

Modeliranje i regulacija suhe spojke s hidrostatskim aktuatorom

Soldo, Jure

Master's thesis / Diplomski rad

2015

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:235:031387>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-01-15**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Jure Soldo

Zagreb, 2015.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentori:

Prof. dr. sc. Joško Deur, dipl. ing.

Student:

Jure Soldo

Zagreb, 2015.

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

Zahvaljujem se prof. dr. sc. Jošku Deuru na potpori, prenesenom znanju i danom povjerenju u izradi ovog rada. Posebno se zahvaljujem dr. sc. Matiji Hoiću na njegovoj pomoći i izradi mnogih funkcionalnih shema korištenih u ovom radu.

Jure Soldo



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
proizvodno inženjerstvo, računalno inženjerstvo, industrijsko inženjerstvo i menadžment, inženjerstvo
materijala i mehatronika i robotika

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum: 09-07-2015	Prilog
Klasa: 602-04/15-6 13	
Ur.broj: 15-1703-15-219	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Jure Soldo**

Mat. br.: 0916034543

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Modeliranje i regulacija suhe spojke s hidrostatskim aktuatorom**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Modelling and control of dry clutch with a hydrostatic actuator**

Opis zadatka:

U novije vrijeme se razmatra uvođenje elektronički upravljanih suhих spojki u ručne transmisije cestovnih vozila, a s ciljem smanjenja potrošnje goriva i povećanja udobnosti vožnje (u koordinaciji s upravljanjem motorom s unutarnjim izgaranjem). Jedan od mogućih aktuatorskih sustava spojke zasnovan je na hidrostatskom prijenosniku, koji je posrednik u prijenosu snage s električnog servomotora i potisnog ležaja spojke. Upravljački sustav spojke treba osigurati brzo i precizno upravljanje momentom spojke, uz kompenzaciju glavnih poremećajnih učinaka poput trošenja i toplinskog širenja spojke. U radu je potrebno:

- Opisati izvedbu suhe spojke i njenog hidrostatskog aktuatora;
- postaviti matematički i simulacijski model spojke s aktuatorom, u punom i skraćenom obliku;
- provesti sintezu, analizu i simulacijsku provjeru sustava regulacije pozicije potisnog ležaja spojke temeljem prethodno postavljenog modela aktuatora;
- provesti sintezu sustava upravljanja momentom spojke uz automatsku identifikaciju i kompenzaciju učinaka trošenja i toplinskog širenja;
- provesti simulacijske provjere sveukupnog sustava upravljanja momentom spojke.

Zadatak zadan:

7. svibnja 2015.

Rok predaje rada:

9. srpnja 2015.

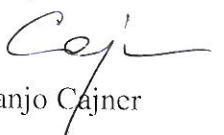
Predviđeni datum obrane:

15., 16. i 17. srpnja 2015.

Zadatak zadao:


Prof. dr. sc. Joško Deur

Predsjednik Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Franjo Čajner

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS OZNAKA	V
SAŽETAK.....	VII
SUMMARY	VIII
1. UVOD.....	1
2. Funkcionalni opis e-spojke	3
2.1. Spojka.....	4
2.2. Elektro-hidraulički aktuatorski sustav	8
3. Dinamički model procesa	11
3.1. Model aktuatora	11
3.2. Reducirani model aktuatora sveden na stranu pogonskog cilindra.....	16
3.3. Model aksijalne dinamike spojke.....	20
3.3.1. Modeliranje toplinskog širenja spojke	22
3.3.2. Modeliranje trošenja tarnih obloga	24
3.3.3. Potpuni model aksijalne dinamike spojke.....	24
3.4. Model kontakta aktuatorskog sustava i spojke	25
4. Sinteza sustava upravljanja normalnom silom spojke	28
4.1. Sinteza PID regulatora pozicije klipa pogonskog cilindra.....	29
4.1.1. Kompenzacija trenja	32
4.2. Sinteza I regulatora pozicije klipa radnog cilindra	33
4.3. Upravljanje normalnom silom spojke	35
4.3.1. Detekcija stupnja trošenja i toplinskog širenja spojke	42
5. Rezultati simulacija	45
5.1. Rezultati simulacije regulacijskog kruga položaja pogonskog cilindra.....	45
5.2. Rezultati simulacija regulacijskog kruga položaja radnog cilindra	50
5.3. Rezultati simulacije upravljanja normalnom silom spojke	54
6. ZAKLJUČAK.....	62
LITERATURA.....	64

