav model ima kašnjenje na početnom dijelu odziva koje može nadomjestiti mrtvo vrijeme, a sam model PT_2 člana pogodan je za analizu i sintezu regulatora. Iz snimljenog odziva izlaznog tlaka vidljivo je kako se radi o kašnjenju izazvanom mrtvim vremenom prilikom slanja signala i aktivacije ventila, no korištenje PT_2 člana je

djelomično fizikalno opravdano. Na slici 26. dan je shematski prikaz proporcionalnog tlačnog regulatora, iz njega je vidljivo kako za mjerenje tlaka koristi manju pretkomoru koja se spaja na izlazni dio ventila. Unutar komore za mjerenje tlaka nalazi se membrana na koju je spojeno mjerno osjetilo. Preko nje vrši se otvaranje i zatvaranje ventila te u povratnoj vezi provjera tlaka. Kod PT_2 člana postoje dva spremnika energije, a ovdje govorimo o manjoj pretkomori za mjerenje i regulaciju izlaznog tlaka te izlaznoj grani kao drugoj komori. Ukoliko detaljnije analiziramo samo dinamiku ventila dolazimo do zaključka da je dinamika manje pretkomore za mjerenje i reguliranje tlaka zanemarive dinamike. Za potrebe eksperimentalnog rada korišten je ventil s manjim protokom od 1500 l/min, te uz veliki skok reference te izraženu stišljivost zraka, sama dinamika ventila vjerojatno nije zanemariva ukoliko u obzir uzmemo ukupnu dinamiku sustava. Budući da je regulator spojen na komoru cilindra čiji je volumen višestruko veći od same pretkomore ventila, takva detaljna analiza dinamike nije potrebna. Stoga će se uzeti da je dinamika pretkomore zanemariva u odnosu na dinamiku dvoradnog pneumatskog cilindra.



Slika 26. Shematski prikaz rada proporcionalnog tlačnog regulatora [4]

Za opis dinamike PT_2 člana korištena je Strejcova aproksimacija, koja se temelji na grafoanalitičkoj tehnici aproksimacije u dvije točke pogodne za sustave višeg reda. Vrijednosti vremenskih konstanti T_1 i T_2 određuju se preko parametara P_1T_e modela koji su opisani u prethodnom poglavlju, a prijenosna funkcija je u obliku:

$$G_{p_2}(s) = \frac{K_v}{(T_1 s + 1) \cdot (T_2 s + 1)} \quad (7)$$

Ovisnost vremenskih konstanti o prethodnom modelu prikazane su u sljedećem obliku [9]:

$$T_g = T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{T_2}{T_2 - T_1}} \quad (8)$$

$$T_u = \frac{T_1 \cdot T_2}{T_2 - T_1} \ln \frac{T_1}{T_2} - T_g + T_1 + T_2 \quad (9)$$

Prije samog izračuna poželjno je provjeriti vrijednosti omjera T_g i T_u budući da njegova veza određuje vrijednosti drugih omjera, bez kojih izračun potrebnih vremenskih konstanti ne bi bio moguć. Omjeri su radi preglednosti često prezentirani putem dijagrama iz kojih je moguće jednostavno očitati potrebne omjere, odnosno tablično kako bi ih računalni programi mogli lakše obrađivati. Kao što je vidljivo iz omjera parametara P_1T_e modela ovakav model drugog reda nema rješenje za razmatrani sustav. Potrebno je proširiti model na P_nT_n kojeg su nešto kasnije predložili Preuß i Isermann. Iz njihove metode proizlazi kako bi red sustava trebao biti petog reda. Takav prikaz dan je tablično i koristan je za praktičnu upotrebu, no autori ostavljaju analitički model iz kojeg je moguće izračunavanje nadomjesne vremenske konstante za odabrani red sustava. [10]

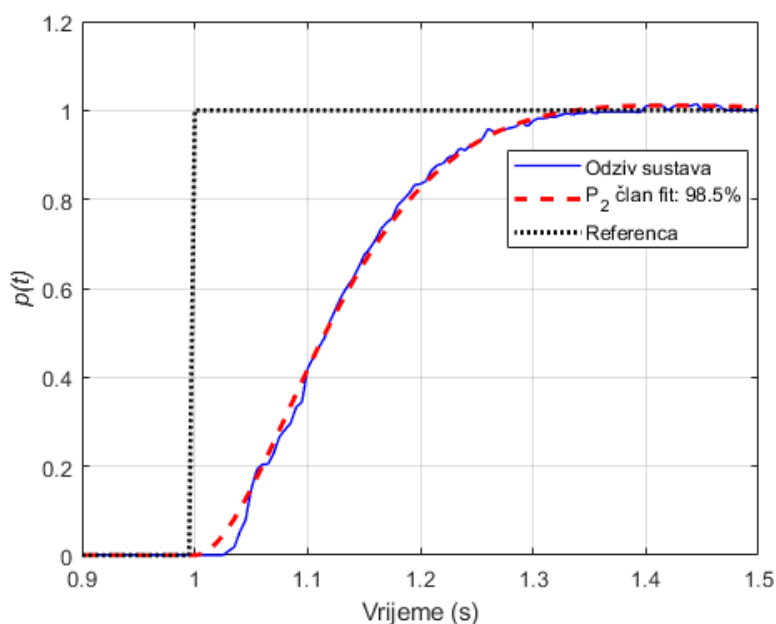
Budući da System Identification Toolbox koristi naprednije metode izračuna parametara od ranije izložene metode, koja je prezentirana zbog teoretske osnove i cjelokupnosti, proveden je isti postupak pomoću System Identification Toolbox-a te su dobiveni sljedeći parametri dani u tablici 3.

Tablica 3. Vrijednosti parametara PT_2 člana primjenom System Identification Toolbox-a

Vrsta člana	T_{2ITV} (ms)	T_{1ITV} (ms)	K_v (MPa/V)	Poklapanje (NRMSE) (%)
PT_2	5,81	125	0,075	98,5

Dobiveni parametri odgovaraju sljedećoj prijenosnoj funkciji:

$$G_{p_2}(s) = \frac{K_v}{T_{2ITV} s^2 + T_{1ITV} s + 1} \quad (10)$$



Slika 27. Usporedba PT_2 člana sa snimljenim odzivom sustava (poklapanje 98,5 %)

Na slici 27. vidljivo je kako PT_2 član dobro aproksimira stvarni odziv sustava, a postotno poklapanje ta dva signala iznosi 98,5%. Taj postotak preklapanja bolji je od slučaja P_1T_e člana, a kako u samoj prijenosnoj funkciji nema mrtvog vremena sinteza regulatora je značajno olakšana. Zbog tih razloga u daljnjoj sintezi regulacijskog kruga za uzlazni model pneumatskog proporcionalnog tlačnog regulatora bit će korišten PT_2 član.

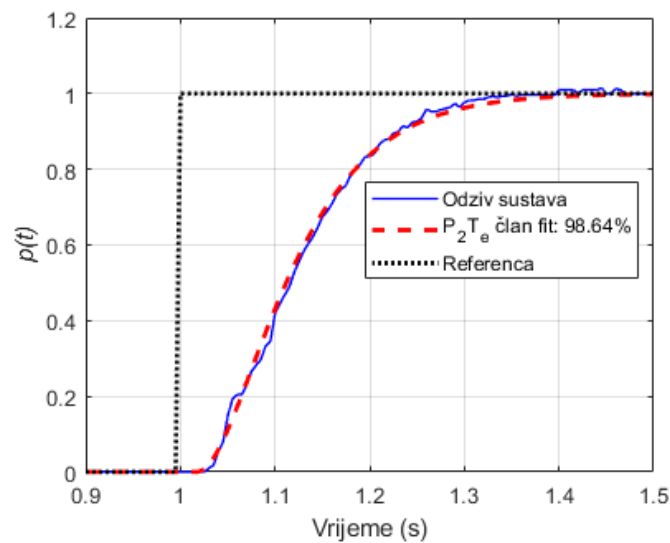
Time dobivamo konačnu prijenosnu funkciju proporcionalnog tlačnog regulatora korištenog u simulacijskom modelu prilikom prirasta tlaka:

$$G_{ITV+}(s) = \frac{0,075}{0,0058 s^2 + 0,125 s + 1} \quad (11)$$

Dinamika PT_2 člana ipak značajnije odstupa od stvarnog signala oko područja promjene reference. Na slici 28. prikazan je model P_2T_e člana, vidljivo je bolje podudaranje u početnom vremenskom intervalu, no sam model ima neznatno bolji odziv, a nosi značajne probleme u sintezi regulatora.

Tablica 4. Vrijednosti parametara P_2T_e člana

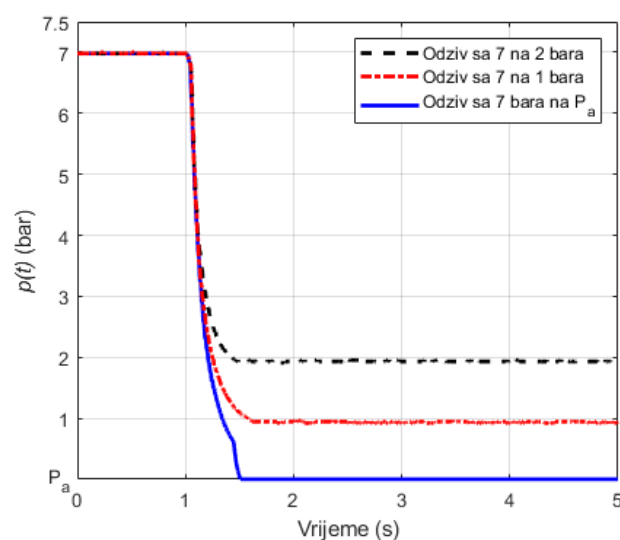
Vrsta člana	T_{2ITV} (ms)	T_{1ITV} (ms)	T_e (ms)	K_v (MPa/V)	Poklapanje (NRMSE) (%)
P_2T_e	3,1	111	28,8	0,075	98,64



Slika 28. Usporedba P_2T_e člana sa snimljenim odzivom sustava (poklapanje 98,64 %)

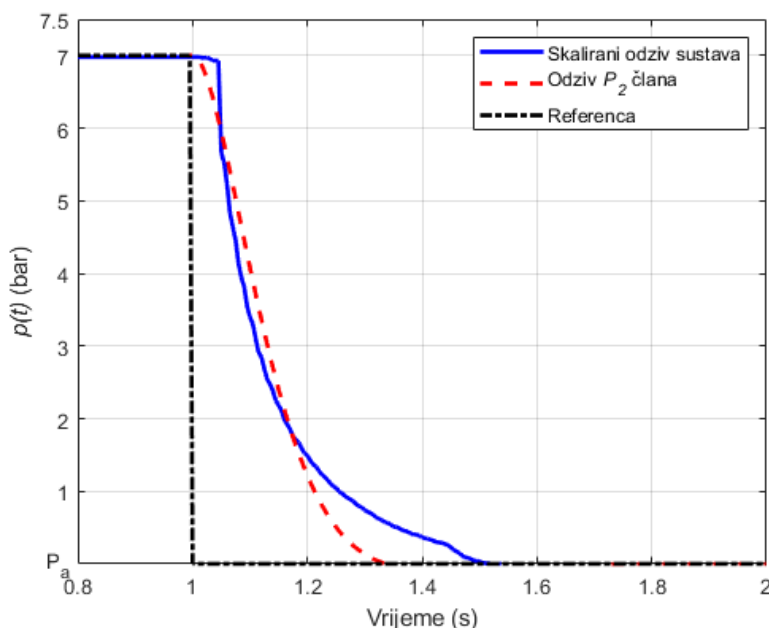
3.1.4. Modeliranje dinamike prilikom silazne promjene tlaka

U procesima fluidne tehnike česta je pojava da je dinamika sustava različita ovisno o predznaku smjera promjene tlaka. Ta pojava još je izraženija u pneumatici zbog stišljivosti zraka, jer pri porastu tlaka u komori cilindra dinamika sustava bit će brža od procesa smanjenja izlaznog tlaka. Na slici 29. vidljiv je odziv eksperimentalnog sustava na negativnu odskočnu pobudu koja se aktivira u prvoj sekundi eksperimenta. Prikazani su odzivi za tri reference kako bi se odredile vrijednosti parametara koje vrijede na cijelom rasponu ulaznih signala.



Slika 29. Prikaz snimljenih vrijednosti izlaznog tlaka za negativnu promjenu odskočne reference ulaznog signala ($T_s = 5$ ms)

Na slici 29. može se uočiti da je vrijeme potrebno za dostizanje stacionarne vrijednosti značajno veće nego u slučaju porasta tlaka, što je obrađeno u prethodnom poglavlju. Vremena odziva koja su prije iznosila 250-300 ms sada iznose više od 500 ms, pa je zbog izražene razlike potrebno provesti validaciju simulacijskog modela.



Slika 30. Usporedba skaliranog odziva izlaznog tlaka i PT_2 člana podešenog prema parametrima određenim iz pozitivne karakteristike promjene tlaka $T_2= 5,8$ ms $T_I= 125$ ms

Na slici 30. prikazana je prosječna vrijednost snimljenih odziva izlaznog tlaka za negativnu referencu proporcionalnog tlačnog regulatora, a signali su pomaknuti po amplitudi kako bi bila moguća njihova analiza. Uz nju je prikazan odziv modela PT_2 člana prema jednadžbi (11) na zadanu negativnu referencu signala. Odziv modela ne slijedi na odgovarajući način stvaran odziv sustava te je potrebno ponoviti izračun parametara modela proporcionalnog tlačnog regulatora koji će biti korišten prilikom zahtjeva reference za spuštanjem izlaznog tlaka.

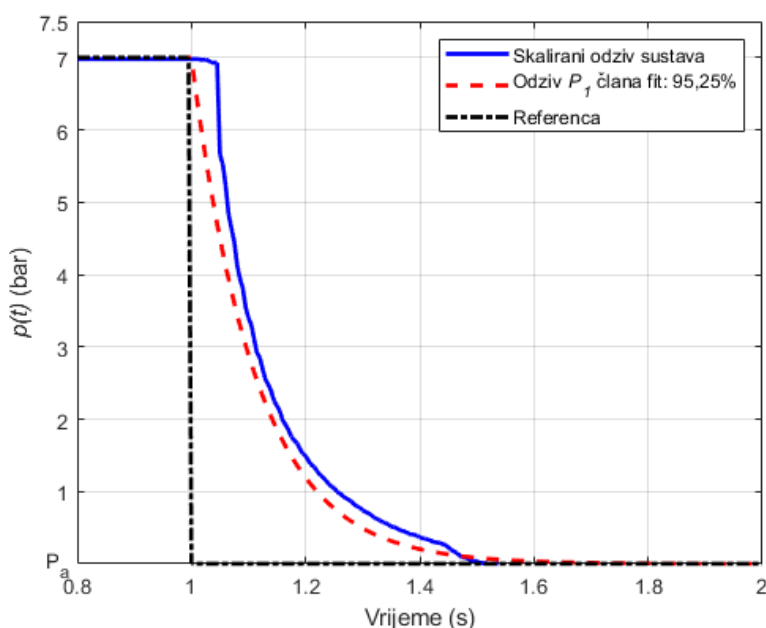
Tablica 5. Vrijednosti parametara PT_I člana prilikom negativne promjene reference

Vrsta člana	T_{gITV} (ms)	K_v (MPa/V)	Poklapanje (NRMSE)(%)
PT_I	113	0,075	95,25

Na slici 31. prikazana je usporedba odziva sustava i PT_I člana podešenog prema parametrima iz tablice 5. Model PT_I člana dobro simulira stvaran odziv (postotno poklapanje iznosi 95,25%), te nakon početnog kašnjenja zbog mrtvog vremena ventila gotovo u potpunosti slijedi stvarni

odziv izlaznog tlaka. Zbog izrazito izraženog mrtvog vremena opis modelom dinamike PT_2 člana ne bi značajno poboljšao odziv uz posljedično dizanje reda sustava. Moguće je modeliranje P_2T_e člana s mrtvim vremenom, no obje metode daju relativno malo poboljšanje prema odzivu stvarnog signala uz znatno otežanu sintezu regulatora. Zbog toga je odabran model dinamike PT_1 člana. Time dobivamo konačnu prijenosnu funkciju proporcionalnog tlačnog regulatora korištenog u simulacijskom modelu prilikom smanjenja tlaka:

$$G_{ITV}(s) = \frac{K_v}{T_{gITV} s + 1} = \frac{0,075}{0,113 s + 1} \quad (12)$$



Slika 31. Usporedba PT_1 člana sa snimljenim odzivom sustava (poklapanja 95,25%)

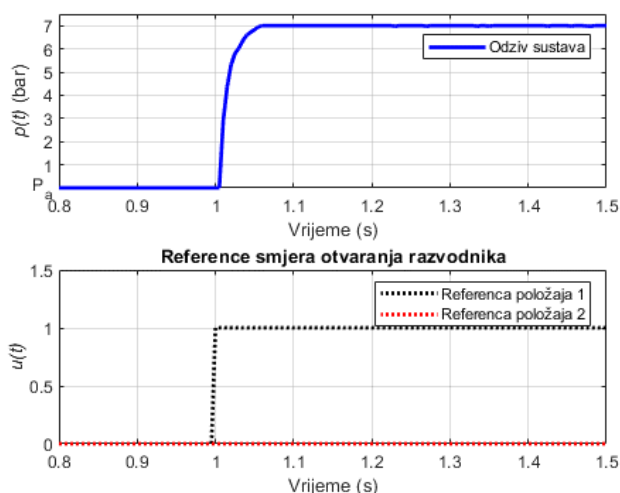
3.2. Simulacijski model dinamike razvodnog ventila

Razvodni ventili služe za usmjeravanje protoka zraka u željenom smjeru. U pneumatici najčešće su zastupljeni razvodnici tipa 5/3 ili 5/2, gdje se preklapanjem jedna pneumatska grana otvara na atmosferski tlak, čime postaje grana za rasterećenje, dok druga tlačna grana služi za savladavanje opterećenja. U elektro pneumatici aktivacijski signal je najčešće električni ili neki kombinirani tip aktiviranja. Ukoliko detaljnije promotrimo konstrukciju električno aktiviranih razvodnih ventila vidljivo je da se oni sastoje od dva ventila po svakom smjeru pomaka klipa razvodnika. Pomak glavnog ventila vrši jedan manji elektromagnetski aktivirani pilot ventil kojim se izravno upravlja. Takvi pilot ventili za aktiviranje klipa koriste internu tlačnu vezu, pa ih nazivamo razvodnicima s unutarnjim pilotom ili eksternu tlačnu vezu, pa ih nazivamo

razvodnicima s vanjskim pilotom. Budući da razvodnik nema unutarnjih spremnika energije pretpostavka je da će se prilikom odziva pojaviti samo kašnjenje prilikom otvaranja. Zbog toga što razvodnike s vanjskim pilotom konstantno napajamo istim tlakom izvora, a ne ulaznim tlakom grane, koji ovisno o funkciji može biti manji. Također, opis dinamike značajno je olakšan, budući da je tlak dobave konstantan i neovisan o ulaznoj tlačnoj grani razvodnog ventila.

3.2.1. Modeliranje dinamike prilikom aktiviranja ventila

Iako je u teoretskom izvodu dinamičkog ponašanja sustava vrlo često praktičnije opisati model isključivo jednom dinamikom sustava ona u praksi gotovo nikad nije takva. Jednim dijelom je to svakako zbog postojanja histereze i drugih faktora kao što je pomak razvodnog klipa ventila koji mora prijeći različiti pomak između dva položaja. U slučaju aktiviranja radi se o pomaku iz srednjeg zapornog položaja u jedan od aktivnih položaja koji omogućava protok stlačenog zraka. U slučaju promjene smjera razvodnika prelazi se iz krajnjeg aktivnog položaja u drugi aktivni položaj čime se pomak razvodnog klipa ventila dvostruko povećava. Kako bi točno odredili iznose vremenskih konstanti i modele dinamike aktiviranja i isključivanja razvodnog ventila provedeno je provesti eksperimentalno snimanje odziva sustava te izvršiti analizu signala. Zaključci izvedeni iz eksperimenta bit će korišteni u daljnjoj izgradnji simulacijskog modela.



Slika 32. Odziv tlaka na izlazu razvodnog ventila za zadanu referencu pomaka klipa razvodnog ventila, pomak iz srednjeg zapornog u aktivni položaj

Na slici 32. prikazan je odziv sustava na zadanu referencu aktiviranja ventila, razvodnik se napaja direktno iz potpuno otvorenog proporcionalnog tlačnog regulatora te je na izlaz razvodnika spojen manometar kojim se očitava iznos tlaka. Kao što je i pretpostavljeno odziv

sustava sugerira da se radi o dinamici nultog reda s mrtvim vremenom, no prijelazna funkcija prilikom dostizanja tlaka napajanja otvara prostor za daljnja razmatranja.

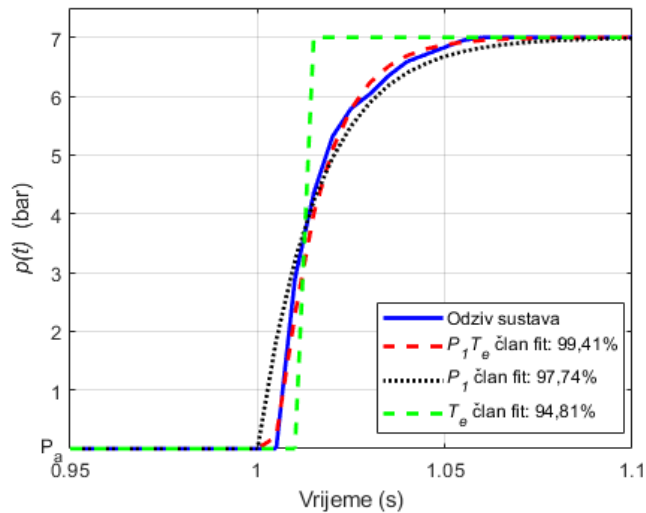
Tablica 6. Usporedba vrijednosti vremenskih konstanti različitih modela izlaznog tlaka razvodnog ventila

Vrsta člana	T_{2ra} (ms)	T_{1ra} (ms)	T_{era} (ms)	T_{gra} (ms)	Poklapanje (NRMSE) (%)
T_e	-	-	11	-	94,81
PT_1	-	-	-	16,3	97,74
P_1T_e	-	-	8	11,1	99,41
PT_2	0,053	15,6	-	-	98,72
P_2T_e	0,0015	13,5	4,3	-	98,81

U tablici 6. prikazana je usporedba vrijednosti vremenskih konstanti za različite simulacijske modele dinamike izlaznog tlaka razvodnog ventila. Iz nje je vidljivo kako početna pretpostavka da se radi o članu s uključenim mrtvim vremenom djelomično potvrđena. Postoji veliko postotno poklapanje između njih, no prijelazna funkcija pri dostizanju tlaka napajanja ipak zahtjeva opis dinamike višeg reda. PT_1 član koji nema izraženo mrtvo vrijeme ima veće postotno poklapanje s obzirom na površinu koja se zatvara između te dvije krivulje u dijelu dostizanja tlaka koja je veća od razlike u početnom dijelu gdje postoji razlika zbog inicijalnog pokretanja. P_1T_e član najbolje simulira snimljeni odziv upravo zbog uključenog mrtvog vremena prilikom inicijalnog otvaranja ventila te dinamike prvog reda prilikom dostizanja stacionarne vrijednosti. Razlog višeg reda dinamike sustava od očekivanog leži u stišljivosti zraka, kako se napajanje vrši preko proporcionalnog tlačnog ventila koji je svojevrsno usko grlo sustava zbog ograničenog protoka od 1500 l/min. Porastom tlaka zraka raste i stišljivost zraka, pa zbog konstantnog protoka proporcionalnog tlačnog razvodnika dolazi do svojevrsnog usporavanja cjelokupnog odziva. Upravo zbog ovakvih pojava unutar sustava važno je provesti eksperimentalnu validaciju simulacijskog modela, jer je vrlo teško predvidjeti apsolutno sve fizikalne pojave koje se događaju unutar sustava. U daljnjem razmatranju simulacijskog modela korištena je dinamika proporcionalnog člana prvog reda zbog vrlo dobrog preklapanja sa stvarnim odzivom, budući da P_1T_e član ima neznatno poboljšanje u preklapanju uz već ranije

spomenute probleme prilikom sinteze regulatora. Time dobivamo konačnu prijenosnu funkciju razvodnog ventila prilikom aktiviranja koja glasi:

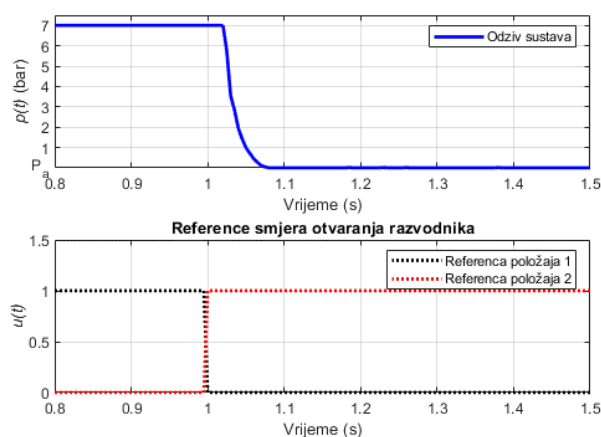
$$G_{rZA}(s) = \frac{1}{T_{gra} s + 1} = \frac{1}{0,0163 s + 1} \quad (13)$$



Slika 33. Usporedni prikaz korištenih članova za opis dinamike razvodnog ventila za skokovitu promjenu reference

3.2.2. Modeliranje dinamike prilikom deaktiviranja ventila

Pretpostavljamo kako će dinamika deaktiviranja ventila biti nešto sporija od dinamike prilikom uključivanja ventila. Stvarni odziv prikazan je na slici 34. Iz odziva sustava vidljivo je da se kao i u prethodnom poglavlju radi o dinamici proporcionalnog člana prvog reda s uključenim mrtvim vremenom.



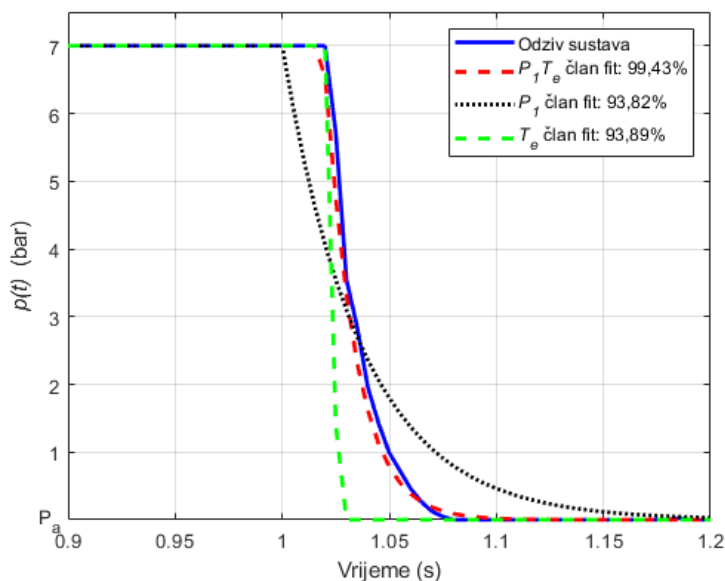
Slika 34. Odziv tlaka na izlazu razvodnog ventila za zadanu referencu pomaka klipa razvodnog ventila, pomak između dva otvorena položaja (proces odzračivanja)

Analitičko vrednovanje sličnosti poklapanja i vrijednosti vremenskih konstanti određenih dinamičkih članova dane su u tablici 7.

Tablica 7. Prikaz vrijednosti nadomjesnih vremenskih konstanti i postotka poklapanja različitih dinamičkih modela deaktiviranja razvodnog ventila

Vrsta člana	T_{2rk} (ms)	T_{1rk} (ms)	T_{erk} (ms)	T_{grk} (ms)	Poklapanje (NRMSE) (%)
T_e	-	-	26	-	93,89
PT_1	-	-	-	36,8	93,82
P_1T_e	-	-	21,8	13,9	99,43
PT_2	0,32	35,8	-	-	95,98
P_2T_e	0,007	15,4	22	-	99,1

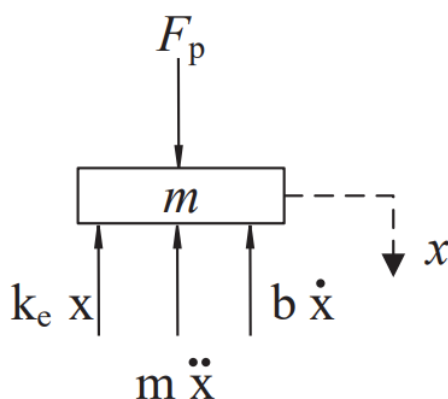
Izračuni vremenskih konstanti i poklapanja odziva modela, pokazala su da je pretpostavka dinamike proporcionalnog člana prvog reda s mrtvim vremenom točna. P_1T_e član ima gotovo potpuno poklapanje sa snimljenim odzivom sustava. Kako su razlike između vremenskih konstanti aktiviranja i isključivanja relativno male u okviru cijelog modela, u koji će biti uvršten model dvoradnog pneumatskog cilindra, razlika između tih dviju dinamika je zanemariva. Ona je ovdje dana zbog analize različitih dinamičkih modela, te će biti detaljnije razmatrana prilikom izračuna parametara dvopoložajne regulacije. Također, iz iznosa vremenskih konstanti vidljivo je kako elektromagnetski pneumatski razvodni ventili imaju relativno sporu dinamiku i malu frekvenciju preklapanja u usporedbi s proporcionalnim pneumatskim razvodnicima čija frekvencija preklapanja može iznositi i preko 100 Hz.



Slika 35. Usporedni prikaz članova dinamike razvodnog ventila prilikom deaktiviranja ventila

3.3. Dinamički model pneumatskog cilindra

Dinamički model pneumatskog cilindra dobiven je korištenjem zakona za ravnotežu sila mehaničkog sustava, uz pretpostavke da je zrak idealni plin te da je tlak u komorama cilindra konstantan.



Slika 36. Sile na klipu cilindra [13]

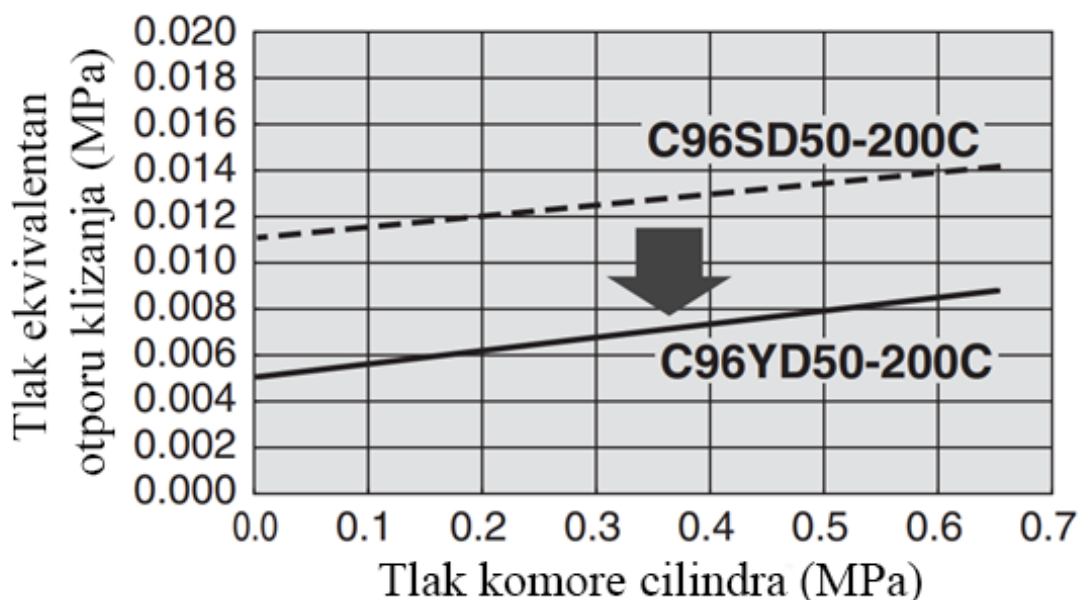
Na slici 36. vidljiv je shematski prikaz sila na klipu cilindra oslobođenog veza s okolinom. Zadatak je reguliranje sile, a kao aktuator za njezino ostvarenje koristi se dvoradni pneumatski cilindar. Postavljanjem jednadžbe sila dobivamo sljedeću jednadžbu:

$$m\ddot{x} = F_p - F_T - k_e x \quad (14)$$

Izlazna sila kojom cilindar pritiska ispitni uzorak jednaka je razlici tlakova pomnožena s površinom klipa pneumatskog cilindra. Tlak u komori koja predstavlja granu za rasterećenje uvijek je atmosferski tlak, dok je u tlačnoj grani tlak posljedica zadavanja reference na proporcionalni tlačni regulator. Zbog spoja klipnjače na donju stranu klipa njezina je površina manja što predstavljamo površinom A_2 . Na samu klipnjaču dodatno se spaja dinamometar i ostale naprave za mjerenje opterećenja. One su sa svih strana opterećene atmosferskim tlakom, pa se ta sila uslijed atmosferskog tlaka po zatvorenom volumenu poništava. Ostaje razlika zbog površine klipnjače koja umanjuje izlaznu silu. Ukoliko silu uslijed razlike tlakova F_p raščlanimo ovisno o tlaku i površini na koju djeluje dobivamo sljedeću jednadžbu danu izrazom:

$$m\ddot{x} = A_1 p_1 - A_2 p_2 - A_K p_a - F_T - k_e x \quad (15)$$

Sila trenja nije jednoznačno definirana, ona je izrazito nelinearna pojava te postoji nekoliko metoda za njen opis. Korišten je glatki cilindar (eng. *smooth cylinder*) kojeg odlikuje niska razina trenja pri manjim brzinama gibanja cilindra i pri nižem tlaku od konvencionalnih cilindara, što dovodi do zaključka da nema izraženo „stani-kreni“ (eng. *stick-slip*) gibanje.



Slika 37. Prikaz ekvivalentne sile trenja u cilindru u ovisnosti o tlaku unutar komore cilindra [14]

Proizvođač grafički daje podatak o trenju cilindra preko ekvivalentne vrijednosti tlaka, što je vidljivo na slici 37. Može se uočiti kako je iznos trenja u usporedbi s ulaznim tlakom kod glatkih cilindara relativno mali. Ovakva reprezentacija trenja otvara mogućnost modeliranja trenja kao vanjske smetnje na prirastu tlaka u cilindru.

Zbog toga će se u izvodu modela koristiti Newton-ov model trenja koji glasi:

$$F_T = k_T \dot{x} \quad (16)$$

Ukoliko prethodnu jednadžbu uvrstimo u (15) dobivamo sljedeći izraz:

$$m\ddot{x} = A_1 p_1 - A_2 p_2 - A_K p_a - k_T \dot{x} - k_e x \quad (17)$$

Kako se u prethodnoj jednadžbi pojavljuje pomak i njegove derivacije, a željena regulirana veličina je sila, potrebno je izvršiti transformaciju prethodne jednadžbe. Sila reakcije ispitnog uzorka predstavljena je kao sila opruge. Budući da se dinamičko ispitivanje materijala vrši pretežito u elastičnom području materijala takva reprezentacija sile reakcije materijala u potpunosti opravdana, te prva i druga derivacija sile opruge glase:

$$x = \frac{F_c}{k_e} \quad \dot{x} = \frac{\dot{F}_c}{k_e} \quad \ddot{x} = \frac{\ddot{F}_c}{k_e} \quad (18)$$

Ukoliko se prethodne jednadžbe uvrste u (15), sređivanjem izraza dobiva se:

$$\ddot{F}_c = \frac{k_e}{m} (A_1 p_1 - A_2 p_2) - \frac{k_e}{m} A_K p_a - \frac{k_T}{m} \dot{F}_c - \frac{k_e}{m} F_c \quad (19)$$

Analizirani sustav radit će isključivo u tlačnom području te će tlak u drugoj komori uvijek biti atmosferski tlak.

$$p_2 = p_a \quad (20)$$

Ukoliko pogrešku regulacije prikažemo kao:

$$e = F_R - F_c \quad (21)$$

tu vrijednost ćemo povezati kao ulaz u regulator koji će preko proporcionalnog tlačnog regulatora ostvarivati promjene izlaznog tlaka.

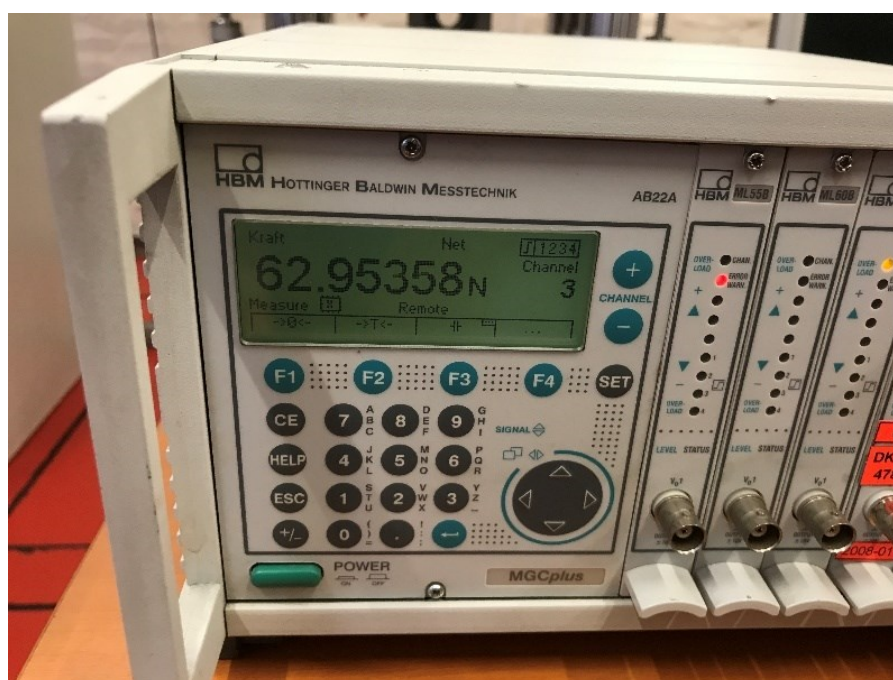
Ukoliko uvrstimo (20) i (21) u (19) dobivamo konačni izraz za dinamiku pneumatskog cilindra koja glasi:

$$\ddot{F}_c = \frac{k_e}{m} A_1 p_1 - \frac{k_e}{m} p_a (A_2 + A_K) - \frac{k_T}{m} \dot{F}_c - \frac{k_e}{m} F_c \quad (22)$$

Jednadžba (22) predstavlja konačni oblik dinamike sile pneumatskog cilindra. U njoj se pojavljuju i neki nepoznati parametri. Potrebno je odrediti njihovu točnu vrijednost ili barem red veličine što će se koristiti kao prva iteracija u modeliranju dinamike cilindra. Masa klipa cilindra i pričvršćene mjerne opreme jedna je od njih. Taj iznos određen je pomoću vanjskog dinamometra i pojačala spojenih na pneumatski cilindar s trnom za ispitivanje te pripadajućim dinamometrom koji će biti korišten za mjerenje sile u povratnoj vezi. Vrijednosti mjerenja nalaze se u tablici 8.

Tablica 8. Vrijednosti mjerenja mase klipa i spojene opreme (mjerenje izvršeno dinamometrom Z30 100N i pojačalom MGCPlus proizvađača HBM)

Iteracija i zakret dinamometra	Težina u N
1.Mjerenje 0°	62,95358 N
2. Mjerenje 120°	63,12047 N
3. Mjerenje 270°	62,98712 N
Prosjek mjerenja	63,02039 N



Slika 38. Prikaz mjernog pojačala prilikom mjerenja mase klipa i spojene opreme

Prosječnu vrijednost tri mjerenja težine pretvaramo u masu kako bi bila u skladu s mjernom jedinicom u jednadžbi (22) te time dobivamo masu iznosa 6,42691 kg.

Vrijednosti preostalih parametara vrlo je teško direktno odrediti kao u slučaju mase. Prije svega riječ je o konstanti krutosti opruge kojom je aproksimirana sila reakcije ispitnog uzorka, budući da dva ispitna uzorka nikad nisu ista, pa tako ni vrijednosti parametara nisu iste. Zbog toga je nužno da sustav kao cjelina bude robustan na promjene vrijednosti parametara. Drugi nepoznati parametar je aproksimacija Newtonovog trenja, koje je moguće eksperimentalno odrediti, no s težnjom dobivanja simulacijskog modela nižeg reda sustava proveden je drugačiji pristup u

modeliranju. Snimanjem odziva sustava moguće je dobiti stvarno ponašanje pojedinih komponenti regulacijskog kruga, pa je takav pristup korišten i prilikom određivanja preostalih nepoznatih parametara. Eksperimentalni pristup sastoji se od punjenja kompresora na iznos tlaka od 9 bara, kako bi tlak napajanja bio veći od maksimalnog tlaka proporcionalnog tlačnog regulatora koji iznosi 7,5 bara. Te je isti postavljen na izlaz regulatora prije snimanja odziva sustava. Preklapanjem razvodnog ventila iz srednjeg u aktivni položaj započinje proces porasta tlaka u cilindru. Kontinuiranim snimanjem sile na dinamometru pratimo odziv tlaka na zadanu referencu. Na dinamiku sustava utječe dinamika razvodnog ventila definirana jednadžbom (13), te dinamika pneumatskog dvoradnog cilindra. Na odziv u ovom eksperimentu ne utječe dinamika proporcionalnog tlačnog regulatora, jer je izlazni tlak dosegnoo maksimalni regulirani tlak prije aktiviranja razvodnog ventila. Početna pretpostavka prije provedbe eksperimentalnog određivanja parametara krutosti i trenja su vrijednosti parametara dobivenih u radu [13], a prikazani su u tablici 9. Kako je tip pneumatskog cilindra bitno drugačiji, vrijednosti tih parametara su samo orijentacijske, ali također jasno će pokazati razlike u iznosu trenja između glatkih i klasičnih cilindara.

Tablica 9. Vrijednosti parametara prema radu [13]

Parametar	Vrijednost
k_T	80 N/(mm/s)
k_e	80 N/mm

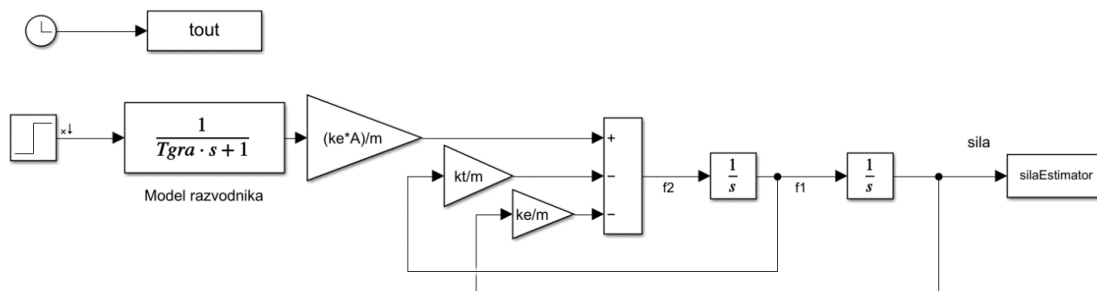
Ukoliko jednadžbu (22) dinamike cilindra zapišemo u obliku prijenosne funkcije dobivamo sljedeći oblik:

$$G_C(s) = \frac{k_e A_1}{m s^2 + k_T s + k_e} \quad (23)$$

Kako je ranije objašnjeno na dinamiku procesa tijekom eksperimenta isključivo utječe dinamika razvodnog ventila. Množenjem jednadžbe (13) i (23) dobivamo sljedeći izraz, u kojem zbog preglednosti zapisa izračunatu vrijednost vremenske konstante razvodnog ventila proglašavamo T_{rv} :

$$G_p(s) = \frac{k_e A_1}{T_{rv} m s^3 + (T_{rv} k_T + m) s^2 + (T_{rv} k_e + k_T) s + k_e} \quad (24)$$

Ona će biti korištena za vrednovanje uspješnosti aproksimacije signala sile određivanjem postotnog poklapanja signala metodom objašnjenom u prethodnom koraku. Određivanje vrijednosti parametara u jednadžbi bit će izvršeno u Simulink modelu prikazan na slici 39. korištenjem ugrađene aplikacije Parameter Estimator.

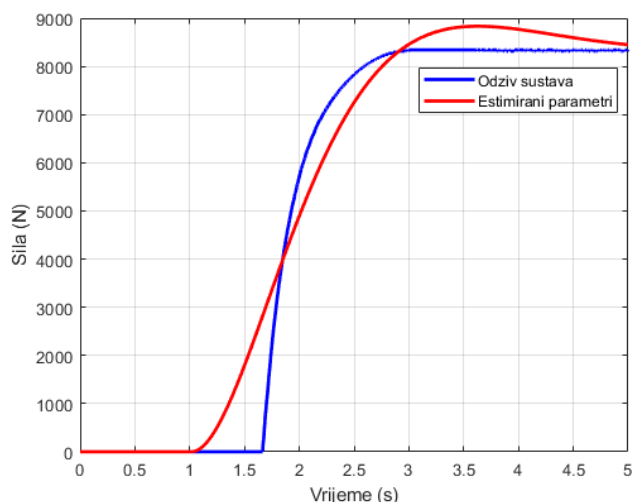


Slika 39. Model razvodnog ventila i pneumatskog cilindra u tlačnom području korišten za određivanje vrijednosti nepoznatih koeficijenata

Iz tablice 10. vidljivo je kako vrijednosti određene estimacijom parametara zadovoljavaju pretpostavke o vrijednosti parametra k_T . Kako se radi o glatkom cilindru čija je karakteristika smanjeno trenje pri gibanju klipa, vrijednost parametra k_T mora biti manja od iznosa dobivenog evaluacijom klasičnog cilindra prikazanog u tablici 9. Postotno poklapanje sa stvaranim odzivom je relativno zadovoljavajuće, iako je nužno provjeriti vrijeme odziva estimiranog signala te prebačaj. Na slici 40. prikazana je usporedba simuliranog odziva estimiranim parametrima i stvarnog odziva sile pneumatskog cilindra. Vidljiv je značajni prebačaj u iznosu od 11 % u odnosu na stvarni odziv, dok je vrijeme smirivanja nakon prebačaja izuzetno veliko. Zbog tih razloga, iako je postotno poklapanje relativno zadovoljavajuće ova estimacija parametara nije vjerna simulacija stvarnog sustava.