POPIS SLIKA

Slika 1. Funkcionalna shema e-spojke	4
Slika 2. Strukturna shema suhe spojke s tanjurastom oprugom [3]	6
Slika 3. Karakteristika krutosti tanjuraste opruge [1]	7
Slika 4. Karakteristika sile odvajanja na papučici spojke [1]	8
Slika 5. HCA jedinica [5]	9
Slika 6. Koncentrični radni cilindar za otpuštanje spojke [6]	10
Slika 7. Shematski prikaz aktuatorskog sustava.....	10
Slika 8. Vezni dijagram lineariziranog aktuatorskog sustava a) i pojednostavljenog aktuatorskog sustava.....	14
Slika 9. Krutost potisne opruge	16
Slika 10. Blokovski dijagram reduciranog dinamičkog aktuatorskog sustava na strani pogonskog cilindra	18
Slika 11. Vezni dijagram reduciranog dinamičkog modela aktuatorskog sustava na stranu pogonskog cilindra	18
Slika 12. Polovi prijenosne funkcije $G_p(s) = s_{mc}(s)/i(s)$ potpunog dinamičkog modela aktuatorskog sustava.....	19
Slika 13. Polovi prijenosne funkcije $G_p(s) = s_{mc}(s)/i(s)$ reduciranog dinamičkog modela aktuatorskog sustava.....	20
Slika 14. Shema spojke i aktuatorskog sustava.....	21
Slika 15. Vezni dijagram dinamike spojke.....	22
Slika 16. Karakteristike krutosti a) tarne obloge, b) povratne opruge, c) tanjuraste opruge....	22
Slika 17. Shema modela termalnog širenja spojke.....	23
Slika 18. Shema pojednostavljenog modela toplinskog širenja spojke.....	23
Slika 19. Shema trošenja spojke i pojednostavljenje modela trošenja	24
Slika 20. Vezni dijagram dinamičkog modela spojke s uključenim modelima trošenja i toplinskog širenja	25
Slika 21. Vezni dijagram cjelokupne e-spojke.....	26
Slika 22. Krutost potisnog ležaja.....	26
Slika 23. Funkcionalna shema cjelokupne e-spojke namijenjena modeliranju.....	27
Slika 24 Blok dijagram upravljačkog sustava e-spojke s kompenzacijom trošenja i toplinskog širenja	29
Slika 25. Blok dijagram regulacijskog kruga pozicije pogonskog cilindra s kompenzacijom trenja.....	30
Slika 26. Stribeckov model trenja uspoređen s pojednostavljenim modelom trenja, peuzeto s [www.mathwroks.com]	33
Slika 27. Blok dijagram zatvorene regulacijske petlje pozicije klipa radnog cilindra.....	34
Slika 28. $F_{nr}(s_{scr})$ karakteristika look-up tablice.....	36
Slika 29. Promjena sile tanjuraste opruge F_{ds} pod utjecajem toplinskog širenja i trošenja tarnih obloga.....	37
Slika 30. $F_n(s_{sc})$ karakteristika za različite progresivne stupnjeve trošenja	38
Slika 31. Maksimalne normalne sile spojke za različite progresivne stupnjeve trošenja (detalj sa slike 31).....	38
Slika 32. $F_n(s_{sc})$ karakteristika za različite stupnjeve toplinskog širenja	39
Slika 33. Maksimalne normalne sile spojke za različite progresivne stupnjeve toplinskog širenja (detalj sa slike 33).....	39