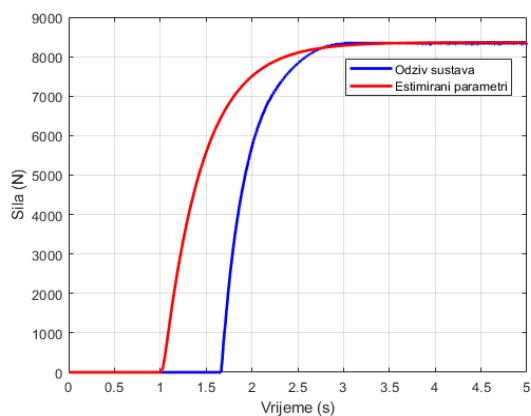
Tablica 10. Vrijednosti nepoznatih parametara određene estimacijom bez zadanog oblika signala

k_T [N/(mm/s)]	k_e (N/mm)	Poklapanje (NRMSE) (%)
14,18	17,18	82,09

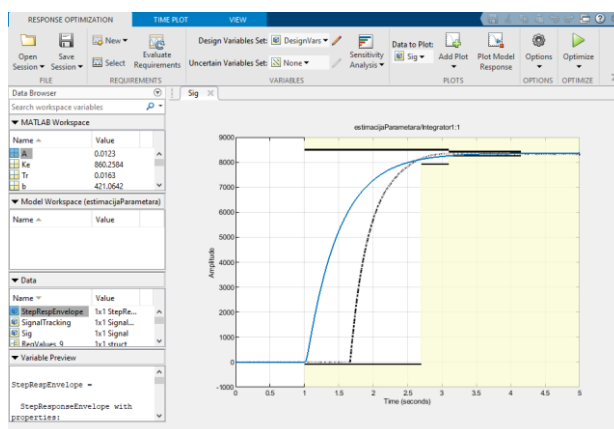


Slika 40. Usporedba odziva pneumatskog cilindra s estimiranim vrijednostima koeficijenata dinamičkog modela bez zadanog oblika signala

Drugi pristup estimaciji parametara je optimum između dvaju uvjeta postavljenih na simulirani odziv. Prvi se odnosi na slijeđenje snimljenog signala kao u prošloj iteraciji, te drugi kojim je zadano vrijeme odziva, prebačaj i točnost na odskočnu referencu. Ovakav pristup omogućava da uz postotno poklapanje između signala dobijemo zadovoljavajući oblik signala. To je izvršeno korištenjem ugrađenog programa *Response optimization* u okruženju Matlab, slika 42. Slika 41. prikazuje simulirani odziv s određenim vrijednostima parametara.



Slika 41. Usporedba odziva sustava s estimiranim parametrima metodom optimuma



Slika 42. Postavljeni uvjet na odziv simulacijskog signala

Simulacijski model više nema prebačaja te je vrijeme dostizanja stvarnog signala značajno kraće nego u prethodnoj estimaciji. U početnom trenutku vrijednost simulacije značajno odstupa od stvarnog signala. Isti zaključak vidljiv je iz tablice 11. Vrijednost parametra k_T povećala se više od 200 % te je njezina vrijednost sada veća od iznosa klasičnih cilindara. To

nije u skladu s očekivanjem da ona mora biti vrlo sličnog iznosa odnosno nešto manja. Također, postotno poklapanje sa signalom iznosi svega 50 %.

Tablica 11. Vrijednosti nepoznatih parametara određene estimacijom sa zadanim oblikom signala

k_T [N/(mm/s)]	k_e (N/mm)	Poklapanje (NRMSE) (%)
916	421	50,77

Iako je optimizacija provedena metodom optimuma, a eksperiment u skladu s izvedenim dinamičkim modelom, vrijednosti estimiranih parametara ne odgovaraju stvarnom sustavu. Razlog tomu je odstupanje eksperimenta od pretpostavke da je trenje korišteno u modelu predstavljeno Newtonovim modelom. U početnom trenutku klip se nalazi u potpuno uvučenom položaju, otvaranjem razvodnika u njega ulazi stlačeni zrak. Klip se nalazi u vertikalnom položaju, tijekom procesa punjenja zrakom klipnjača ubrzava, a time je model trenja potrebno predstaviti Stribeckovim, a ne više Newtonovim modelom. Također uočen je vrlo mali progib opruge s kojom je proveden eksperiment.



Slika 43. Eksperimentalni pristup estimiranju parametara s gumenim odstožnikom

Zbog tih razlika proveden je novi eksperiment koji ima za cilj određivanje vrijednosti nepoznatih parametara. Umjesto opruge za simuliranje ispitnog uzorka korišten je gumeni odstožnik koji ostvaruje veće deformacije pri ostvarenoj sili. Klip cilindra u početnom položaju nije potpuno uvučen nego leži na dodirnoj površini gumenog odstožnika. Time se osigurava pomak cilindra od 10-20 mm s otporom kakav će biti prilikom ispitivanja stvarnih ispitnih uzoraka umjesto velikog pomaka bez opterećenja kao u prethodnom slučaju. Sila predopterećenja u iznosu od 1000 N uvedena je s ciljem kompenzacije inicijalnog pada tlaka zbog pojave vrtložnog strujanja prilikom ustrujavanja zraka u veliki volumen komore cilindra. Regulacija tlaka vrši se preko proporcionalnog tlačnog regulatora u području podizanja tlaka te će njegova dinamika biti uzeta u obzir. Kako je razvodni ventil u početnom trenutku otvoren te ostaje otvoren tijekom cijelog eksperimenta, njegova dinamika ne utječe na proces.

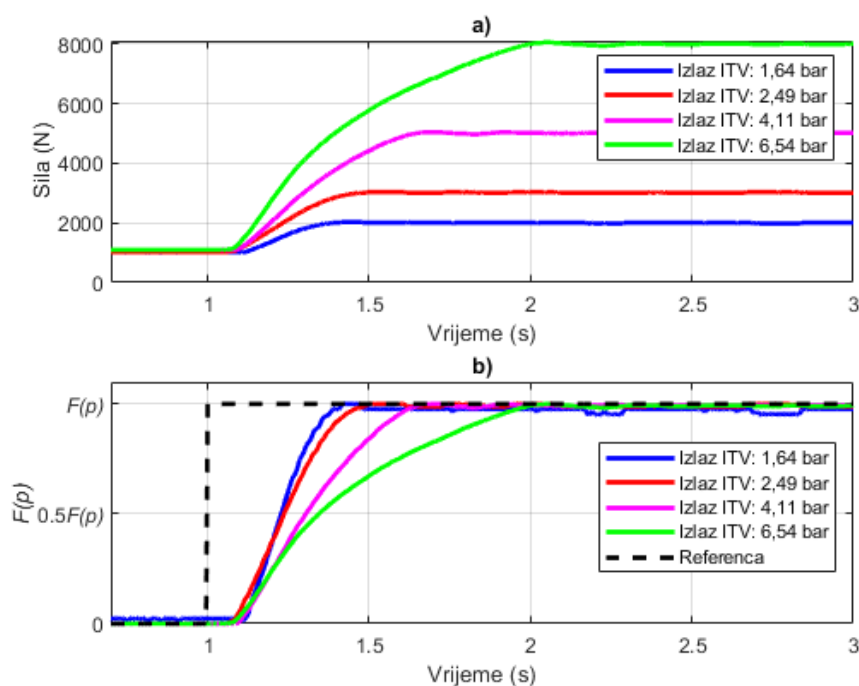
Odziv sile za različite vrijednosti izlaznog tlaka proporcionalnog tlačnog regulatora prikazan je na slici 44.a. Vidljivo je kako se povećanjem zadanog izlaznog tlaka vrijeme potrebno za dostizanje sile povećava. Budući da signali ne dostižu istu konačnu vrijednost, analiza vremena odziva nije potpuno jasna. Zbog toga provodimo skaliranje signala na intervalu od 0 do $F(p)$ odnosno od 0 do 1, a taj proces povodimo prema sljedećem izrazu [15]:

$$X_r = a + \left[\frac{x - \min x}{\max x - \min x} \right] \cdot (b - a) \quad (25)$$

Skalari a i b predstavljaju proizvoljni interval na koji se izvršava skaliranje, a kako je riječ o intervalu od 0 do 1 izraz (25) prelazi u oblik:

$$X_{rskalirano} = \frac{x - \min x}{\max x - \min x} \quad (26)$$

Na slici 44. b. vidljiv je prikaz skaliranih odziva signala. Povećanje vremena odziva porastom sile očekivano je shodno većem protoku zraka i većoj stišljivosti. Sama vremena odziva relativno su sličnog iznosa za sile do 5000 N te će oni biti analizirane u postupku evaluacije prilikom određivanja vrijednosti parametara. U stvarnosti sustav nikad neće biti podvrgnut takvoj skokovitoj referenci, gdje se od njega zahtjeva skok s minimalne sile preopterećenja na maksimalnu silu, već će sustav biti maksimalno opterećen sinusnom referencom amplitude iznosa 5 kN.

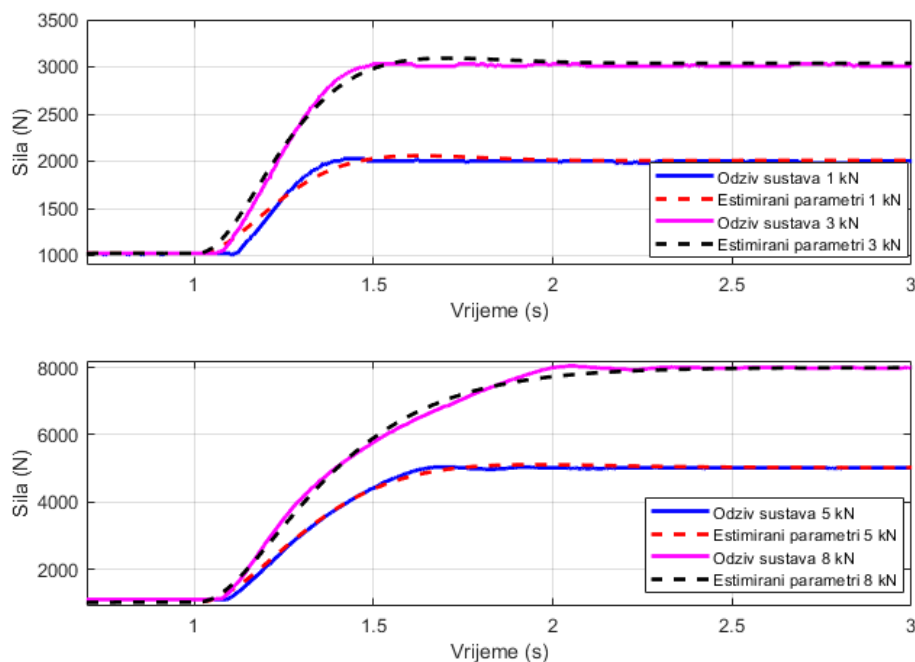


Slika 44. a) Odziv sile pneumatskog cilindra za različite vrijednosti tlaka b) Odziv sile nakon skaliranja svih snimljenih odziva

Estimacijom parametara iz snimljenih odziva signala vidljivo je izuzetno dobro slijeđenje izlaznog signala bez prebačaja. Također, pretpostavka o vrijednosti parametra k_T je potvrđena. Estimirani odzivi dobro slijede pojedinu pobudu što je prikazano na slici 45. U cilju dobivanja jednostavnijeg simulacijskog modela potrebno je izvršiti njihovo modeliranje kao jedinstvene vrijednosti na cijelom radnom intervalu. Usporedba primjenom srednjih vrijednosti estimiranih parametara prikazana je na slikama 46. i 47.

Tablica 12. Vrijednosti estimiranih parametara za različite vrijednosti pobude

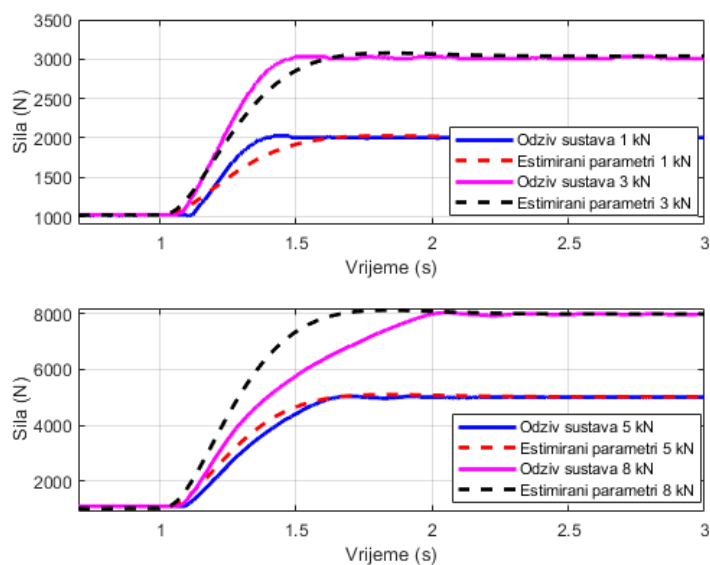
Odskočna referenca s 1 kN na	k_T [N/(mm/s)]	k_e (N/mm)	Poklapanje (NRMSE) (%)
2 kN	62,79	324,3	99,31
3 kN	67,38	310,14	99,76
5 kN	53,11	182,29	99,83
8 kN	62,26	157,87	99,89



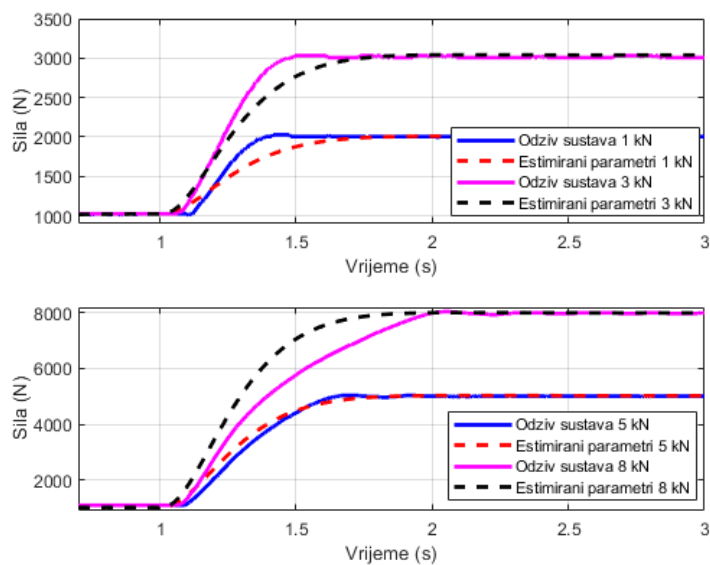
Slika 45. Usporedba snimljenog odziva i simulacijskog modela s estimiranim parametrima pojedinačno za svaku pobudu

Tablica 13. Postotno poklapanje signala za konstantne parametre različitim metodama

Odskočna referenca s 1 kN na	Poklapanje srednjim vrijednostima pojedinačnih parametara (NRMSE) (%)	Poklapanje estimacijom parametara skaliranih signala (NRMSE) (%)
	$k_T = 62 \text{ N/(mm/s)}$ i $k_e = 244 \text{ N/mm}$	$k_T = 74 \text{ N/(mm/s)}$ i $k_e = 266 \text{ N/mm}$
2 kN	98,56	98,16
3 kN	99,46	99,18
5 kN	99,48	99,61
8 kN	97,33	98,17



Slika 46. Odziv simulacijskog modela korištenjem srednjih vrijednosti estimiranih parametara



Slika 47. Odziv simulacijskog modela estimacijom skaliranih odziva sustava

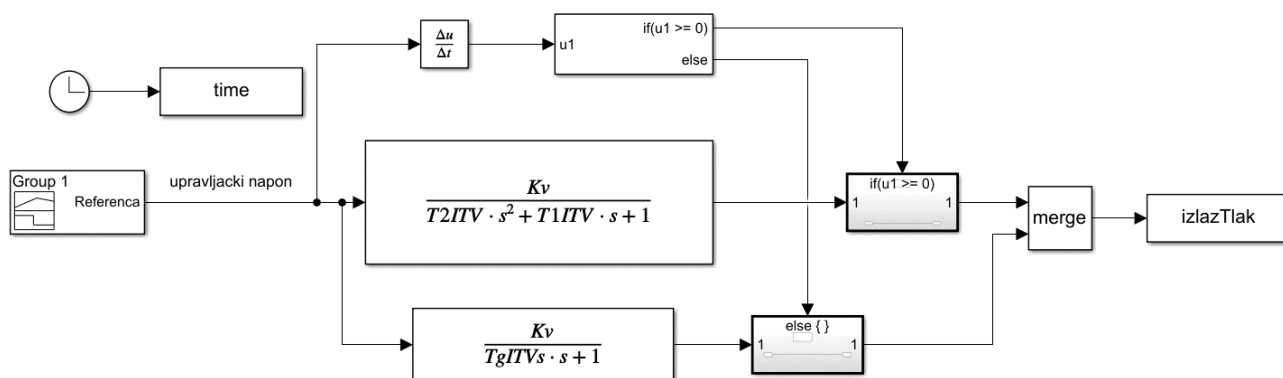
Iz tablice 13. vidljivo je da metoda estimacije iz skaliranih signala ima bolje slijeđenje ukoliko u obzir uzmemo cijeli interval. Budući da se valni oblik poklapa sa stvarnim odzivom ova estimacija uzeta je kao konačna, čime su određeni svi nepoznati parametri pneumatskog cilindra prikazani u tablici 14.

Tablica 14. Vrijednosti parametara dinamičkog modela dvoradnog pneumatskog cilindra

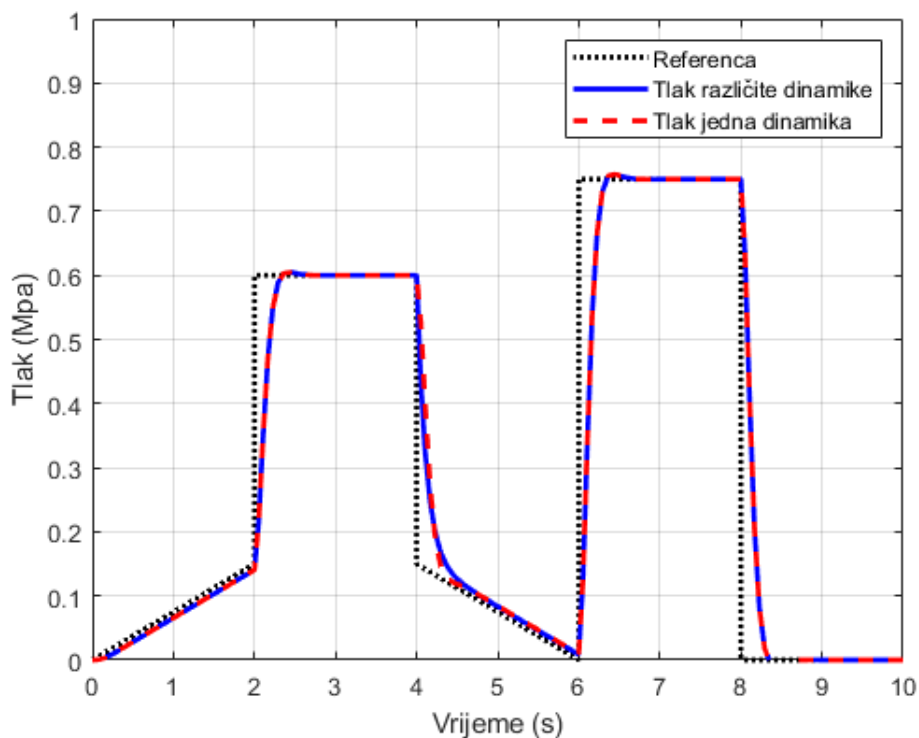
Parametar	Vrijednost	Mjerna jedinica
m	6,42691	kg
A_1	12272	mm ²
A_2	11468	mm ²
A_K	804	mm ²
k_T	74	N/(mm/s)
k_e	266	N/mm

3.4. Pojednostavljenja simulacijskog modela

Iako je osnovna svrha simulacijskog modela što vjernije simuliranje stvarnog sustava, potrebno je povesti računa o robusnosti i jednostavnosti proračuna regulatora. Upravo zbog toga u prethodnim poglavljima nisu odabrani modeli s mrtvim vremenom, budući da je s takvim modelima značajno otežana sinteza regulatora. Također, podizanje reda dinamike sustava može značajno otežati sintezu regulatora metodama poput regulatora s kliznim stanjima (eng. *sliding mode controller*). Svi dinamički modeli pojedinih komponenti sustava izvedeni su vodeći računa o tome. No, sa stajališta robusnosti simulacijskog modela postavlja se pitanje opravdanosti korištenja dva različita dinamička modela proporcionalnog tlačnog regulatora. Ukoliko usporedimo postotno poklapanje vidljivo je kako različiti parametri modela prilikom podizanja reference i spuštanja reference daju dobro postotno poklapanje. Međutim, prilikom takvog modeliranja, zbog načina rada može doći do diskontinuiteta u simulacijskom modelu koji može prouzročiti numeričke greške prilikom simulacije ili čak onemogućiti njezino izvršavanje. Rješenje takvog problema je da se umjesto korištenja „ako-onda“ logike prikazane na slici 48, koristi neka kontinuirana funkcija za prelazak na odgovarajući dinamički model, uzimajući u obzir da izlazni signal mora biti kontinuirana funkcija. Takve simulacije opravdane su u uvjetima gdje su izražene razlike između dva dinamička odziva te jednim modelom nije moguće kvalitetno opisati cjelokupnu dinamiku sustava. Zbog toga provodimo usporedbu dva simulacijska modela prikazana na slici 49.



Slika 48. Simulacijski model proporcionalnog tlačnog regulatora s različitim dinamičkim modelima izveden „ako-onda“ logikom



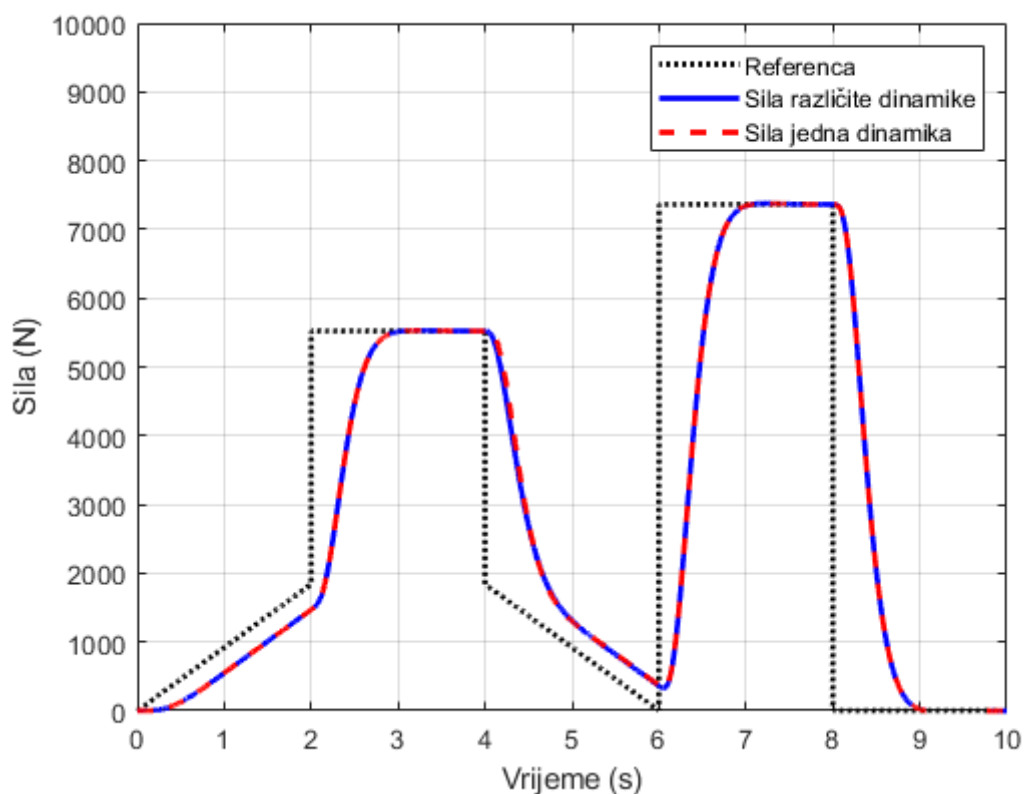
Slika 49. Usporedba izlaznog tlaka za dva različita modela proporcionalnog tlačnog regulatora

Iz grafičkog prikaza odziva sustava danog na slici 49. i tablice 15. u kojoj je prikazano postotno pokapanje reference s pojedinim tipom modela, vidljiva je vrlo mala razlika. Budući da se model ventila kombinira s modelom dinamike pneumatskog dvoradnog cilindra s izraženijom dinamikom, razlika između dva tipa modeliranja ventila bit će još manje značajna. Tablica 15. navodi postotno poklapanje odziva izlaznog signala u odnosu na referencu. Kako se radi o usporedbi dva različita tipa signala (referenca i model), koji nisu u direktnoj vezi, pojedinačna

sličnost ne govori puno, no bitna je razlika između dva usporedna signala. Zbog male razlike koje unosi pojednostavljeni model isti će biti korišten u daljnjoj razradi modela sustava.

Tablica 15. Usporedba postotnog poklapanja za dva različita modela proporcionalnog tlačnog regulatora

Tip modela	Referenca tlaka	Referenca sile
Različite dinamike	26,99 %	31,50 %
Jedna dinamika	26,22 %	31,23 %
Razlika	0,77 %	0,27 %

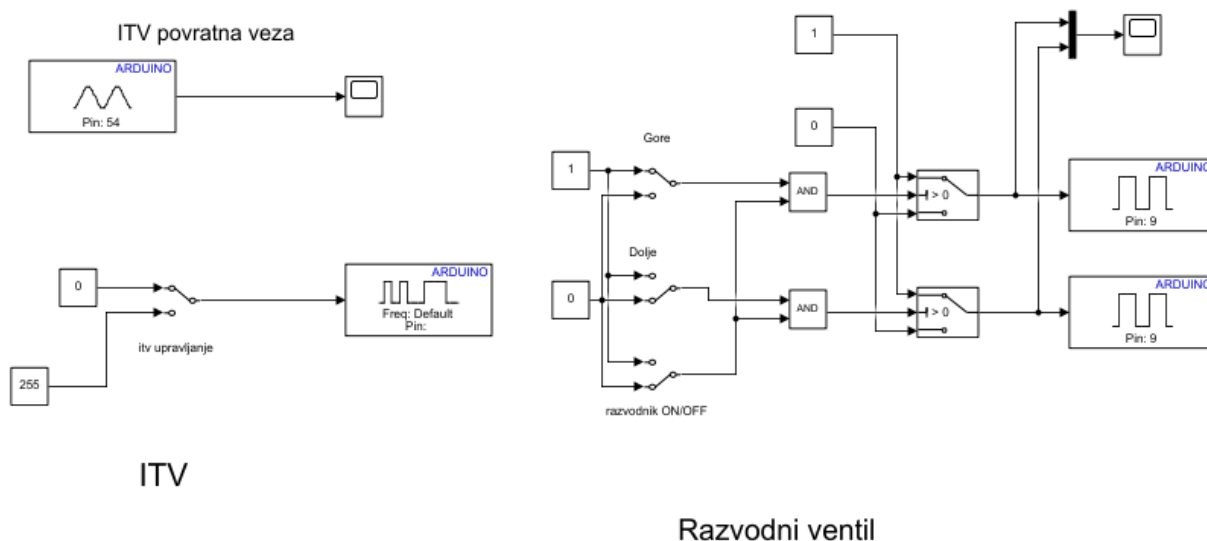


Slika 50. Usporedba sile za dva različita modela proporcionalnog tlačnog regulatora

3.5. Snimanje dinamike sustava

Odzivi sustava snimani su direktno unutar programskog paketa Matlab i preneseni u Simulink korištenjem ugrađene funkcije za komunikaciju sa sklopovljem. Rad u aplikaciji gotovo je

istovjetan radu u Simulinku, uz dodatak blokova za izlazne i ulazne signale, što je vidljivo na slici 51.



Slika 51. Prikaz komunikacije s upravljačkim uređajem korištenjem Simulink modela

Podaci se prenose preko serijske veze brzinom prijenosa od 57.600 bitova/sekundi. Kako bi validirali rezultate dobivene ovakvim postupkom izvršeno je još jedno dodatno mjerenje. Ono se također temelji na slanju podataka putem serijske veze, no umjesto korištenja već gotovih programa izrađen je vlastiti program koji se izvršava u prekidnoj rutini (eng. *interrupt*) programa s brzinom komunikacije od 500.000 bitova/sekundi. Takav način je garancija da između dvije sekvence ponavljanja očitavanja i slanja podataka protekne stvarno 5 ms koliko iznosi vrijeme uzrokovanja. Pisanje takvih programa nešto je drugačije od klasičnog programiranja u inačici programskog jezika C budući da sadrži direktno upisivanje podataka u registre samog mikroprocesora. Tajmeri mikroprocesora mjere vrijeme, dok sam mikroprocesor obavlja druge zadatke. Svaki od brojača direktno ili indirektno je spojen na sistemski sat koji mjeri vrijeme. Korišteni mikroprocesor ATmega 2560 posjeduje vanjski oscilator od 16 MHz iz čega slijedi da jedan vremenski impuls iznosi 62,5 ns. Taj vremenski impuls može biti direktno spojen na mikroprocesor ili preko *prescalera*. Taj dio sklopovlja načini inkrement izlaza za svaki unaprijed određeni zadani broj impulsa. On je ključni dio kruga budući da bi sekvence većih vremenskih intervala zahtijevale upise velikih brojeva u registre, koji su unaprijed određeni brojem memorijskih mjesta. Ukoliko postavku *prescalera* podesimo na osam znači da će izlaz brojača inkrementirati svakih osam impulsa sistemskog sata što odgovara

vremenu od 4 μ s. Mikroprocesor posjeduje dva 8-bitna brojača i četiri 16-bitnih brojača, što znači da zauzimaju dva registra u memoriji. U 16 bitne brojače možemo upisati vrijednost između 0 i 65.535 te ovisno o postavljenom *prescaleru* dobiti odgovarajući vremenski interval. Nakon što brojač dosegne svoju maksimalnu vrijednost on ponovno kreće od nule. Svaki brojač može aktivirati više prekidnih sekvenci, bilo da se radi o vrijednosti koja se poklapa s vrijednosti upisanom u registar (eng. *compare match*) ili nakon što dosegne svoju maksimalnu vrijednost te se resetira na nulu (eng. *overflow*). Odabran je brojač 3, jer on za svoj rad ne koristi druge predgrađene funkcije koje koristi mikroprocesor. Za korišteni program ne koristimo opcije u registru TCCR3A, pa je potrebno njegove vrijednosti postaviti na 0. Unutar TCCR3B registra prva 3 bita koriste se za odabir vrijednosti *prescalera* prema tablici 16.

Tablica 16. Prikaz vrijednosti *prescalera* u ovisnosti o postavljenim vrijednostima u TCCR_B registar [16]

CS02	CS01	CS00	Vrijednost <i>prescalera</i>
0	0	0	Brojač stopiran
0	0	1	0
0	1	0	8
0	1	1	64
1	0	0	256
1	0	1	1024

Time dobivamo pilasti valni oblik koji broji do maksimalne vrijednosti od 65.535 te se nakon toga ponovno postavlja na 0 i tako ciklički ponavlja. Željeni interval određujemo na temelju vrijednosti upisane u OCR3A (eng. *Output Compare Register A*) registar. Vrijednost koju unosimo u njega odgovara željenom vremenskom intervalu u broju impulsa. Tu vezu prikazuje sljedeći izraz: [16]

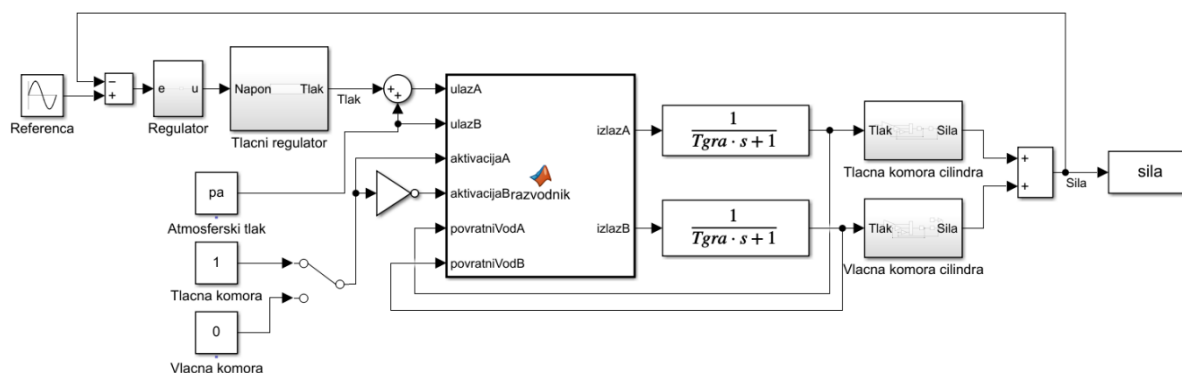
$$\text{OCR3A} = \frac{T_i}{62,5 \cdot 10^{-9} \cdot \text{PRE}} \quad (27)$$

Važno je obratiti pažnju da prilikom odabira parametra *prescalera* podesimo tako da njegov iznos bude cijeli broj te na taj način osiguravamo točan vremenski interval. Ukoliko uzmemo

vrijeme uzrokovanja od 5 ms i vrijednost *prescalera* od 64, dobiva se da u izlazni usporedni registar postavlja vrijednost od 1250. Odaberemo li vrijednost *prescalera* od 256, tada je rješenje prethodne jednadžbe 312,5, pa time nismo osigurali da se sekvenca izvršava svakih 5 ms već postoji određeni vremenski pomak u samom izvođenju prekidne rutine ISR (eng. *Interrupt service routine*). Nakon što je u registar upisana vrijednosti *prescalera* i broja impulsa koji odgovara željenom vremenskom intervalu potrebno je aktivirati usporedbu brojača s OCR3A registrom, ta instrukcija nalazi se u TIMSK (eng. *Timer/Counter Interrupt Mask Register*), a prilikom uključanja i svakog izvršenja ISR potrebno je resetirati brojač postavljanjem TCNT registra na 0. Iz usporedbe dvaju snimljenih odziva s dvije različite metode, vidljivo je kako se vrijednosti poklapaju. Dodatno na digitalni naponski izlaz samog mikroprocesora spojen je osciloskop koji postavlja logičku nulu odnosno jedinicu prilikom svakog slanja vrijednosti serijskom vezom. Mjerenjem periode na osciloskopu vidljivo je da je vremenski interval između niskog i visokog signala 5 ms. Iz toga zaključujemo kako su očitane vrijednosti s eksperimentalnog postava ispravno uzrokovane te kako je vremenski interval očuvan.

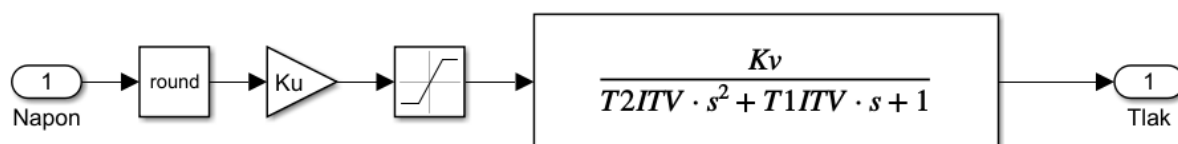
3.6. Simulacijski model

Na osnovu prethodno izvedenog modela i eksperimentalno određenih parametara izrađen je simulacijski model u potprogramu Simulink programskog paketa Matlab. U ovom poglavlju prezentiran je osnovni simulacijski model sustava koji je baza za sve prezentirane regulacijske modele te pogodan za daljnju nadogradnju ovisno o specifičnostima regulatora ili njegove analize. Na slici 52. prikazana je osnovna regulacijska struktura simulacijskog modela sa svim komponentama čiji su modeli i parametri eksperimentalno određeni.



Slika 52. Cjeloviti prikaz osnovnog simulacijskog modela

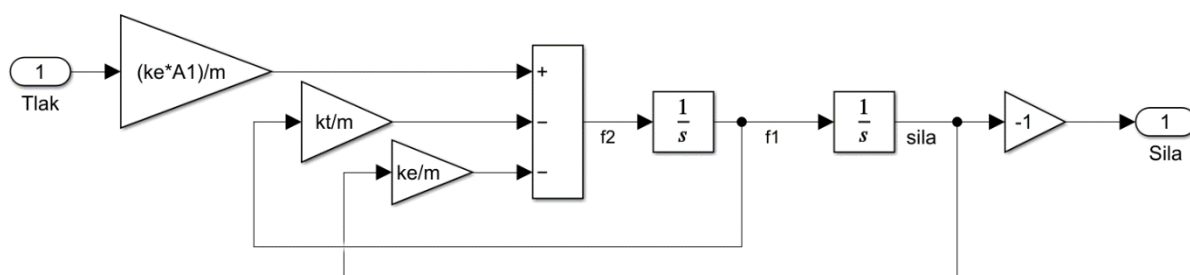
Blok tlačnog regulatora sadrži dinamiku izvedenu prema (13) te je njegov naponski ulaz ograničen zasićenjem ulaznog signala u granicama od 0 do 10 V koji odgovaraju korištenom proporcionalnom tlačnom regulatoru. Budući da korišteni naponski izlaz PLC-a upravljiv s 8 bita izlaz regulatora će biti vrijednost od 0 do 255 koja pomnožena s pojačanjem unutar tlačnog regulatora ostvaruje upravljački signal, što je prikazano na slici 53.



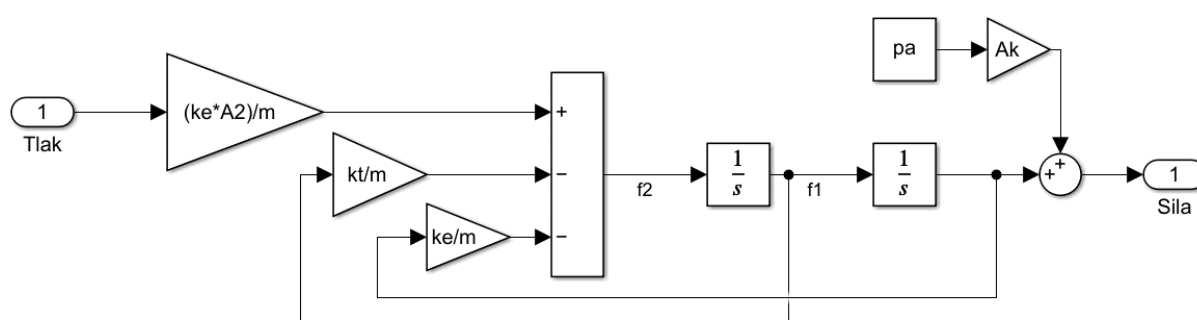
Slika 53. Podsustav tlačnog regulatora

Razvodni ventil izveden je funkcijskim blokom koji je zadužen za preusmjeravanje toka zraka između dva ulaza i dva izlaza. Na prvu ulaz spojen je izlazni tlak proporcionalnog tlačnog regulatora kojem je dodan iznos atmosferskog tlaka, budući da model komora cilindra koristi apsolutni tlak dok većina pneumatskih komponenata pa tako i proporcionalni tlačni regulator koristi manometarski tlak. Upravljanje je izvedeno postavljanjem visokog stanja upravljačkog signala (24 V) koji omogućuje gibanje klipa razvodnog ventila u određenu stranu. U srednjem zapornom položaju protjecanje stlačenog zraka je onemogućeno te ono ostaje fiksirano u trenutku aktivacije. Zbog dinamike razvodnog ventila prilikom zatvaranja nije moguće njezino fiksiranje ovisno o ulaznom tlaku, već je potrebno izvući povratni vod koji će fiksirati tlak u srednjem zapornom položaju na iznos koji odgovara tlaku nakon dinamike razvodnog ventila. Time se uz vjerniju simulaciju omogućava i robusnost simulacije budući da bi bez ovakvog pristupa došlo do diskontinuiteta u simulacijskom modelu.

Model pneumatskog cilindra izveden je prema jednadžbi (22). Iako se često dinamika komore izvodi kao jedan model što je i pokazano u njezinom matematičkom izvodu, one su u ovom modelu izvedene kao dva podsustava, sustav tlačne komore i sustav vlačne komore. Razlog tomu je usklađivanje predznaka sile, budući da se u mjeriteljstvu negativnim predznakom označuje tlačna sila. Također, unutar matematičkog modela pojavljuje se sila kojom atmosferski tlak djeluje na površinu klipnjače, zbog toga se unutar ovog dijela sustava koristi apsolutni tlak. Time je moguća kontinuirana analiza sila i tlakova komore čiji su podsustavi prikazani na slikama 54. i 55.



Slika 54. Podsustav tlačne komore cilindra



Slika 55. Podsustav vlačne komore cilindra

4. REGULACIJA SUSTAVA

Regulatore možemo podijeliti u dvije grupe: regulatora za čije je projektiranje potrebno poznavati dinamički model sustava te one koji to ne zahtijevaju. Za projektiranje parametara različitih kombinacija P, I, i D regulatora ili npr. Otto-Smithovog regulatora potrebno je poznavati dinamički model sustava. U skupinu regulatora koji ne zahtijevaju poznavanje modela spada npr. neizraziti regulator (eng. *fuzzy controller*), neuro-fuzzy regulator, te u novije vrijeme inteligentni regulatori. Inteligentni regulatori predstavljaju svojevrsni napredak od klasičnih teorija upravljanja, no još uvijek ne podrazumijevaju punu inteligenciju. Također, sa stajališta primjene takvi regulatori čine svega 5% ukupnog upravljanja različitim procesima. Iako dosta privlačno zvuči projektiranje inteligentnih regulatora bez poznavanja modela čime se svakako osigurava robusnost sustava, njegova svojstva ovise o algoritmu učenja. Umjesto snimanja i analize karakteristike odziva aktivnosti se fokusiraju na izradi algoritma učenja. Takav pristup je poželjan ukoliko je model sustava izrazito teško odrediti ili su njegovi parametri vremenski promjenjivi. Kod upravljanja pojedinačnim sustavima i relativno zatvorenih u pogledu poznavanja barem reda veličine svih parametara, pogodnije je koristiti osnovne tehnike upravljanja. Poznato je kako su mnogi industrijski procesi nelinearni i često teški za dinamički opis, no i takve procese moguće je regulirati ukoliko su parametri regulatora dobro uglađeni. Upravo zbog toga je u ovom radu izveden matematički model sustava te su eksperimentalno određene vrijednosti svih parametara. Tijekom povijesti PID regulator svrstavan je u kategoriju jednostavnih i bazičnih te se postavljala upitnost mogućnosti upravljanja složenijim sustavima. Međutim pokazalo se kako usprkos njegovoj jednostavnoj strukturi na zadovoljavajući način može upravljati vrlo složenim sustavima. Osnovna motivacija za razvoj PID regulatora bila je nadogradnja dvopoložajne regulacije, čija je glavna karakteristika da upravljački signal može poprimiti nisku ili visoku razinu. Zbog toga sustav kontinuirano oscilira budući da upravljački signal nikad nije nula. Smanjenje oscilacija moguće je ostvariti smanjenjem pojačanja dvopoložajnog regulatora, to jest uvođenjem proporcionalnog područja, čime je dobiven proporcionalni regulacijski član. P regulator osnovna je komponenta svih ostalih inačica regulatora iz klasične teorije upravljanja, te u kombinaciji s I i D regulatorom čini vrlo moćan regulacijski sustav s kojim je moguće upravljanje gotovo svim procesima u industriji. Osnovna podjela PID regulatora ovisno o strukturi je na paralelnu i serijsku strukturu. Glavna razlika je u interakciji signala budući da su