Slika 34. Ilustracija kompenzacijskih hodova klipa radnog cilindra u slučaju različitih stupnjeva trošenja da bi se postigla normalna sila jednaka maksimalnoj normalnoj sili u nominalnom slučaju bez trošenja	40
Slika 35. Ilustracija kompenzacijskih hodova u slučaju različitih stupnjeva toplinskog širenja da bi se postigla normalna sila jednaka maksimalnoj normalnoj sili u slučaju najvećeg stupnja toplinskog širenja.....	41
Slika 36. Graf kompenzacijskih djelovanja u ovisnosti o utjecajnim faktorima trošenja (w) i toplinskog širenja (te).....	42
Slika 37. Prikaz pozicije klipa radnog cilindra i potisnog ležaja pri neaktivnoj regulacijskoj petlji u a) nominalnom slučaju, b) u slučaju trošenja, c) u slučaju toplinskog širenja	43
Slika 38. Karakteristika look-up tablice za detekciju stupnja trošenja odnosno toplinskog širenja	44
Slika 39. Odziv pozicije klipa pogonskog cilindra na odskočnu pobudu	46
Slika 40. Odziv brzine klipa pogonskog cilindra, tlaka fluida i struje armature na odskočnu pobudu pozicije klipa pogonskog cilindra.....	46
Slika 41. Odziv pozicije klipa pogonskog cilindra na sinusnu pobudu	47
Slika 42. Odziv brzine klipa pogonskog cilindra, tlaka fluida i struje armature na sinusnu pobudu pozicije klipa pogonskog cilindra.....	48
Slika 43. Nadvišenje pozicije pogonskog cilindra uzrokovanje velikim trenjem	49
Slika 44. Odzivi brzine klipa radnog cilindra, tlaka fluida i struje armature na odskočnu pobudu pozicije pogonskog cilindra pri visokom trenju.	50
Slika 45. Odzivi pozicije klipa radnog cilindra i pozicije klipa pogonskog cilindra za odskočnu pobudu pozicije klipa radnog cilindra.....	51
Slika 46. Odzivi brzine radnog i pogonskog klip, tlaka fluida i struje na odskočnu pobudu pozicije klipa radnog cilindra	52
Slika 47. Odziv pozicije klipa radnog cilindra na odskočnu pobudu s udarnim opterećenjem u $t = 0.25$ s u slučaju kaskadne strukture s nadređenim I regulatorom i u slučaju samo PID regulatora.....	53
Slika 48. Odzivi brzina klipova cilindra na odskočnu pobudu pozicije radnog cilindra s udarnim opterećenjem u $t = 0.25$ s u slučaju kaskadne strukture s nadređenim I regulatorom i u slučaju samo PID regulatora	54
Slika 49. Odziv normalne sile spojke na promjenjivu odskočnu referencu	55
Slika 50. Odzivi pozicija klipova pogonskog i radnog cilindra na promjenjivu odskočnu referencu normalne sile	55
Slika 51. Odzivi brzina klipova, tlaka fluida i struje DC motora na promjenjivu odskočnu pobudu	56
Slika 52. Odziv normalne sile spojke na sinusnu pobudu.....	56
Slika 53. Odzivi pozicija klipova pogonskog i radnog cilindra na sinusnu pobudu normalne sile	57
Slika 54. Odzivi brzina klipova, tlaka fluida i struje DC motora na sinusnu pobudu.....	57
Slika 55. Odzivi normalnih sila na promjenjivu odskočnu pobudu u slučaju trošenja i u slučaju toplinskog širenja.	58
Slika 56. Detekcija stupnja trošenja tarne obloge	59
Slika 57. Odziv normalne sile spojke na odskočnu pobudu u slučaju trošenja i u slučaju toplinskog širenja uz aktivnu kompenzaciju trošenja i toplinskog širenja.....	60
Slika 58. Odzivi pozicije klipova cilindra za odskočnu pobudu normalne sile.....	60
Slika 59. Odzivi brzina klipova, tlaka fluida i struje DC motora za odskočnu pobudu normalne sile	61

POPIS TABLICA

Tablica 1. Dijelovi tarne spojke	6
Tablica 2. Polovi prijenosne funkcija $G_p(s) = s_{mc}(s)/i(s)$ potpunog dinamičkog modela aktuatorskog sustava i odgovarajući faktori prigušenja i vlastite frekvencije.....	19
Tablica 3. Polovi prijenosne funkcija $G_p(s) = s_{mc}(s)/i(s)$ reduciranog dinamičkog modela aktuatorskog sustava i odgovarajući faktori prigušenja i vlastite frekvencije.....	20
Tablica 3. Iznosi kompenzacijskih hodova klipa radnog cilindra u slučaju različitih stupnjeva trošenja	41
Tablica 5. Iznosi kompenzacijskih hodova klipa radnog cilindra u slučaju različitih stupnjeva toplinskog širenja	42
Tablica 6. Početne pozicije klipa radnog cilindra za odgovarajuće stupnje trošenja odnosno toplinskog širenja	44

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
u	V	Napon PWM pretvarača
i	A	Struja DC motora
k_T	Nm/A	Konstanta momenta DC motora
p_{mc}	N/m ²	Tlak unutar pogonskog cilindra
F_b	N	Potisna sila
r_{sd}	m/rad	Prijenosni omjer navojnog vretena
R	Ω	Otpor armature DC motora
L	H	Induktivnost armature DC motora
k_e	Vs/m	Elektromotorna konstanta DC motora
J_m	kgm ²	Ekvivalentni moment inercije vratila motora i navojnog vretena
η	-	Faktor korisnosti navojnog vretena
A_{mc}	m ²	Poprečni presjek klipa pogonskog cilindra
b_{mc}	Ns	Faktor prigušenja pogonskog cilindra
M_{fc}	Nm	Ekvivalentni moment trenja u ležajevima DC motora i navojnom vretenu
A_{sc}	m ²	Poprečni presjek klipa radnog cilindra
s_{mc}	m	Uzdužni pomak klipa pogonskog cilindra
s_{sc}	m	Uzdužni pomak klipa radnog cilindra
q	m ³ /s	Volumenski protok fluida
β	N/m ²	Modul stišljivosti fluida
V_{mc}	m ³	Radni volumen pogonskog cilindra
V_{mc0}	m ³	Mrtvi volumen pogonskog cilindra
V_{sc}	m ³	Radni volumen radnog cilindra
V_{sc0}	m ³	Mrtvi volumen radnog cilindra
k_l	m/Ns	Koeficijent lamelnog toka
m_{sc}	kg	Masa klipa radnog cilindra
b_{sc}	Ns/m	Faktor prigušenja radnog cilindra
F_{fc}	N	Sila trenje u radnog cilindru
\bar{V}	m ³	Nominalni radno volumen
p	N/m ²	Ukupni tlak fluida u cjevovodu
v_{mc}	m/s	Brzina klipa pogonskog cilindra
v_{sc}	m/s	Brzina klipa radnog cilindra
m_{eq}	-	Ekvivalentna masa klipa pogonskog cilindra u reduciranom modelu
b_{eq}	-	Ekvivalentni faktor prigušenja pogonskog cilindra u reduciranom modelu

k_{eq}	-	Ekvivalentna krutost potisne opruge u reduciranom modelu
$F_{fc,eq}$	N	Ekvivalentno trenje u reduciranom modelu
m_{pp}	kg	Masa potisne ploče spojke
F_{ds}	N	Sila tanjuraste opruge
F_{fds}	N	Sila trenja tanjuraste opruge
F_{pp}	N	Sila potisne opruge
i_{ds}	m/m	Omjer poluge tanjuraste opruge
F_{rs}	N	Sila povratne opruge
F_n	N	Normalna sila spojke
ΔL_{fw}	mm	Termalna ekspanzija zamašnjaka motora
ΔL_{yo}	mm	Termalna ekspanzija kućišta spojke
ΔL_{pp}	mm	Termalna ekspanzija potisne ploče
$\Delta s_{T,te}$	mm	Pojednostavnjena termalna ekspanzija potisne ploče u jednom smjeru
$\Delta s_{w,W}$	mm	Pojednostavnjeni stupanj trošenja
v_{rs}	mm/s	Brzina kontrakcije povratne opruge
v_{ds}	mm/s	Brzina kontrakcije tanjuraste opruge
s_{ds}	mm	Pozicija tanjuraste opruge
s_{rs}	mm	Pozicija povratne opruge
k_b	N/mm	Krutost potisnog ležaja
K_R	A/mm	Pojačanje PID regulatora
T_I	1/s	Vremenska konstanta integratora PID regulatora
T_D	s	Vremenska konstanta derivatora PID regulatora
T_e	s	Ekvivalentna vremenska konstanta zatvorenog regulacijskog kruga PID regulatora
D_2, D_3, D_4	-	Karakteristični odnosi optimuma dvostrukog odnosa
K_I	mm/mm	Pojačanje I regulatora
T_{eq}	s	Ekvivalentna vremenska konstanta zatvorene regulacijske petlje I regulatora
T_{ei}	s	Nadomjesno vrijeme zatvorene regulacijske petlje dinamike struje
T	s	Vrijeme uzorkovanja
i_{komp}	A	Signal kompenzacije trenja
s_{mcr}	mm	Referenca pozicije pogonskog cilindra
s_{scr}	mm	Referenca pozicije radnog cilindra
F_{nr}	N	Reference normalne sile spojke
K_{komp}	mm/mm	Pojačanje kompenzacijskog djelovanja toplinskog širenja i trošenja tarnih obloga