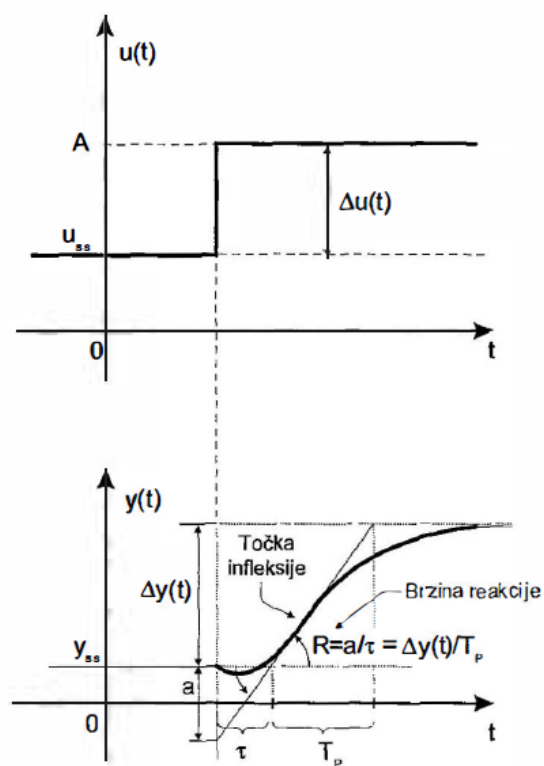
proporcionalno, integracijsko i derivacijsko djelovanje međusobno neovisni, zbog toga se paralelna struktura često naziva neinteraktivna ili idealna struktura. Serijska struktura se često koristi u industrijskim regulatorima koju još nazivamo i interaktivna. Bitno je naglasiti kako razlika između dvije strukture postoji isključivo kod PID regulatora, dok kod podklasa nema razlike između struktura. Najčešće korišteni industrijski regulator je PI regulator. Njegova primjena moguća je kada se ne postavljaju zahtjevi na brzinu odziva, te ukoliko sustav radi s velikim šumovima odnosno velikim transportnim kašnjenjima. PID regulator omogućava nam potpunu slobodu, derivacijsko djelovanje omogućuje smanjenje integracijske vremenske konstante te povećanje proporcionalnog pojačanja čime se povećava sposobnost bržeg i točnijeg praćenja zadane veličine. Projektiranje regulatora započinje paralelnom strukturom, budući da je jasan doprinos pojedine komponente ukupnom izlaznom upravljačkom signalu, te je iznos upravljačkog signala prikazan sljedećom jednačinom: [17]

$$u_{PID}(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (28)$$

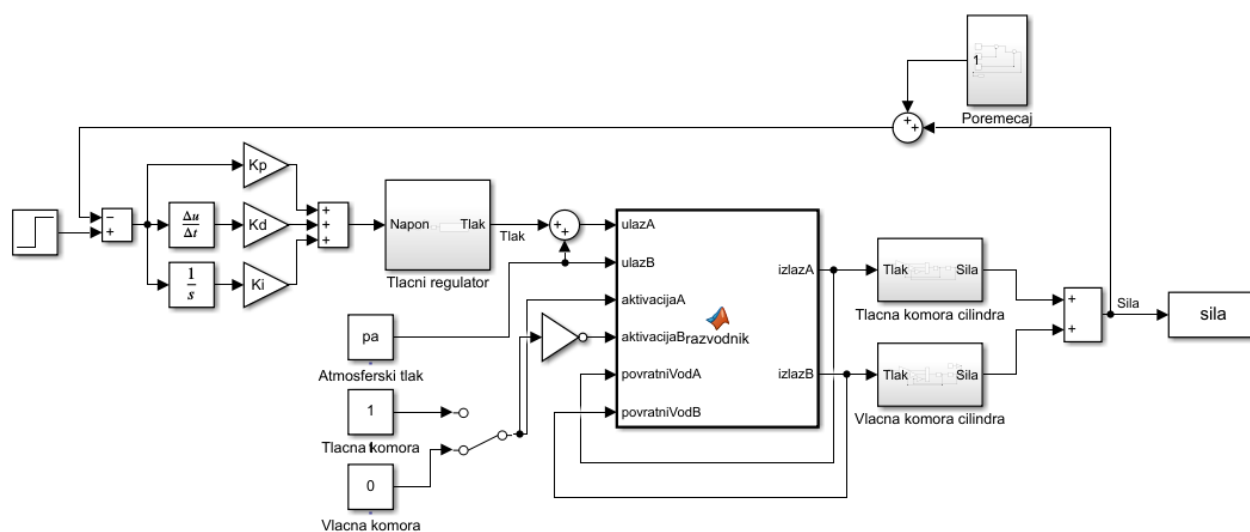
4.1. Ugladivanja parametara paralelnog PID regulatora

Iznosi parametara pojačanja nisu unaprijed određeni te je potrebno provesti njihovo ugladivanje. Zahtjevi mogu biti različiti poput točnosti slijeđenja ili brzine ovisno o primjeni, no svaki sustav mora biti stabilan. Jedna od osnovnih metoda za ugladivanje parametara u režimu stabilizacije je Ziegler-Nicholsova metoda, regulatori podešeni njome mogu vrlo dobro otklanjati poremećaje koji utječu na sustav, no vrlo slabo slijede zadanu veličinu. Iako ovakvo podešavanje parametara nije poželjno sa stajališta brzog slijeđenja zadane veličine ono postavlja dobru polaznu točku za eksperimentalno ugladivanje prema simulacijskom modelu. Metoda se temelji na određivanju vrijednosti karakterističnih parametara iz odziva sustava. Dvije su osnovne metode za njihovo određivanje eksperiment u otvorenom krugu koji se temelji na snimanju prijelazne karakteristike procesa, te eksperiment u zatvorenom krugu koji dovodi zatvoreni sustav u režim oscilacija te se iz njega određuju vrijednosti potrebnih parametara. Kako bi eksperiment u otvorenom krugu bio moguć potrebno je provjeriti prijenosnu karakteristiku odziva na skokovitu pobudu. Uvjet metode je monotona rastuća funkcija odziva sustava. Također, proces mora biti stabilan te mora imati astatizam prvog ili višeg reda. Iz

odziva određujemo vrijednosti statičkog pojačanja, kašnjenja procesa i nadomjesne vremenske konstante. Njihove vrijednosti prikazane su na slici 56.



Slika 56. Odziv sustava na skokovitu pobudu [17]



Slika 57. Model procesa i paralelna struktura PID regulatora

Nakon provedbe Ziegler-Nicholsove metode dobivamo sljedeće vrijednosti pojačanja regulatora:

Tablica 17. Vrijednosti parametara paralelne strukture PID regulatora određenih Ziegler-Nicholsovom metodom

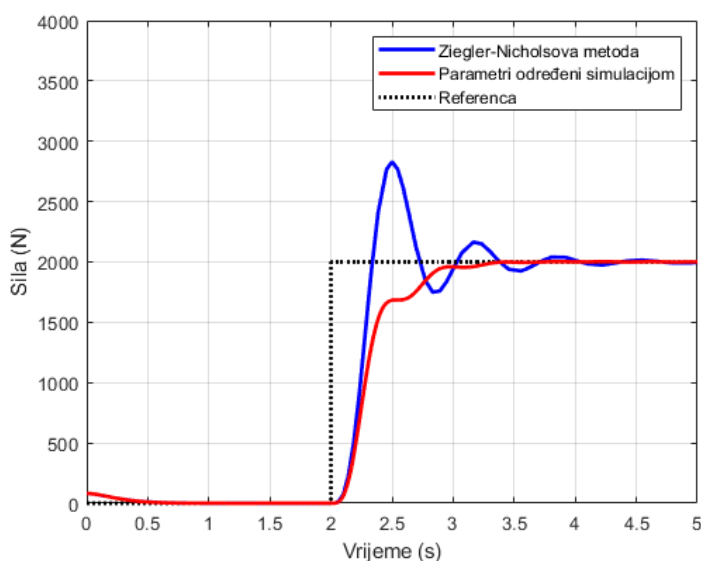
Pojačanje	Vrijednost
K_p	0,06803
K_i	0,2213
K_d	0,0052

Iz simulacije odziva sustava vidljiv je veliki prebačaj u odnosu na zadanu referencu što je karakteristično za ovu metodu. Također, vidljivo je da svaka sljedeća amplituda osciliranja iznosi 25% prethodne. Imajući u vidu zahtjeve sustava ovakav odziv, prikazan na slici 58, uz veliki prebačaj i relativno dugo vrijeme smirivanja koje iznosi 1,93 s ne zadovoljava tražene zahtjeve te je potrebno razmotriti druge načine podešavanja parametara. Kako izrađeni model sustava vrlo dobro simulira stvarni sustav moguće je provesti simulacijsko određivanje vrijednosti parametara regulatora prema zadanim kriterijima. Ovakav pristup moguće je koristiti kod sustava koji su stabilni iako taj kriterij nije nužan, budući da se ovakav pristup temelji na zadavanju kriterija na odziv sustava koje potom velikim brojem iteracija konvergiraju traženom rješenju. Kako se cijeli proces provodi na simulacijskom modelu nije potrebno uvesti ograničenje ukoliko sustav postane nestabilan, no svakako prije puštanja u rad potrebno je provesti eksperimentalnu validaciju uz praćenje stanja sustava. Dva su osnovna

zahtjeva postavljena na odziv, a to su odziv bez prebačaja i najveća brzina smirivanja. Budući da je proporcionalni tlačni regulator upravljani s naponskim izlazom PLC-a, zbog njegove ograničene rezolucije pojavljuje se određeni prebačaj koji regulator vrlo teško može poništiti bez značajnog produljenja vremena smirivanja. Naponski izlaz ima rezoluciju od osam bita, tako da će također stacionarna točnost ovisiti i o rezoluciji izlaznog naponskog signala. Zbog toga prilikom zadavanja kriterija dopuštamo prebačaj do 1 % kako bi u sam regulator uračunali područje neosjetljivosti proporcionalnog tlačnog regulatora.

Tablica 18. Vrijednosti parametara paralelne strukture PID regulatora određenih pomoću putem simulacijskog modela

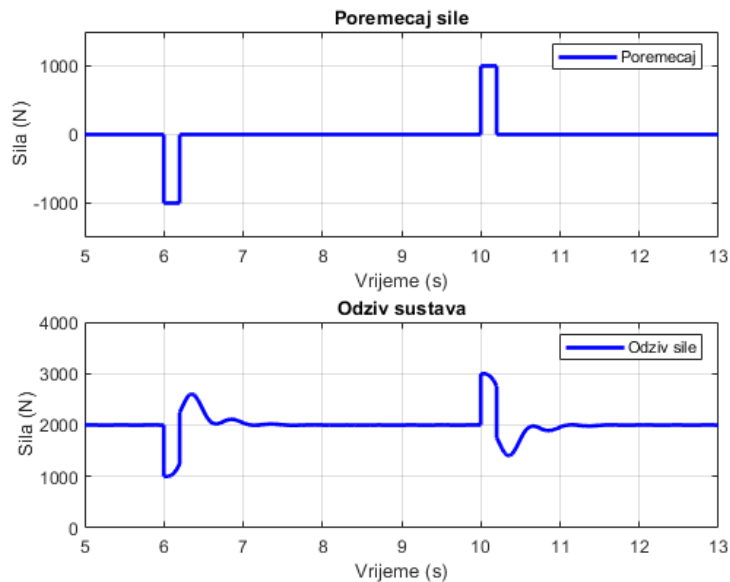
Pojačanje	Vrijednost
K_p	0,0583
K_i	0,0886
K_d	0,0108



Slika 58. Usporedba parametara regulatora određenih Ziegler-Nicholsovom metodom i simulacijskom metodom

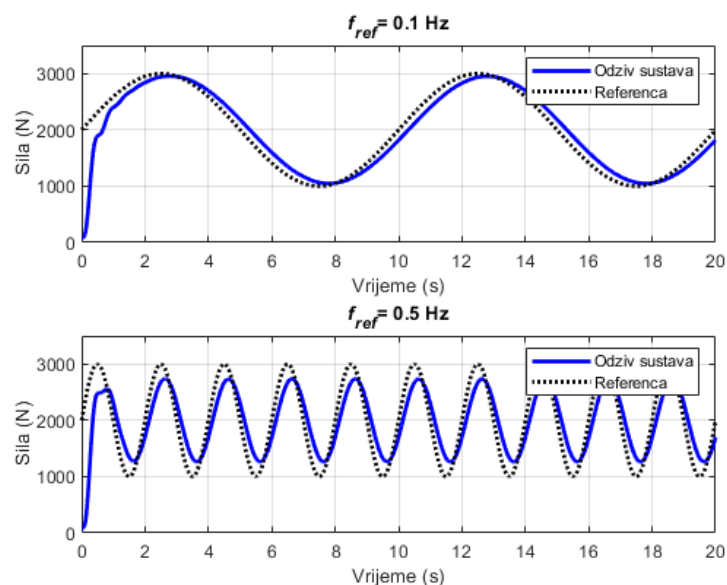
Iz usporedbe odziva vidljivo je kako regulator podešen pomoću simulacijskog modela ima značajno bolja svojstva. Vrijeme smirivanja iznosi 1,29 s te nema prebačaja zadane referentne veličine. Iz slike 59. vidljivo je da sustav stabilno odgovara na vanjski poremećaj, no zbog blagog diskontinuiteta prilikom odziva sustava postavlja se pitanje robusnosti regulatora. Glavni nedostatak ovakvog tipa regulatora je deriviranje šuma, čime signal postaje gotovo

neupotrebljiv, što može dovesti do velikih forsiranja upravljačkog signala. Kako u stvarnom signalu postoji određena količina šuma potrebno je razmotriti druge opcije regulatora.



Slika 59. Odziv regulatora na vanjski poremećaj

Prilikom slijeđenja sinusne reference nižih frekvencija vidljivo je dobro slijeđenje. No pri višim frekvencijama dolazi do trajnog regulacijskog odstupanja, što je vidljivo na slici 60. Budući da je uvjet prilikom uglađivanja regulatora bio gotovo aperiodski odziv, pri višim frekvencijama dolazi do usporavanja odziva kako ne bi došlo do prebačaja, koje u kombinaciji s relativno dugim vremenom procesa uzrokuje odstupanje od reference.



Slika 60. Odziv sustava na sinusnu referencu različitih frekvencija

4.2. Modifikacije PID regulatora

Prethodno izloženi paralelni PID regulator kao ulaz za derivacijsku granu koristi derivaciju signala pogreške. Iako je takav pristup često korišten u industriji, te na prethodnom primjeru pokazuje zadovoljavajuća svojstva regulatora, često se izbjegava takav pristup. Budući da je ulaz u regulator, pa tako i u derivacijsku granu regulatora je signal pogreške, pojavljuje se utjecaj naglih promjena reference. One posljedično derivacijom unose zahtjeve za velikim skokom izlaza regulatora. Prilikom svakog mjerenja pojavljuje se šum, a sama derivacija ga značajno povećava, te je takav signal gotovo neiskoristiv. Poželjno je koristiti stvarnu mjerenu veličinu, kao što je mjerenje brzine prilikom regulacije pomaka.

4.2.1. Estimacija derivacije

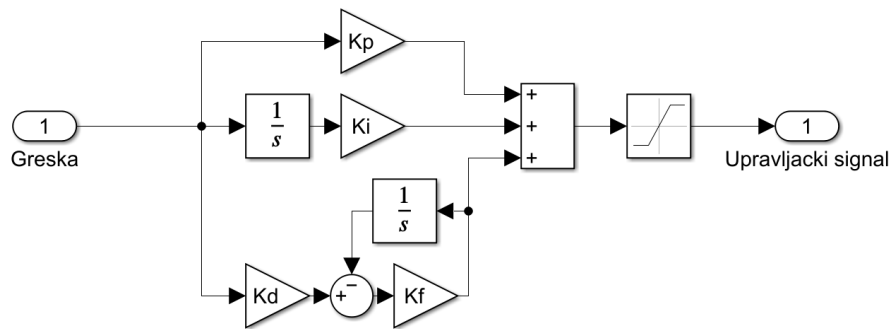
Kako je navedeno u [19] metode za rješavanje ovog problema možemo podijeliti u dvije grupe, filtriranjem signala te drugačijom konstrukcijom regulatora. Niskopropusni filteri na mjernom članu mogu očistiti signal od šuma te time riješiti problem šuma u derivaciji. No takav pristup nije pogodan zbog opasnosti gubitka bitnih informacija prilikom filtriranja. Također, takvi filteri u mjernoj grani usporavaju njezin odziv čime unose fazno kašnjenje te regulator dovode u opasnost od nestabilnosti. Vidljivo je kako deriviranje signala nije rješenje, no kako je mjerenje brzine rijetko kada izvedivo provodimo estimaciju brzine promjene na temelju snimljenog signala. Filter za estimaciju brzine (eng. „*Dirty derivative*“ filter), je jednostavan filter prvog reda dan izrazom: [19]

$$\dot{e} = \dot{u} - K_f e \quad (29)$$

gdje je:

$$v_{est} = -K_f e \quad (30)$$

Iz jednadžbi vidljivo je da je kvaliteta estimacije brzine to bolja što je pojačanje filtera K_f veće. Na slici 61. prikazana je izvedbe PID regulatora s filterom za estimaciju brzine.

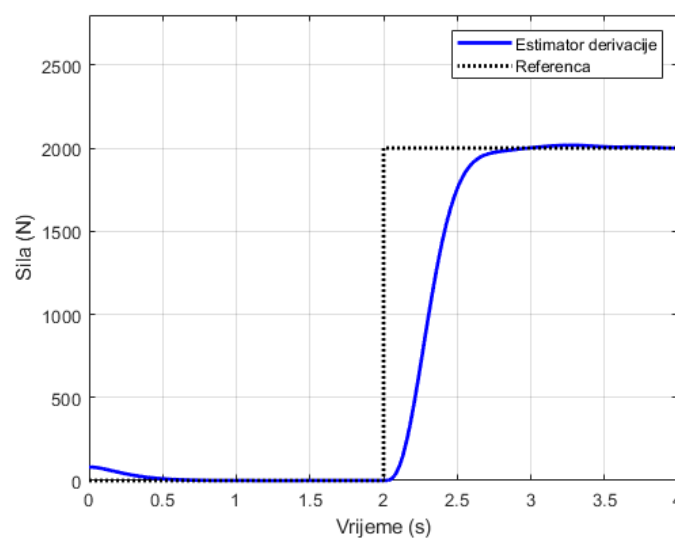


Slika 61. PID regulator s filterom za estimaciju brzine

Tablica 19. Vrijednosti parametara paralelnog PID regulatora s filterom za estimaciju brzine

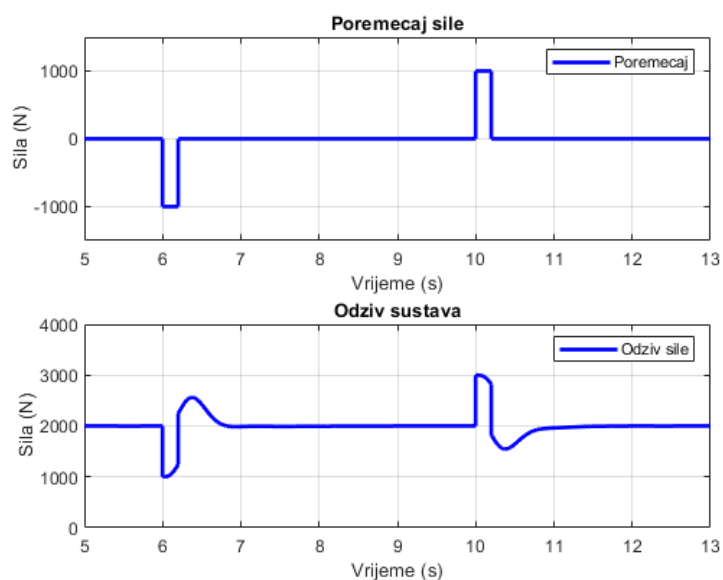
Pojačanje	Vrijednost
K_p	0,0337
K_i	0,0961
K_d	0,0038
K_f	250,35

Odziv sustava je gotovo aperiodski, prebačaj iznosi ispod 1 % kao i kod prethodnog regulatora, dok je vrijeme smirivanja 0,77 s, čime je ostvaren značajni napredak. Odziv sustava prikazan je na slici 62.

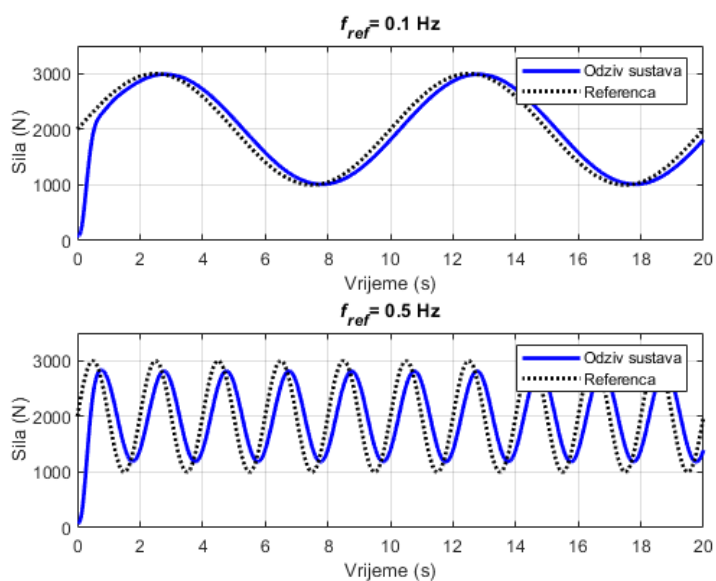


Slika 62. Odziv sustava na zadanu referencu primjenom PID regulatora s filterom za estimaciju brzine

Regulator pokazuje dobra svojstva otklanjanja vanjskih poremećaja, otklanja ih stabilno kao i paralelni PID regulator. Zbog bržeg vremena stabiliziranja signala pokazuje bolja svojstva prilikom slijeđenja sinusne reference. Kod nižih frekvencija ostvaruje manje fazno kašnjenje, dok kod većih frekvencija slijedi signal s manjom greškom nego paralelni PID regulator. Odziv sustava na reference u obliku sinusne funkcije različitih frekvencija prikazan je na slici 64.

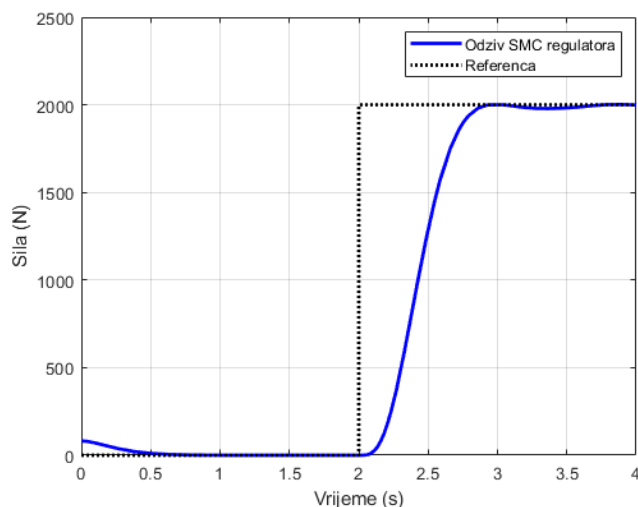


Slika 63. Odziv sustava reguliranog paralelnim PID regulatorom s filterom za estimaciju brzine na vanjski poremećaj



Slika 64. Usporedba slijeđenja sinusnih referenci različitih frekvencija

referenci, dok s SMC regulatorom s prefilterom i estimatorom derivacije cilj je postići izuzetno robusan i točan sustav s duljim vremenom stabilizacije.

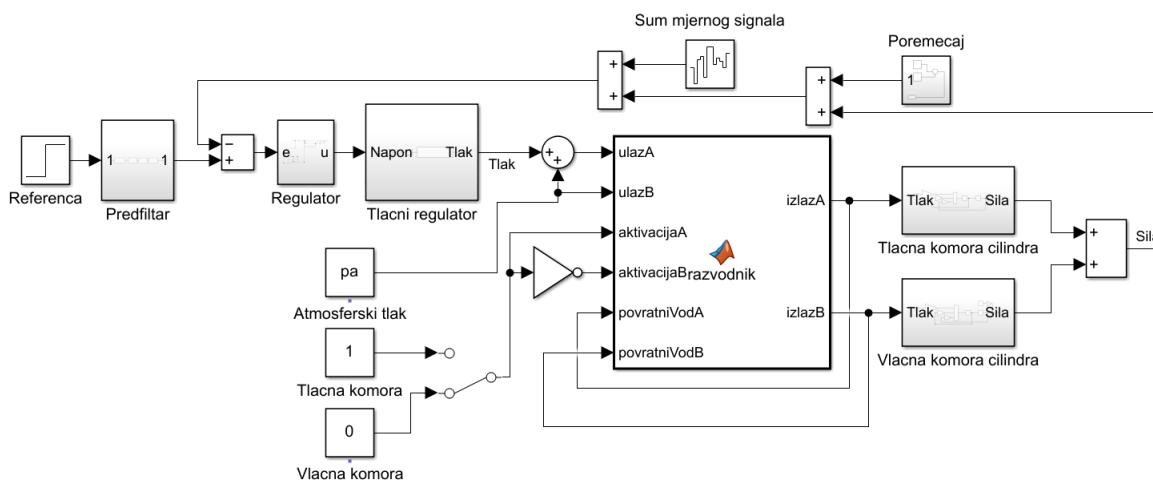


Slika 66. Odziv SMC-PID regulatora podešenog prema kriteriju brzine smirivanja

Prefilter odnosno filter za ugađivanje signala dodaje se na granu reference, a njegova uloga je sprječavanje naglih skokova koji rezultiraju s velikom greškom i velikim forsiranjem upravljačke varijable. Prefilter karakterizira jedan višestruki pol višeg reda koji je dan izrazom:

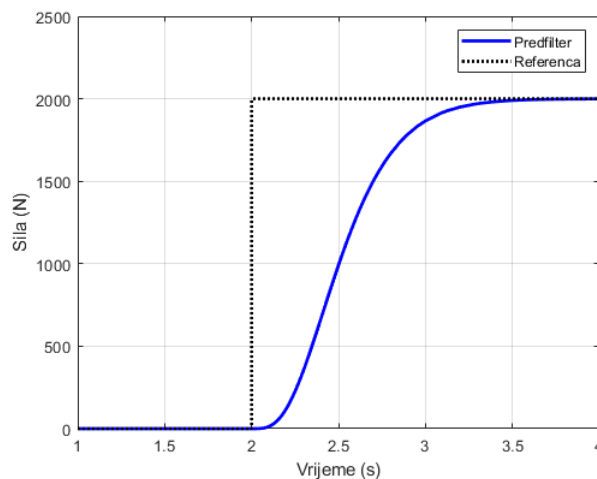
$$G(s) = \frac{1}{(\tau s + 1)^n} \tag{31}$$

Višestruki pol osigurava da sustav ima n-1 glatku derivaciju odnosno derivaciju jednaku nuli. Zbog toga sustav neće slijediti diskontinuirani signal već kontinuirani čime se eliminiraju nagli skokovi referentne veličine. Povećanje reda prefiltera smanjuje naprezanje upravljačke varijable. Cjelokupni simulacijski model s regulatorom i poremećajima prikazan je na slici 67.



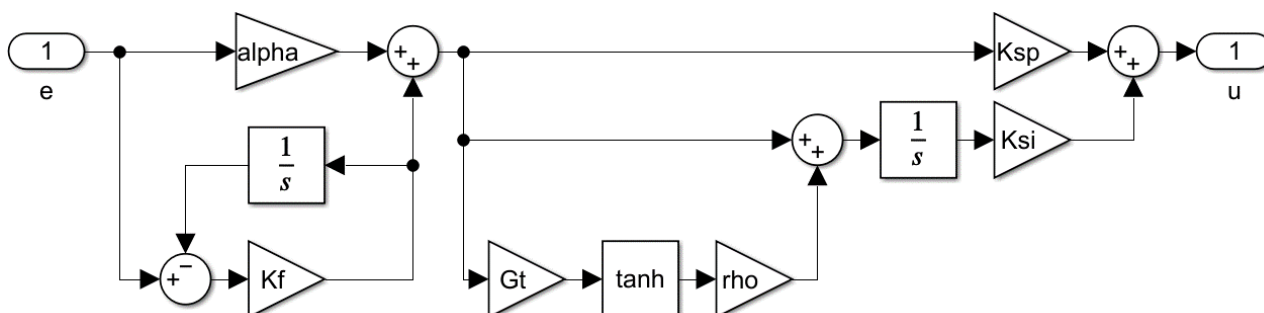
Slika 67. Model sustava s SMC-PID regulatorom i prefilterom

Na slici 68. prikazana je usporedba zadane reference i izlaznog signala prefiltera kojeg karakterizira kontinuirani odziv na skokovitu referencu.



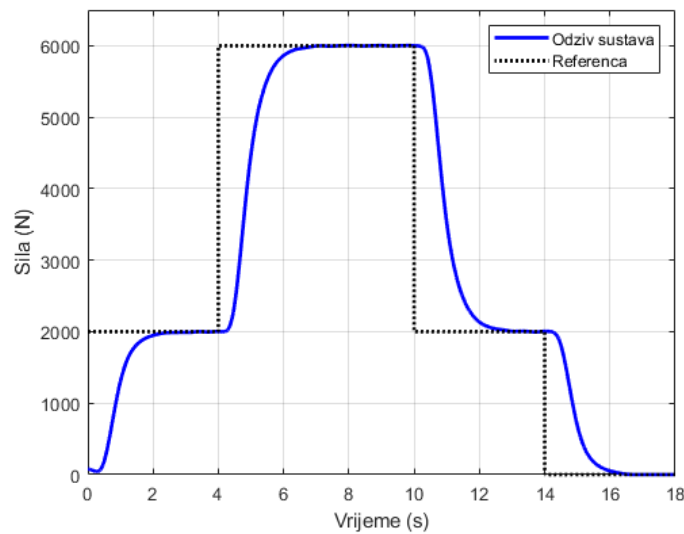
Slika 68. Odziv prefiltera na zadanu skokovitu referencu SMC-PID regulatora

Zbog smanjenja utjecaja šuma na derivacijsku granu regulatora uveden je filter za estimaciju brzine u model SMC-PID regulatora, prikazan na slici 69.



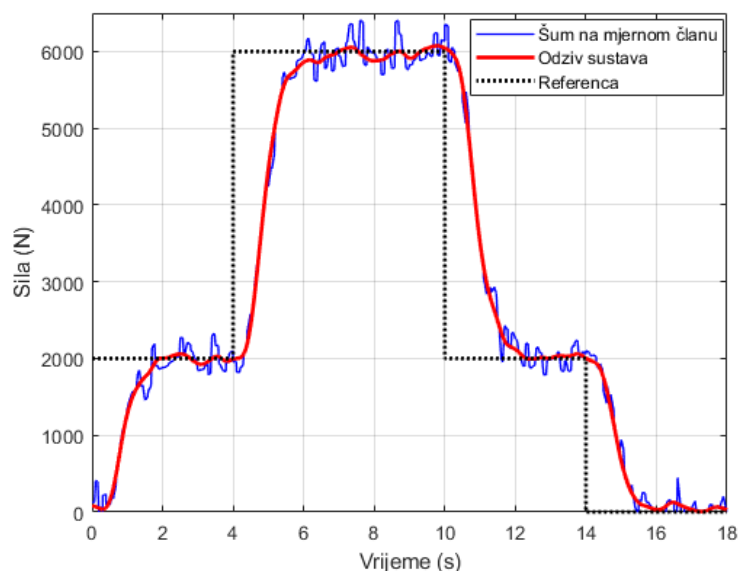
Slika 69. Model SMC-PID regulatora s estimatorom derivacije

Kako će regulator biti korišten isključivo za slijeđenje statičkih referenci primarni zahtjevi su robusnost, otpornost na poremećaje i aperiodski odziv bez prebačaja s visokom točnošću. Pri tome brzina smirivanja nije toliko presudna u usporedbi s prednostima koje donosi ovisno o zadanoj statičkoj referenci. Prema tim zahtjevima izvršeno je ugađivanje parametara regulatora, a odziv na skokovitu referencu prikazan je na slici 70. Karakteristike koje ostvaruje regulator su vrijeme porasta do 90 % reference u iznosu od 0,92 s dok je vrijeme smirivanja 2,33 s. Odziv sustava je aperiodski (bez prebačaja), a ostvaruje se potpuna stacionarna točnost.



Slika 70. Odziv sustava na zadanu referencu korištenjem SMC-PID regulatora

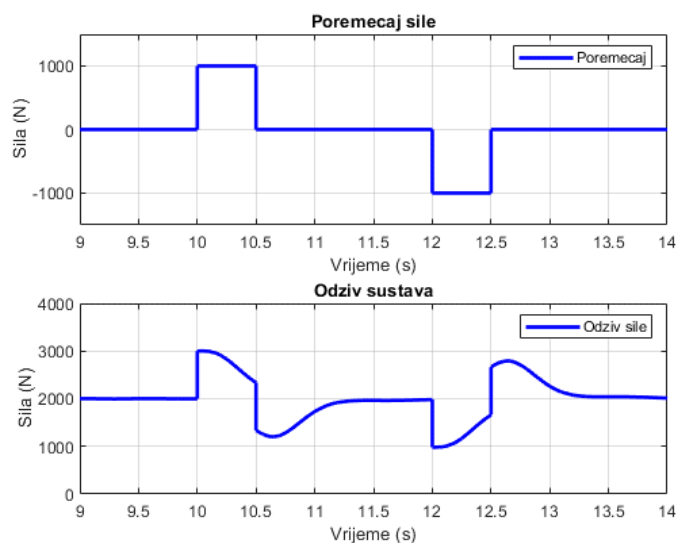
Prednost korištenja filtera za estimaciju brzine u procesu regulacije je otpornost na pojavu šuma mjernog signala, te zbog toga dodajemo poremećaj u vidu stohastičkog signala amplitude ± 500 N. Regulator pokazuje dobra svojstva prilikom slijeđenja takvog zašumljenog signala. Iznos simulacijskog šuma značajno je veći od očekivanog šuma tijekom rada ispitnog uređaja, a kako sustav i s takvim signalom stabilno slijedi zadanu referentnu veličinu dokazana je otpornost na šum, što je prikazano na slici 71.



Slika 71. Odziv predloženog SMC-PID regulatora na šum mjernog člana

Zbog velike amplitude šuma u signalu mjernog člana možemo zaključiti da je sustav otporan na takve poremećaje, no kako bi isto provjerili i za silu kao izlaz sustava dodajemo vanjski

poremećaj velike amplitude. Ponašanje sustava na zadani poremećaj prikazan je na slici 72. Time dokazujemo da sustav na vanjski poremećaj odgovara stabilno i brzo.



Slika 72. Odziv predloženog PID-SMC regulatora na vanjski poremećaj

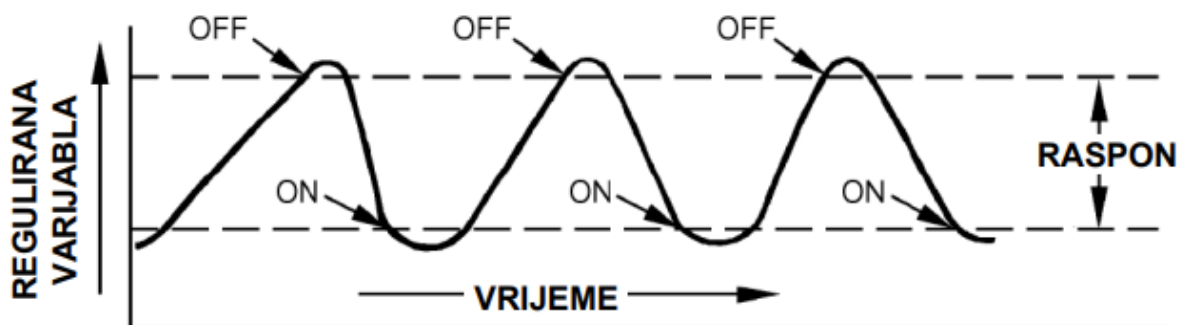
4.4. Dvopoložajna regulacija

U prethodnim poglavljima prikazane su neke od standardnih regulacijskih metoda, koje koriste proporcionalni tlačni regulator kao izvršni član regulacijskog sustava. Takav pristup pokazuje dobra svojstva u pogledu točnosti kod statičkih referenci odnosno pri manjim frekvencijama periodičkih referenci poput sinusne funkcije. Kako cjelokupni sustav prvenstveno radi kao uređaj za dinamičko ispitivanje materijala frekvencija rada sustava je njegova najbitnija karakteristika. Težnja je povećati frekvenciju reference uz posljedično smanjenje točnosti. Točnost kod dinamičkih sustava je bitna u vidu ograničavanja maksimalnog odziva, jer se ispitni uzorci najčešće ispituju u području ispod granice razvlačenja za konstrukcijske čelike ili konvencionalne granice razvlačenja za ostale metalne materijale. Ne smije se dozvoliti da ispitni uzorak niti u jednom trenutku prijeđe u plastično područje čime se stvara trajna plastična deformacija koja utječe na ponašanje ispitnog uzorka. Točnost slijeđenja reference nije dominantna karakteristika ukoliko se osigura ograničenje maksimalne vrijednosti, a pri tome se ostvari povećanje frekvencije rada sustava. Proporcionalni tlačni regulator ima izuzetnu točnost, no njegova dinamička karakteristika nije toliko impresivna za korištenje u dinamičkom okruženju. U slučaju korištenja ovog ventila kao izvršnog člana maksimalnu frekvenciju

određuje njegovo mrtvo vrijeme. S ciljem ostvarenja boljih performansi sustava razmotrit ćemo druge vrste regulacije poput nekoliko varijanti dvopoložajne regulacije.

4.4.1. „Ako-onda“ regulacija

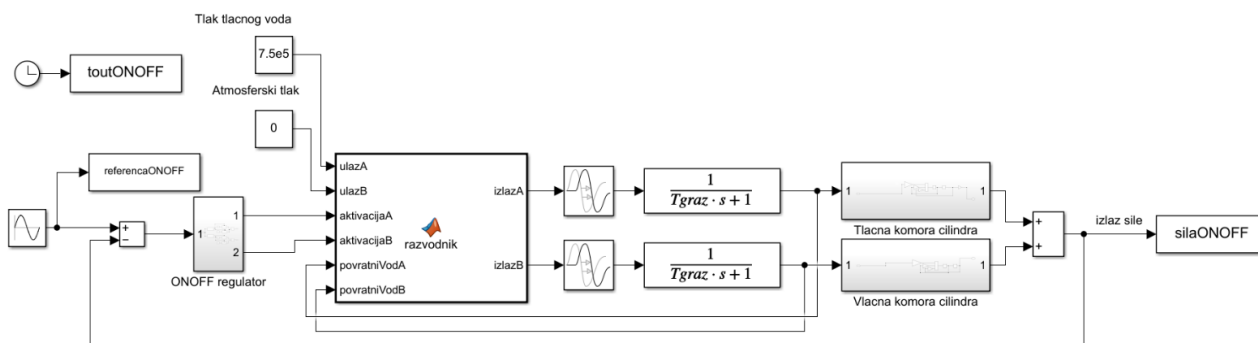
„Ako-onda“ odnosno dvopoložajna regulacija (eng. *on-off control*) jedna je od prvih oblika regulacije. Njezino poboljšanje bila je motivacija za razvoj novih regulacijskih metoda poput PID regulacije. Ona se temelji na „ako-onda“ logici koja ovisno o zadanim parametrima i povratnoj vezi uključuje odnosno isključuje upravljački signal na objektu upravljanja. Tipično se koristi u termodinamičkim procesima grijanja koji imaju relativno dugu prijelaznu funkciju. U ovisnosti o zadanoj referenci određuju se granice na kojima se vrši uključenje odnosno isključenje grijača. Određivanje granica izuzetno je važno za ovakav tip regulacije. Jednostavno uključenje ukoliko je vrijednost manja od reference i obrnuto uzrokovala bi značajnije prebačaje zbog dužeg vremena prijelazne funkcije sustava. Ukoliko grijač isključujemo na točno zadanoj referenci zbog pohranjene toplinske energije unutar sustava on će emitirati toplinu određeni vremenski period, što će prouzročiti značajno veću grešku regulacije. Zbog toga je bitno granicu uključenog i isključenog stanja postaviti optimalno kako bi se stvarna vrijednost većinu vremena nalazila unutar željenog intervala odnosno oko reference, kao što je prikazano na slici 73.



Slika 73. Primjer rada dvopoložajnog regulatora [18]

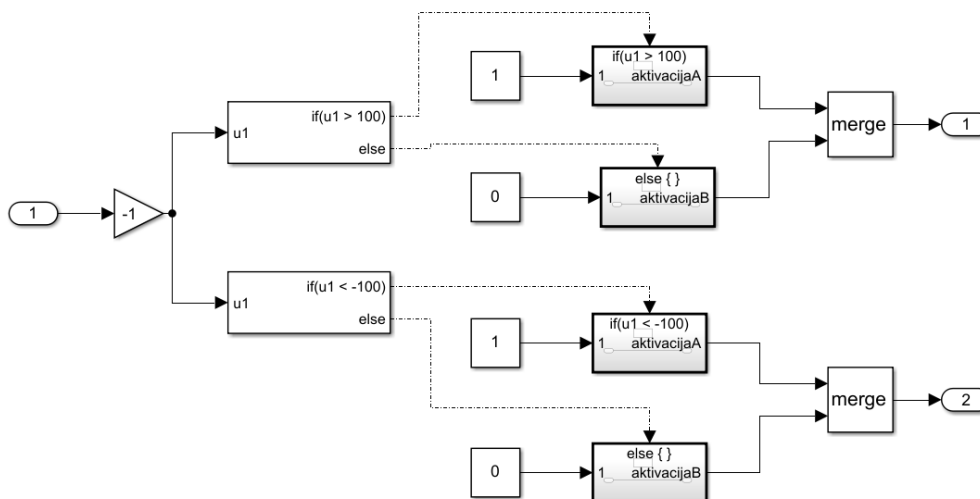
Izvršni element za ovakav oblik regulacije je razvodni ventil koji je već ugrađen u pneumatski krug. Ukoliko detaljnije analiziramo pneumatski razvodni ventil uočava se da on u srednjem zapornom položaju blokira protjecanje stlačenog zraka u oba smjera. dvopoložajna regulacija ne uključuje to stanje već isključivo dva krajnja položaja, spajanja tlačne grane na jednu ili drugu komoru cilindra. Zbog toga odabiremo nadogradnju „ako-onda“ regulatora koja se naziva plutajuća (eng. *floating*). Ona uz dva radna položaja posjeduje i neutralno područje koje

omogućuje da se sustav zaustavi u bilo kojem trenutku kada se regulirana varijabla nalazi unutar zadanog raspona.



Slika 74. Simulacijski model razvodnog ventila s plutajućim režimom rada regulatora

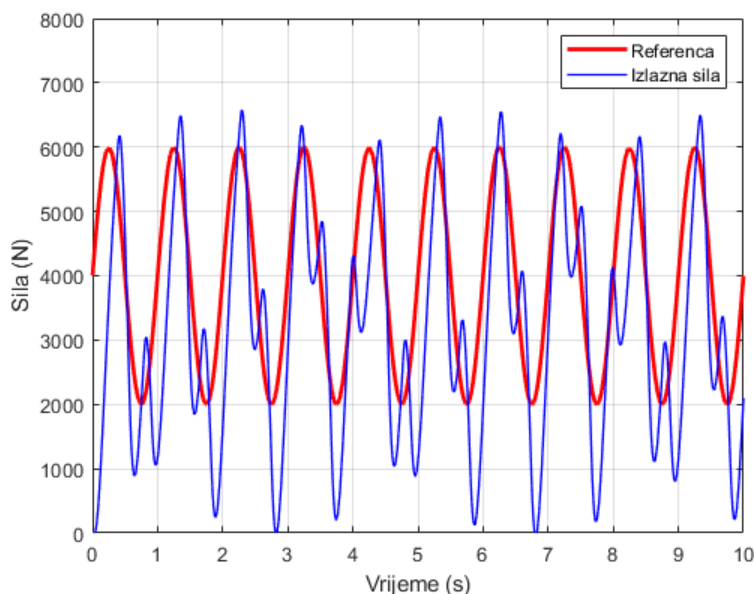
Na slici 74. prikazan je simulacijski model, koji sadrži dinamiku razvodnog ventila određenu u prethodnom poglavlju. Zbog jednostavnosti simulacije korištena je isključivo dinamika preklapanja između dvaju krajnjih položaja. Kako je težnja rad na većim frekvencijama, vrlo rijetko će se pojaviti pomak iz srednjeg zapornog u aktivni položaj. Uz to njezin je iznos značajno manji, pa simulacijski model relativno dobro simulira stvarni sustav. Regulator je projektiran kao plutajući dvopoložajni regulator. Područje njegove neutralnosti postavljeno je na vrijednosti ± 100 N oko iznosa greške regulacijskog kruga.



Slika 75. Model dvopoložajnog razvodnika s plutajućim režimom rada

Na slici 76. prikazana je usporedba zadane reference i simulacijskog odziva sustava. Referenca predstavlja sinusni signal frekvencije 1 Hz. Iz usporedbe vidljivo je da ovakav tip regulatora po vrijednosti ne slijedi zadanu referencu. Uz velika odstupanja od reference prisutna je i dodatna

periodična dinamika koja se pojavljuje tokom njezine promjene. Ukoliko u obzir uzmemo frekvenciju izlazne sile ona u potpunosti odgovara zadanoj referenci. Iako razvodni ventil u komore cilindra propušta protok u obliku odskočne funkcije, zbog dinamike cilindra i ispitnog uzorka izlazna sila poprima oblik sinusa. Iako ovakav tip regulacije nije adekvatan, može poslužiti kao dobra polazna točka za razmatranje sličnih strategija regulacije.



Slika 76. Usporedba izlazne sile i reference korištenjem plutajućeg dvopoložajnog regulatora

4.4.2. Pulsno-širinska modulacija

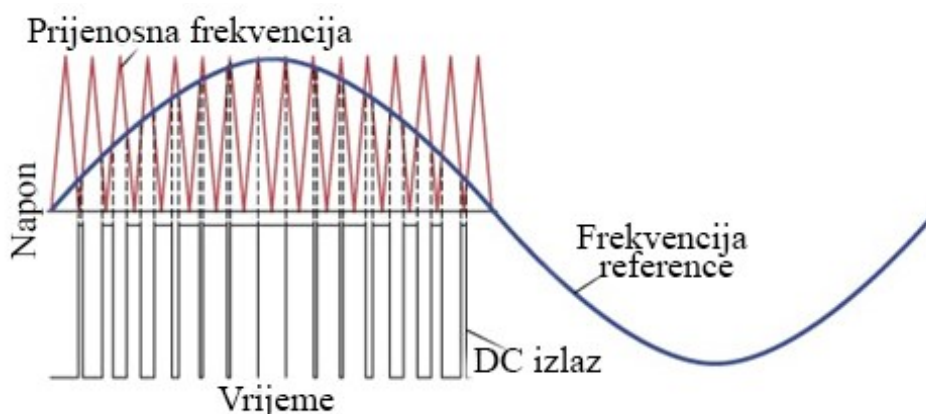
Iako slijeđenje reference korištenjem plutajuće dvopoložajne regulacije nije ostvarilo zadovoljavajući odziv, uočava se kako binarni upravljački signal osigurava osciliranje izlaza sustava valnim oblikom vrlo sličnom sinusoidi. Razlog tomu je dinamika pneumatskog cilindra i ispitnog uzorka koji se ispituje isključivo u elastičnom području. Dinamika razvodnog ventila ima zanemarivu dinamiku u usporedbi sa cilindrom iako član mrtvog vremena određuje maksimalnu frekvenciju preklapanja. Odziv plutajuće dvopoložajne regulacije pokazuje mogućnost povećavanja maksimalne frekvencije rada. Također, ostavlja problem slijeđenja reference i dodatne dinamike. Njihovim rješavanjem moguće je dobiti vrlo brz i jednostavan upravljački sustav koji se sastoji od jednog razvodnog ventila. Upravo je jednostavnost izvedbe ispitnog sustava motivacija za razmatranje takvog tipa regulacije, budući da slični sustavi koriste proporcionalne ventile koji imaju izuzetno dobru dinamičku karakteristiku u pogledu frekvencije preklapanja koja iznosi do 100 Hz. Takvi uređaji skuplji su nekoliko desetaka puta,

shodno njihovoj kompleksnosti. Postavljanjem različitih referenci i različitih zona neutralnosti plutajuće dvopoložajne regulacije moguće je postići bolje odnosno lošije slijeđenje zadane reference, isključivo u vidu poništavanja dodatne dinamike i manjeg odstupanja od reference. Gotovo je nemoguće postaviti minimalno robustan upravljački zakon plutajuće dvopoložajne regulacije koji će raditi na potrebnom intervalu sila. Zbog toga takav tip regulacije nije pogodan za ovaj sustav. Cilj adaptacije takvog regulacijskog zakona je prenijeti određenu digitalnu upravljačku informaciju razvodnom ventilu.

Shodno tome adekvatan oblik modulacije je pulsna modulacija. Osnovni tipovi pulsne modulacije su [20]:

- Pulsno-amplitudna modulacija (PAM)
- Pulsno-širinska modulacija (PWM)
- Pulsno-pozicijska modulacija (PPM)

Pulsno-amplitudna modulacija koristi promjenu amplitude zadanog niza impulsa kako bi prenijela informaciju o signalu. Pulsno-širinska modulacija za prenošenje informacije koristi signale jednake amplitude, uz promjenu periode i postotka vremena u kojoj signal predstavlja logičku jedinicu (eng. *duty cycle*). Ovakav tip modulacije, iako se može koristiti i za prijenos informacije, prvenstveno se koristi za upravljanje trošilima poput istosmjernih motora ili rasvjetnih tijela. Upravljanje razvodnim ventilom vrši se postavljanjem logičke jedinice na ulaz pojedinog pilot ventila, pa je pulsno-širinska modulacije moguća za izrađeni ispitni sustav. Iako PWM nije nova tehnika upravljanja pneumatskim krugovima, ona se provodi s proporcionalnim razvodnicima koji mogu vršiti kontinuirano preklapanje visokim frekvencijama. Unutar ovog poglavlja bit će prezentirane mogućnosti upravljanja razvodnog elektromagnetskog pilot ventila korištenjem PWM signala. Dvije osnovne vrste modeliranja PWM signala su skalarna i vektorska metoda, te njihove inačice, bilo da se radi u otvorenom ili zatvorenom krugu. Skalarna metoda vrlo je jednostavna za implementaciju, zbog toga se često koristi za upravljanje brzine frekventno upravljanih motora. Njezin matematički model dobro je poznat, no razmotrimo jedan tipičan primjer modeliranog izlaznog signala upravljanja motora, prikazan na slici 77. Motori za svoj rad tipično koriste signale do 60 Hz, kako bi osigurali takav izlaz potrebna je sklopna frekvencija od 2 do 15 kHz. [20]



Slika 77. Realizacija PWM signala [20]

Analizom vrijednosti prijenosne karakteristike razvodnog ventila uočava se da njegova maksimalna sklopna frekvencija iznosi oko 15 Hz. Obzirom na to ograničenje moramo razmotriti mogućnosti realizacije PWM upravljanja. Također unutar elektroničkih modulacijskih sustava viša sklopna frekvencija pozitivno utječe na sam izlazni signal bez utjecaja na životni vijek. Unutar razvodnog ventila vrši se pomak klipa, koji uzrokuje trošenje brtve. Ovisno o tipu brtve životni vijek kreće se od deset milijuna za gumene brtve te sto milijuna za metalne brtve. Shodno tomu težnja je ostvariti traženu referencu uz minimalnu sklopnu frekvenciju kako bi se osigurao što duži životni vijek. Trošenje razvodnih ventila dobro je poznat problem, pa proizvođači unutar proizvodnog programa nude izvedbe koje odgovaraju dugotrajnom radu. Ventilski otok omogućava spajanje pneumatskog i upravljačkog dijela direktno na otok, dok se sam razvodni ventil pričvršćuje na njega. Time je osigurana vrlo brza zamjena prilikom održavanja. S ekonomskog aspekta također se ostvaruju značajne uštede budući da je moguća zamjena isključivo potrošene komponente.

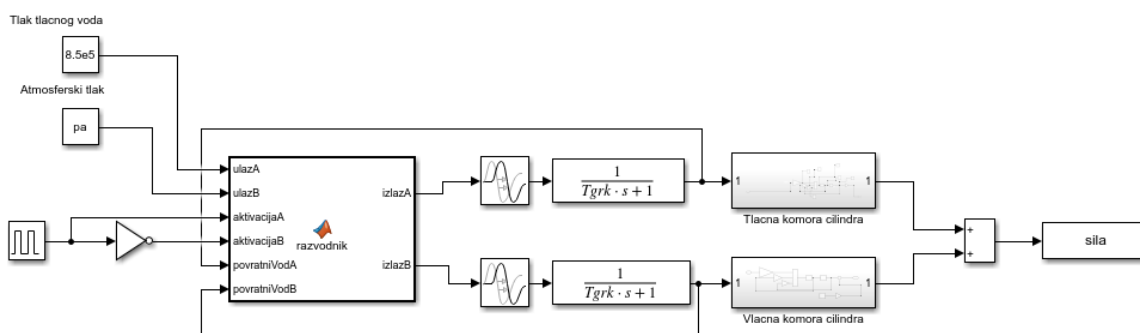
Na osnovu ranije iznesenog donosimo zaključke koje izvedeni regulator mora zadovoljiti:

- Dinamičko ponavljanje ciklusa maksimalnom frekvencijom
- Rad u zadanom intervalu sila
- Rad u tlačnom i vlačnom području
- Osiguravanje rada u zadanom intervalu s minimalnom sklopnom frekvencijom razvodnog ventila
- Robusnost i otpornost na poremećaje.

Kako bi osigurali oba uvjeta vezana uz frekvenciju umjesto klasičnog pristupa u kojoj je frekvencija reference unaprijed zadana potrebno je koristiti drugačije metode. Maksimalna

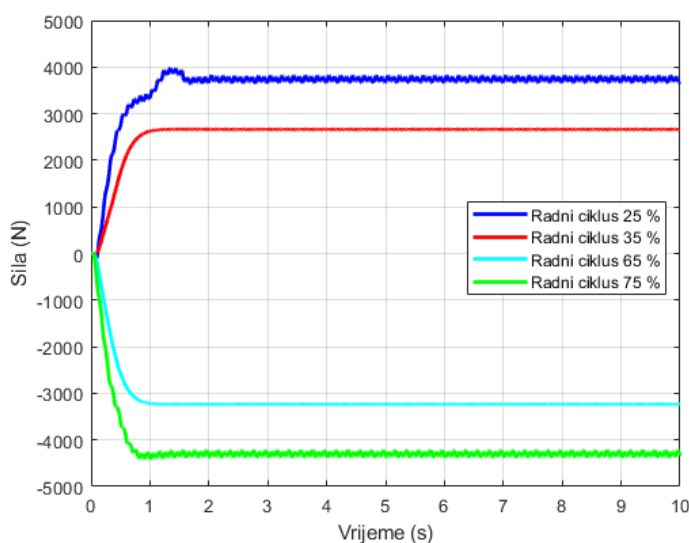
frekvencija sile i minimalna sklopna frekvencija su dva potpuno srodna zahtjeva. Kako bi ih osigurali potrebno je izvršiti samo jednu promjenu smjera razvodnog ventila za svaku poluperiodu sinusnog signala. Time je riješen problem stohastičke dinamike viših frekvencija koje se javljaju prilikom plutajuće dvopoložajne regulacije. Frekvencija rada cilindra zapravo je funkcija dinamike sustava, srednje vrijednosti sile te njezine amplitude. Dinamika sustava utječe na kut ulaska u prvi kvadrant te zaobljenost vrhova prilikom promjene predznaka prirasta sile. Time se generira izlazni valni oblik vrlo sličan sinus. Srednja vrijednost izlazne sile utječe na pomak srednje vrijednosti tlaka unutar cilindra. Njezinim povećanjem potrebne su veće količine zraka kako bi se izgradio potreban tlak koji je zaslužan za izlaznu silu. Ukoliko pretpostavimo da je dobava zraka osigurana kompresorom s dovoljnim protokom maksimalna srednja vrijednost sile postaje isključivo zavisna od konstrukcije. Iz ranije analize sustava vidljivo je da sve pneumatske komponente imaju dovoljan protok te su povezane odgovarajućim pneumatskim vodovima za zadanu silu.

Ostale zahtjeve poput rada u zadanom intervalu i robusnosti možemo svrstati u karakteristike regulatora. Pulsno-širinska modulacija najveću primjenu ima u području upravljanja elektromotora. Poznate su zakonitosti koje povezuju izlazne parametre ovisno o narinutom naponu, no kako bi iste mogli izračunati potrebni su podaci o sustavu i/ili sklopna frekvencija mora biti višestruko veća od izlazne. Kod elektromotora dio parametara je unaprijed poznat, jer proizvođači na natpisnim pločicama navode vrijednosti koje odgovaraju pojedinom motoru te na taj način omogućavaju PWM upravljanje visokih performansi. Moguće je izvesti slične zakone upravljanja za pneumatski sustav umaralice, no oni podrazumijevaju da unaprijed poznajemo većinu parametara sustava. Ispitni uređaji ispituju različite materijale od visoko elastičnih do vrlo krutih materijala, čiji parametri nisu unaprijed poznati. Ispitivanjem različitih materijala bilo bi moguće odrediti optimalne parametre sustava za većinu uzoraka. Zbog zahtjeva norme za konstantnim motrenjem primijenjene sile takav pristup uz pitanje robusnosti i mora osigurati nadzor izlazne sile. Time prednosti otvorenog kruga nestaju. Osnovna motivacija za razvoj drugačijeg tipa regulacije je osiguravanje robusnosti sustava. Cilj razvoja je korištenje povratne veze za validaciju kvalitete PWM parametara na stvarnom sustavu za pojedini ispitni uzorak. Takvim pristupom osiguravamo prilagođavanje sustava svakom tipu ispitnog uzorka bez poznavanja njegovog modela. Razvoj regulacijskog algoritma korištenjem PWM signala započinjemo izradom njegova simulacijskog modela prikazanog na slici 78.



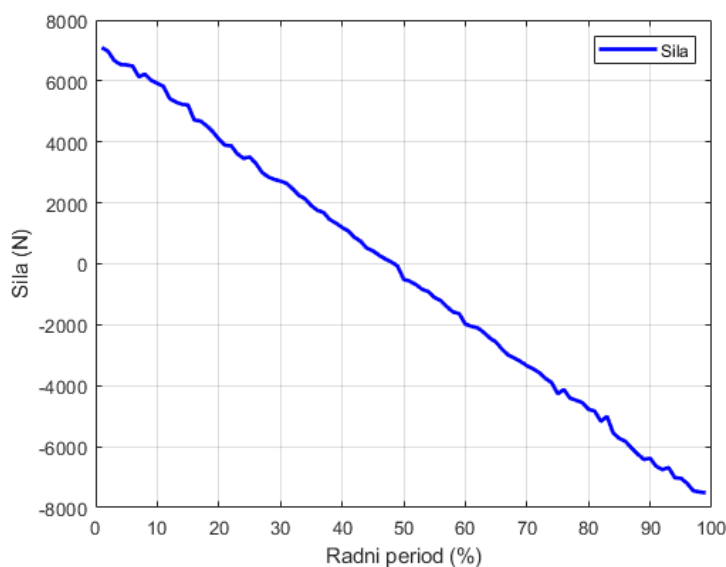
Slika 78. Simulacijski model ispitnog sustava korištenjem PWM signala

Pulsno-širinska modulacija počiva na dva parametra: periodu i radnom ciklusu (eng. *duty cycle*). Pneumatski sustav nije sličan elektroničkim i elektroenergetskim sustavima gdje se tradicionalno koristi PWM. Potrebno je istražiti utjecaj svake pojedine komponente na izlaznu silu. Radni period može se kretati u intervalu od 0 do 100% te označava period rada unutar kojeg razvodni ventil puni pojedinu komoru cilindra. Vrijednosti radnog ciklusa od 0 do 50 % osiguravaju duži rad vlačne komore cilindra, dok vrijednosti od 50 do 100% tlačne komore cilindra. To je posljedica simulacijskog i programskog rješenja regulatora prikazanog na slici 78. Na slici 79. prikazana je ovisnost izlazne sile za različite vrijednosti radnog ciklusa uz konstantni period PWM signala. Analizom signala zaključujemo kako vrijednost radnog ciklusa utječe ne srednju vrijednost izlaznog signala. Minimalna vrijednost perioda uzrokuje male oscilacije od srednje vrijednosti izlaznog signala. Bitno je naglasiti kako pozitivna vrijednost predstavlja vlačnu silu dok negativna vrijednost izlaza tlačnu silu. Takva reprezentacija uobičajena je u mjeriteljstvu sile.



Slika 79. Izlazna sila za različite vrijednosti radnog ciklusa ($T_{PWM}=\text{konst.}=0,2\text{ s}$)

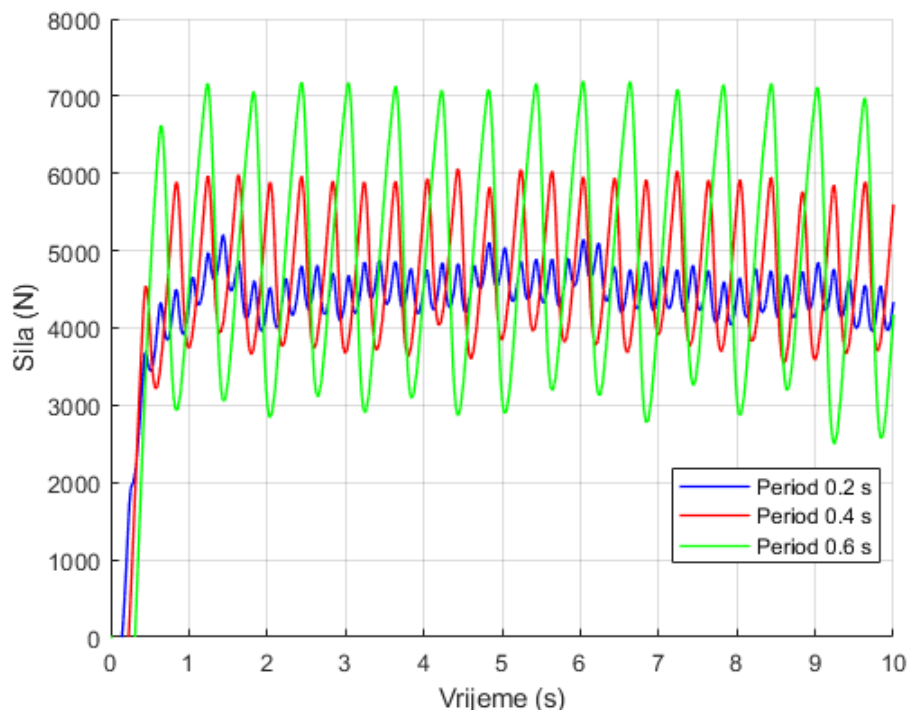
Linearnost je jedna od glavnih karakteristika koju je bilo razmotriti prije definiranja regulatora i mjernih članova. Za njezino ispitivanje fiksirana je vrijednost perioda te postupno povećavana vrijednosti radnog ciklusa do maksimuma. Grafički prikaz pokazuje linearnu ovisnost radnog ciklusa o srednjoj vrijednosti izlazne sile. Manja odstupanja posljedica su šumova unutar povratne veze mjerenja budući da je prikazan sirovi tj. nefiltrirani signal.



Slika 80. Ovisnost radnog ciklusa o srednjoj vrijednosti izlazne sile ($T_{PWM}=\text{konst.}=0,2$ s)

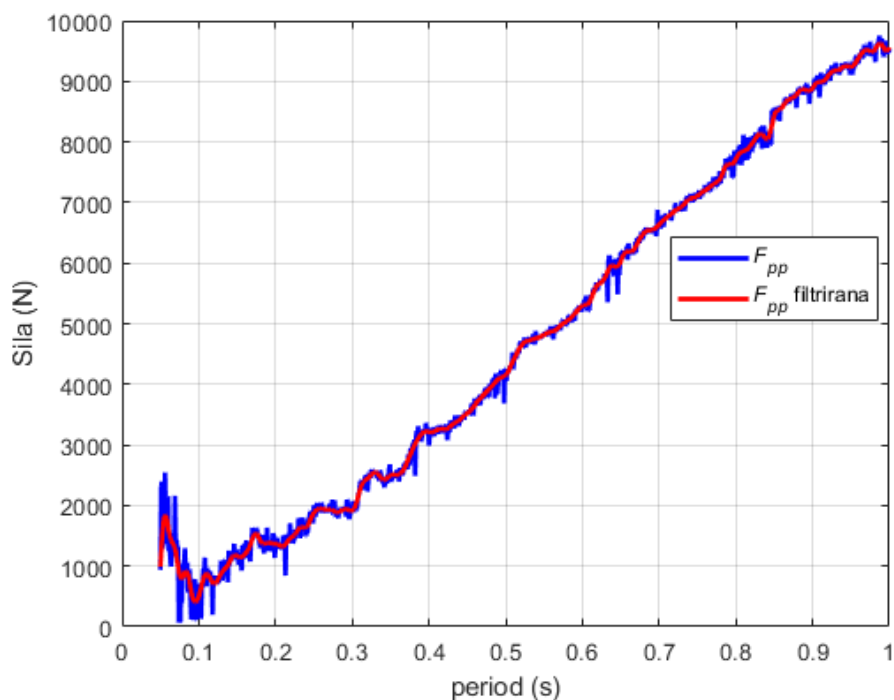
Granice radnog ciklusa intuitivno su jasne, ali za određivanje granica perioda potrebno je analizirati parametre sustava. Zbog mrtvog vremena prilikom preklapanja dvaju stanja razvodnog ventila minimalna vrijednost perioda iznosi 52 ms. Ta karakteristika određena je periodičnim ponavljanjem nekoliko mjerenja, dok se sama karakteristika ventila tijekom dugotrajnog rada može varirati. Zbog toga je minimalni period postavljen na vrijednost od 0,1 s. Ona osigurava da će razvodni ventil uvijek biti u stanju raditi sa zadanom sklopnom frekvencijom. Maksimalna vrijednost perioda ovisi o volumenu cilindra te elastičnoj karakteristici ispitnog uzorka. Potrebno je osigurati da se cilindar niti u jednom trenutku tijekom rada potpuno nabije na maksimalni tlak sustava ili isprazni na atmosferski tlak. Također, reference sile manjih frekvencija vrlo dobro pokriva proporcionalni tlačni regulator korištenjem PID regulatora. Zbog toga je postavljena optimalna maksimalna vrijednost perioda od 1 s, budući da se ispod tih sklopnih frekvencija postavlja upitnost robusnosti sustava, dok PID regulatori istu mogu slijediti vrlo kvalitetno. Radni period PWM signala dominantno definira srednju vrijednost uz konstantni period generiranog periodičkog signala. Period utječe na oscilacije oko srednje vrijednosti izlazne sile, manji period uzrokovat će manje amplitude zbog

kraćeg intervala izmjene stlačenog zraka, dok će veći period uzrokovati veće amplitude. Ranije navedene pretpostavke potvrđene su eksperimentalno, a rezultati su prikazani na slici 81.



Slika 81. Odziv sustava za različite vrijednosti perioda ($d_c = \text{konst.} = 20\%$)

Kao i za radni ciklus potrebno je analizirati linearnost veze perioda i amplitude. Iz eksperimentalnih rezultata može se uočiti da period dominantno utječe na amplitudu, no manjim iznosom i na srednju vrijednost. Zbog toga, prilikom analize linearnosti koristit ćemo razliku vrijednosti vrhova. Slika 82. prikazuje rezultate eksperimentalne provjere linearnosti s konstantnim vrijednostima radnog ciklusa te promjenjivoj vrijednosti perioda na unaprijed određenom intervalu. Šum koji se javlja posljedica je fiksiranja vrijednosti radnog ciklusa, za postizanje optimalnih rezultata potrebno je varirati s oba parametara. Zbog preglednosti izmjerenih vrijednosti primijenjen je niskopropusni filter. Na periodu od 0,1 do 1 s karakteristična je linearna veza izmjerenih podataka čime je potvrđena ovisnost razlike vršnih vrijednosti i perioda.



Slika 82. Ovisnost perioda o razlici vršnih vrijednosti izlazne sile ($d_c = \text{konst.} = 20\%$)

4.4.3. Određivanje vrijednosti unaprijedno vođene PWM modulacije

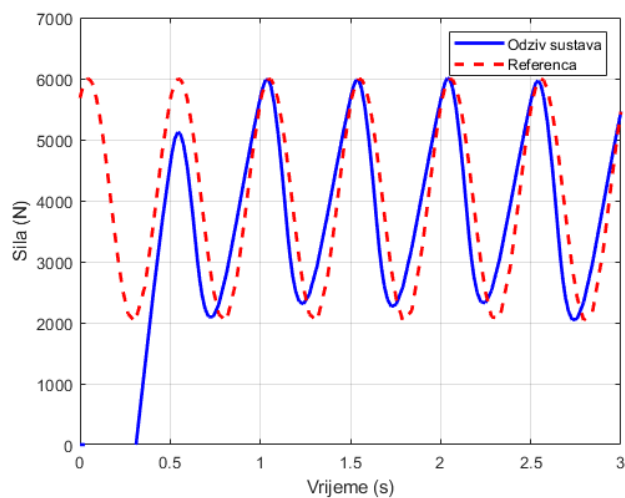
Na osnovu prethodnog poglavlja možemo donijeti općenite zaključke i preporuke za određivanje parametara PWM modulacije razvodnog ventila. Sustav prilikom određivanja parametara mora raditi u zatvorenom krugu, budući da je validacija izlaza sustava bitno obilježje ovog tipa upravljanja. Vrijednosti amplitude i srednje vrijednosti sile unaprijed su poznate. Vrijednost željene frekvencije također je unaprijed zadana, no ovakav tip upravljanja radi najvećom frekvencijom koju sustav može izgraditi. Variranje parametara započinje različitim smjerovima bilo da se radi o vlačnom ili tlačnom području. Prva iteracija počinje konstantnim periodom optimalne vrijednosti razvodnog ventila i vrijednosti radnog ciklusa od 50 %. To će rezultirati periodičkom promjenom između tlačne i vlačne sile. Većina naprava koje se primjenjuju za prihvate ispitnih uzoraka rade isključivo u tlačnom ili vlačnom području te je potrebno početnu vrijednosti radnog ciklusa primijeniti tako da sustav oscilira samo u željenom smjeru. Sljedećom iteracijom vrijednost radnog ciklusa, smanjujemo odnosno povećavamo ukoliko sustav radi u vlačnom području. Jedinično inkrementiranje odnosno dekrementiranje provodimo dok vrijednost greške ne padne ispod 10 % zadane vrijednosti srednje sile. Sličan postupak iteriranja provodimo i za određivanje perioda, kako je prije

potvrđeno povećanje vrijednosti perioda povećava razliku između vršnih vrijednosti izlazne sile. Prva iteracija je minimalna određena vrijednost perioda te konstantna vrijednost radnog perioda određena u prethodnoj iteraciji. Postupak iteracije se povodi dok vrijednost greške ne padne ispod 10 % zadane amplitude. Zbog međusobne ovisnosti parametara, nakon grubog podešavanja parametara potrebno je izvršiti ugađivanje. Provode se iste dvije iteracije jedna za drugom uz početne vrijednosti ranije izračunatih parametara. Postupak iteracije provodi se dok vrijednost greške srednje izlazne sile ne padne ispod 5 % nazivne te dok greška amplitude ne padne ispod 5 % nazivne. Time su određeni parametri modulacije PWM signala, a mjerenjem je potrebno odrediti frekvenciju rada sustava. Tijekom cijelog rada sustava potrebno je promatrati izlaznu silu, te ukoliko njena vrijednost prijeđe zadani interval potrebno je izvršiti ponovno određivanje parametara. Time kontinuirano nadziremo sustav upravljanja, te ovakav sustav modulacije indirektno radi u zatvorenom krugu. Shematski prikaz dijagramom toka prikazan je na slici 86.

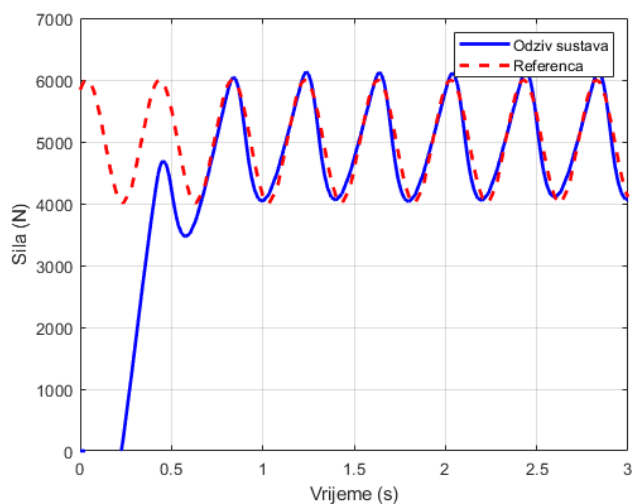
Tablica 20. Vrijednosti nepoznatih parametara određene estimacijom sa zadanim oblikom signala

Slika	Zadana srednja vrijednost	Zadana amplituda	Prosječna gornja vrijednost amplitude	Prosječna donja vrijednost amplitude	Srednja vrijednost	Frekvencija sustava
Slika 83.	4000 N	2000 N	5987 N	2328 N	4157 N	1,990 Hz
Slika 84.	5000 N	1000 N	6100 N	4080 N	5010 N	2,508 Hz
Slika 85.	2000 N	1500 N	3487 N	328 N	1907 N	2,462 Hz

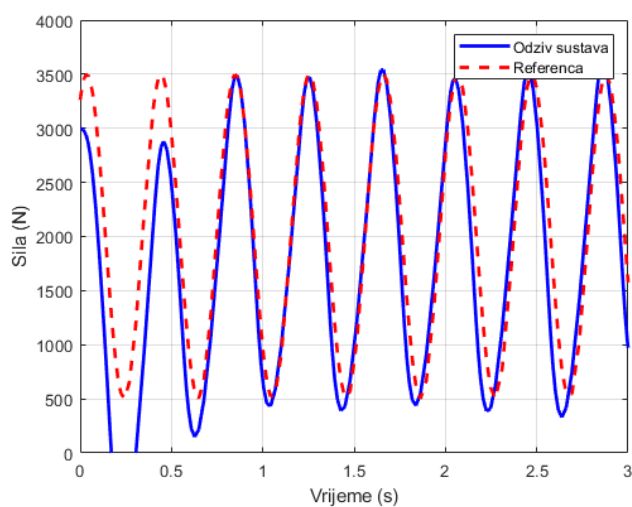
Sljedeće slike prikazuju usporedbe simulacijskog odziva određenih parametara za nekoliko zadanih referenci. Tablica 20. prikazuje usporedbu zadanih i ostvarenih vrijednosti za odabrane simulacijske odzive. Primjetno je da sustav dobro slijedi zadanu referencu te je frekvencija rada sustava do pet puta veća nego kod PID i PID-SMC regulatora, čime je ostvareno značajno poboljšanje frekvencije rada sustava.



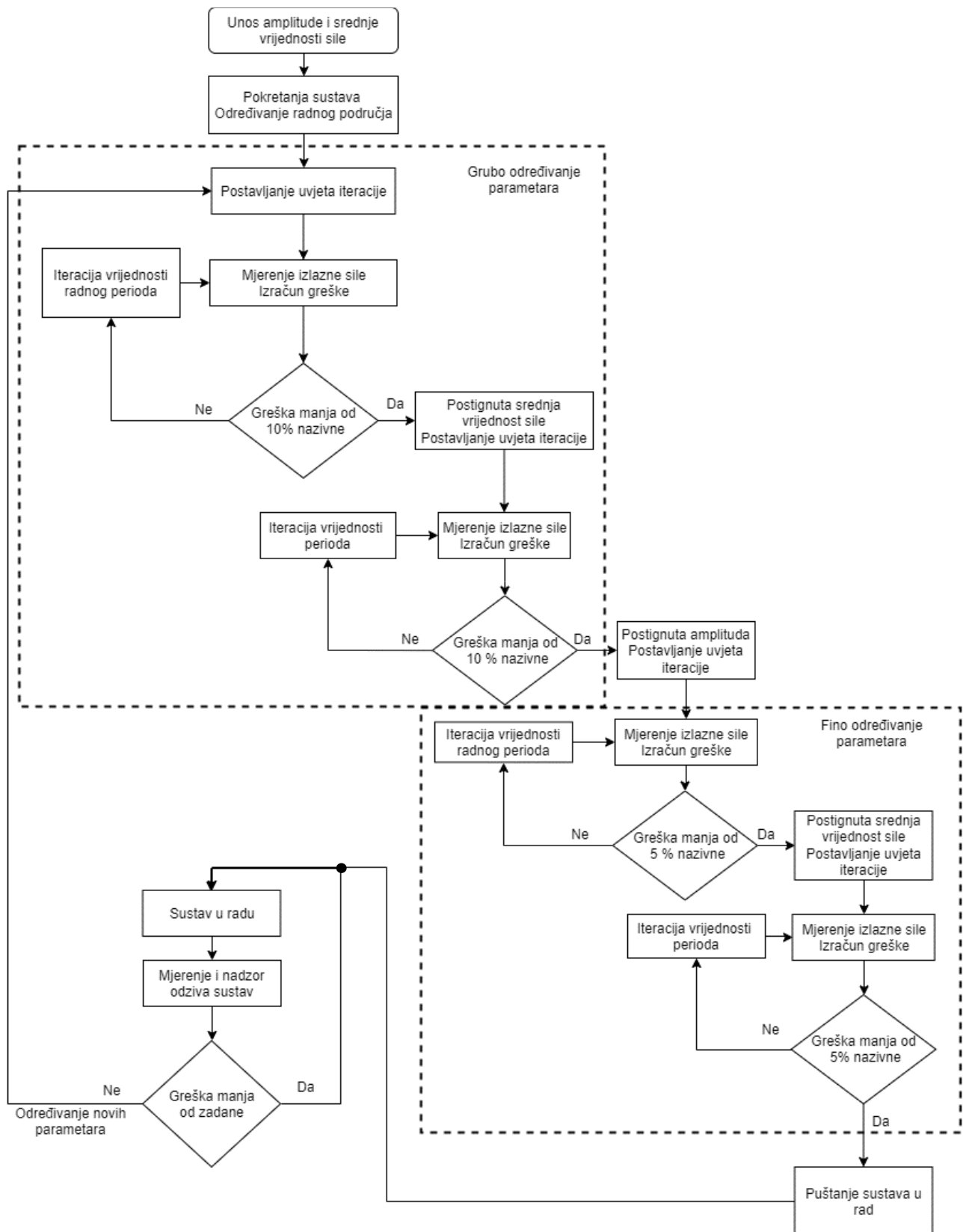
Slika 83. Usporedba simulacijskog odziva i reference ($d_c=25\%$ $T_{PWM}=0,5$ s)



Slika 84. Usporedba simulacijskog odziva i reference ($d_c=19\%$ $T_{PWM}=0,4$ s)



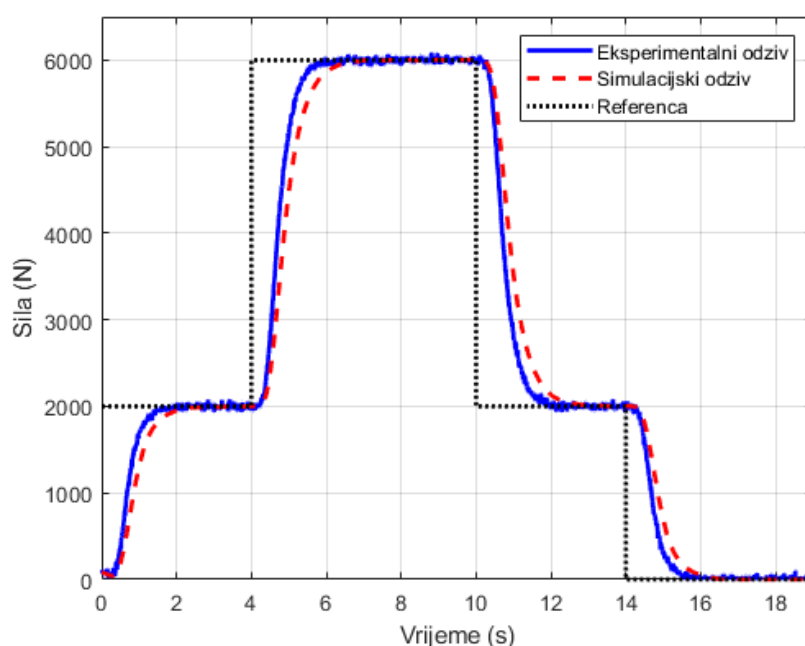
Slika 85. Usporedba simulacijskog odziva i reference ($d_c=36\%$ $T_{PWM}=0,4$ s)



Slika 86. Dijagram toka postupka određivanja parametara PWM modulacije

5. EKSPERIMENTALNA VALIDACIJA

Iz ranije projektiranih regulatora odabiremo najbolje za provjeru pojedinog načina rada sustava. Prilikom slijeđenja statičkih referenci najbolja svojstva stabilnosti i točnosti pokazuje SMC-PID regulator s prefilterom i estimatorom derivacije sile. Eksperimentalni odziv regulacije sile s implementiranim regulatorom prikazan je na slici 87. Iz odziva eksperimentalnog sustava uočava se velika sličnost simulacijskog odziva sa stvarnim mjerenim odzivom. Implementirani regulator pokazuje dobra svojstva stabilnosti i točnosti u skladu sa simulacijskim modelom.

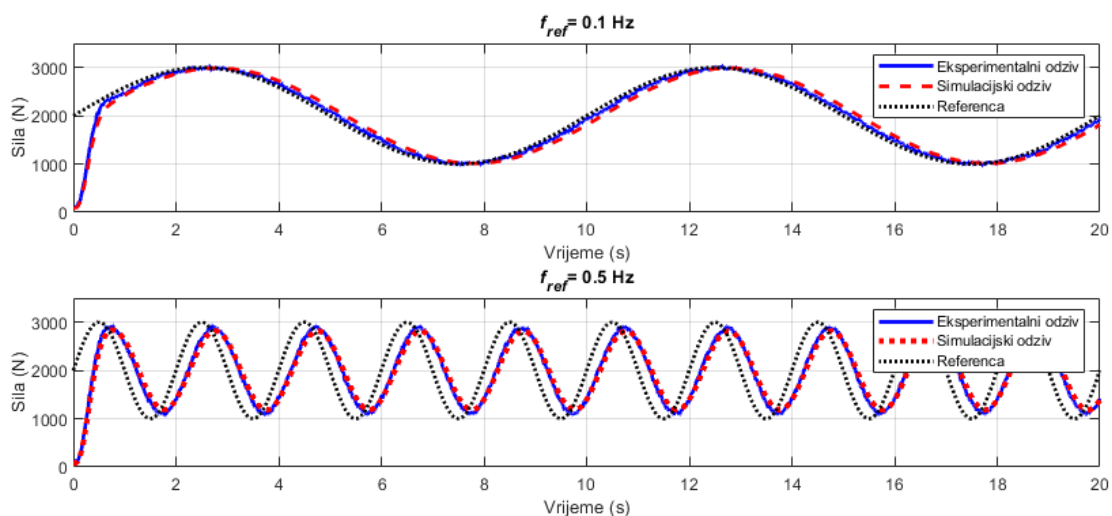


Slika 87. Usporedba odziva eksperimentalnog sustava i simulacijskog modela korištenjem SMC-PID regulatora

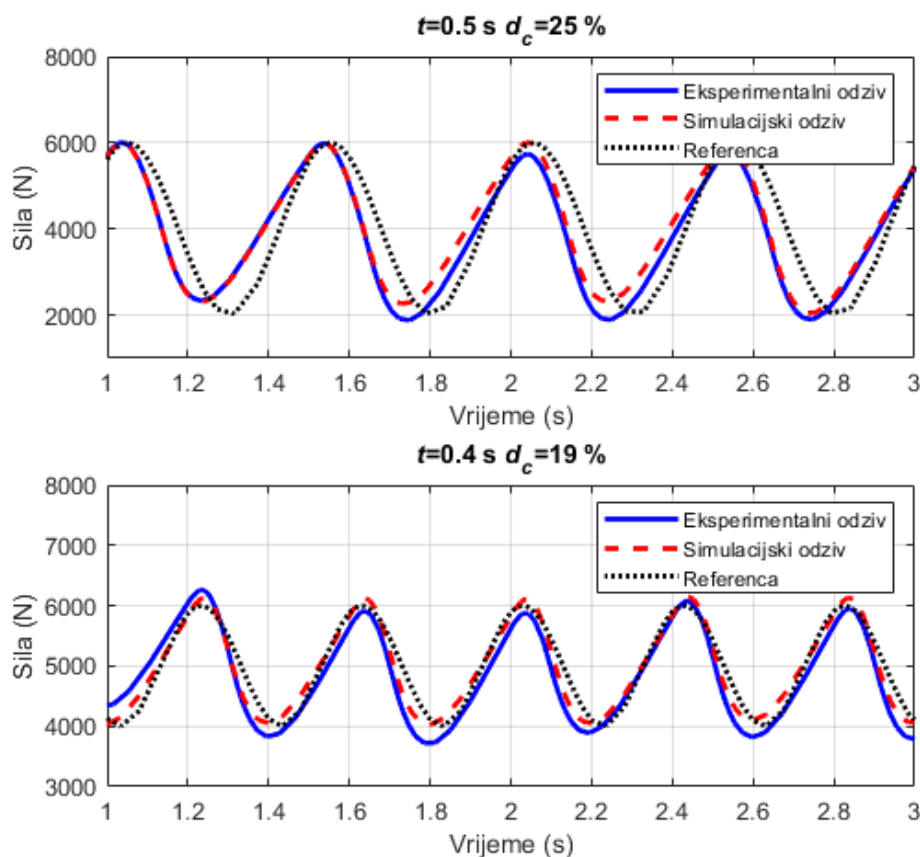
Iz simulacijskog modela vidljivo je kako prilikom slijeđenja dinamičkih referenci najbolja svojstva ostvaruje PID regulator s estimatorom derivacije. Projektirani regulator provjeren je na eksperimentalnom sustavu te je usporedba odziva prikazana na slici 88. Primjetna je velika sličnost između simulacijskog modela i eksperimentalnog odziva. Daljnja poboljšanja u smislu točnijeg slijeđenja viših referenci moguća su upotrebom unaprijednog vođenja.

Eksperimentalna provjera unaprijedno vođene PWM modulacije pokazuje važnost određivanja parametara pomoću simulacijskog modela. Budući da razlike između simulacije i eksperimenta gotovo ne postoje, a odstupanja su posljedica postojanja mrtvog vremena razvodnog ventila, što otvara prostor za točnije određivanje maksimalne frekvencije rada. Predloženi oblik upravljanja sustavom pokazuje dobra svojstva prilikom slijeđenja zadanih dinamičkih referenci

u rasponu od 1 do 5 Hz. Eksperimentalni odziv prikazan je na slici 89, čime su dokazane prednosti u odnosu na PID regulator za slijeđenje dinamičkih referenci.



Slika 88. Usporedba odziva eksperimentalnog sustava i simulacijskog modela korištenjem PID regulatora



Slika 89. Usporedba odziva eksperimentalnog sustava i simulacijskog modela primjenom unaprijetno vođene PWM modulacije

6. ZAKLJUČAK

U ovom radu prikazan je postupak sinteze i usporedba nekoliko karakterističnih regulatora te eksperimentalna provjera na izrađenom sustavu za ispitivanje dinamičke čvrstoće materijala. Simulacijski i eksperimentalni rezultati pokazuju da regulatori iz klasične teorije upravljanja ostvaruju iznimno dobra svojstva prilikom upravljanja pneumatskog ispitnog sustava umaralice. Iako se klasične metode regulacije svrstavaju u kategoriju jednostavnih i relativno zastarjelih u usporedbi s drugim modernim tehnikama regulacije, pokazuje se kako je na vrlo jednostavan način moguće brzo projektiranje regulatora prema traženim zahtjevima. Iako privlačno zvuči prepustiti postupak modeliranja sustava i projektiranja regulatora nekom obliku umjetne inteligencije, to nije jednostavno ostvariti. Vrijeme smirivanja i dopušteni prebačaj u odzivu reguliranog sustava predstavljaju važan kriterij kod izbora regulatora. Korištenjem SMC-PID regulatora ostvaruju se bolji rezultati u pogledu točnosti slijeđena statičkih referenci i robusnosti sustava, posljedično s nešto duljim vremenom odziva. Daljnji napredak u smislu smanjenja vremena smirivanja moguće je ostvariti korištenjem unaprijednog vođenja. Pri slijeđenju dinamičke reference korištenjem proporcionalnog tlačnog regulatora ostvaruju se dobra svojstva prilikom praćenja sinusnih referenci niskih frekvencija, dok kod slijeđenja referenci viših frekvencija dolazi do potpune degradacije zbog vremenskih konstanti objekta upravljanja. Ostvaren je značajni napredak u slijeđenju sinusnih dinamičkih referenci viših frekvencija korištenjem elektromagnetskog razvodnog ventila upravljanog pomoću unaprijedno vođene PWM modulacije. Iz provedenog istraživanja vidljive su prednosti eksperimentalno određenih parametra koji se koriste u simulacijskom modelu, kao i važnost eksperimentalne validacije korištenih regulatora na izrađenom sustavu, za ispitivanje dinamičke čvrstoće materijala.

LITERATURA

- [1] Alfirević I. Nauka o čvrstoći I. Zagreb: Tehnička knjiga; 1989.
- [2] Kraut B. Strojarski priručnik. Zagreb: Tehnička knjiga; 1970.
- [3] Decker KH. Elementi strojeva. Zagreb: Tehnička knjiga; 1975.
- [4] Tehnička dokumentacija SMC ITV 2050-312N3 proporcionalnog tlačnog regulatora [Internet]. https://static.smc.eu/pdf/ITV-G_EU.pdf, Datum pristupa: 07.05.2022.
- [5] Tehnička dokumentacija SMC SY5301RK-5U1 razvodnog ventila [Internet]. https://static.smc.eu/pdf/SY3000-5000-7000-E_EN.pdf, Datum pristupa: 08.05.2022.
- [6] Bača MM. Projektiranje i upravljanje pneumatskog sustava za ispitivanje dinamičke izdržljivosti materijala [Završni rad]. Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje; 2021.
- [7] Degiacinto D. Dinamička izdržljivost bambusa [Diplomski rad]. Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje; 2022.
- [8] Tehnička dokumentacija Controllino Maxi Power Automation [Internet]. https://www.controllino.com/wp-content/uploads/2021/03/MAXI-Power-Automation-100.104.00-Datasheet_V2_2021.pdf, Datum pristupa: 14.05.2022.
- [9] Kučiš T. Identifikacija vremenski-kontinuiranih modela grijalice s puhalom i sinteza PID regulatora temperature [Završni rad]. Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje; 2009.
- [10] Lunze J. Regelungstechnik 1. Wiesbaden: Springer; 2014.
- [11] Matijević D., Poljak S. Fourierov red i Fourierova transformacija. Math.e [Internet]. <https://hrcak.srce.hr/81735>, Datum pristupa: 28.05.2022.
- [12] Opis funkcije Goodness of Fit [Internet]. <https://www.mathworks.com/help/ident/ref/goodnessoffit.html>, Datum pristupa: 20.06.2022.
- [13] Benić J., Rajčić. N., Šitum. Ž. Precise force control for hydraulic and pneumatic press system. International conference fluid power 2017. Maribor: Slovenija; 2017
- [14] Tehnička dokumentacija SMC C96YDB125-100 cilindra [Internet]. https://content2.smcetech.com/pdf/CP96N-C96N-A_EU.pdf, Datum pristupa: 15.06.2022.
- [15] MathWorks opis funkcije Normalize [Internet]. <https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/double.normalize.htm>, Datum pristupa: 22.06.2022.
- [16] Tehnička dokumentacija mikrokontrolera ATmega 2560 [Internet]. https://www1.microchip.com/downloads/en/devicedoc/atmel-2549-8-bit-avr-microcontroller-atmega640-1280-1281-2560-2561_datasheet.pdf, Datum pristupa: 14.06.2022.

- [17] Vukić Z., Kuljača Lj. Automatsko upravljanje. Zagreb: Kigen; 1983.
- [18] Balen I. Predavanja iz kolegija Klimatizacija. Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje; 2008.
- [19] Kasać J. Predavanja iz kolegija Neizrazito i digitalno upravljanje. Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje; 2020.
- [20] PWM modulacija [Internet]. <https://www.machinedesign.com/motorsdrives/article/21833844/how-to-choose-the-right-control-method-for-vfds>, Datum pristupa: 24.05.2022.