SAŽETAK

U ovom radu osmišljena je struktura upravljanja normalnom silom elektronički upravljane suhe spojke (e-spojke) s elektro-hidrauličkim aktuatorom. Radi se o kaskadnoj strukturi upravljanja, koja uključuje upravljanjem normalnom silom spojke na najvišoj razini, I regulatorom pozicije klipa radnog cilindra aktuatorskog sustava spojke na međurazini i podređenim PID regulatorom pozicije klipa pogonskog cilindra aktuatora na najnižoj razini. Pri sintezi regulatora uvode se pojednostavljena prethodno postavljena dinamičkih modela sustava, a parametri regulatora podešavaju se primjenom optimuma dvostrukog odnosa. Simulacije se provode u Matlab Simulink okruženju na punim dinamičkim modelima sustava kako bi se dokazala ispravnost sinteze regulatora i uvedenih pojednostavljenja.

Ključne riječi: automobilska mehatronika, e-spojka, upravljanje spojkom, kaskadna regulacija, PID regulator, optimum dvostrukog odnosa.

SUMMARY

In this thesis a system of normal force control is proposed for an electronically controlled dry clutch (e-clutch) with an electro-hydraulic actuator. The control strategy is of cascade structure including open-loop control of normal clutch force at the highest level, an integral (I) closed-loop controller that controls the position of radnog cylinder piston at the middle level, and a closed-loop PID controller for pogonskog cylinder piston position control at the lowest level. Certain physical simplification of the previously built dynamical process model are introduced for the purpose of control system design. Parameters of the I and PID controllers are tuned using the double ratio optimum criterion. The simulations are conducted in Matlab Simulink package using the full dynamical process models in order to verify the validity of controller designs and the related simplifications.

Key words: Automotive mechatronics, e-clutch, clutch control, cascade control, PID controller, double ratio optimum criterion.

1. UVOD

U automobilskoj industriji danas se sve više teži integriranju mehaničkih komponenata s elektroničkim sustavima. Ovaj pristup koji povezuje znanja iz strojarske i elektroničke domene uz posredovanje automatike naziva se automobilskom mehatronikom. Težnja automobilske mehatronike je u određenoj mjeri zamjena ili potpora vozaču u upravljanju vozilom s ciljevima povećanja učinkovitosti vozila, smanjenja potrošnje goriva, udobnije i sigurnije vožnje i sl. Jedan od modernih automobiskih mehatroničkih sustava je i e-spojka, koja posreduje između vozačevog pritiska pedale spojke i aktuatorskog sustava koji aktivira spojku.

Iskustvo je pokazalo da vozila s klasičnim ručnim mjenjačem ostvaruju manju potrošnju goriva od vozila s automatskim mjenjačem, no s automatskim mjenjačem postiže se ugodnija i fleksibilnija vožnja što je bitan čimbenik na današnjem tržištu. E-spojka popunjava prostor između ručne spojke i automatske spojke. Ona se ugrađuje u tip ručne transmisije potpomognut računalnim djelovanjem s ciljem poboljšanja uštede goriva i udobnosti vožnje. Kod e-spojke se ne radi o automatizaciji prijenosa snage s motora na mjenjačku kutiju, jer vozač putem pedale spojke i dalje odlučuje kad će spojka biti otvorena ili zatvorena, već sam posao otvaranja i zatvaranja spojke obavlja računalno upravljani aktuatorski sustav. Ovakav način upravljanja spojkom omogućuje da se uvede djelomična automatizacija vožnje u određenim režimima rada vozila, koja će dodatno olakšati upravljanjem vozila u određenim situacijama, te će omogućiti i uštede goriva u sprezi s ostalim naprednim sustavim poput sustava isključenja motora kada se ne traži prijenos momenta. Primjerice, e-spojka može spriječiti gašenje motora kod pokretanja vozila, osigurati automatsku vožnju malom brzinom (npr. u koloni, bez pritiska pedale spojke), odspojiti motor u periodima kada se može isključiti i sl.

Za upravljanje normalnom silom spojke u ovom radu osmišljena je kaskadna struktura regulacije. Upravljanje normalnom silom spojke (kojoj je moment spojke proporcionalan) obavlja se na najvišoj razini pomoću unaprijed snimljene karakteristike normalne sile spojke u ovisnosti o punom hodu elektro-hidrauličkog aktuatorskog sustava. Najviša razina upravljanja prima informaciju o željenoj normalnoj sili te na osnovi spomenute karakteristike prosljeđuje potrebnu referentnu poziciju aktuatorskog sustava na nižu hijerarhijsku razinu. Na kaskadne

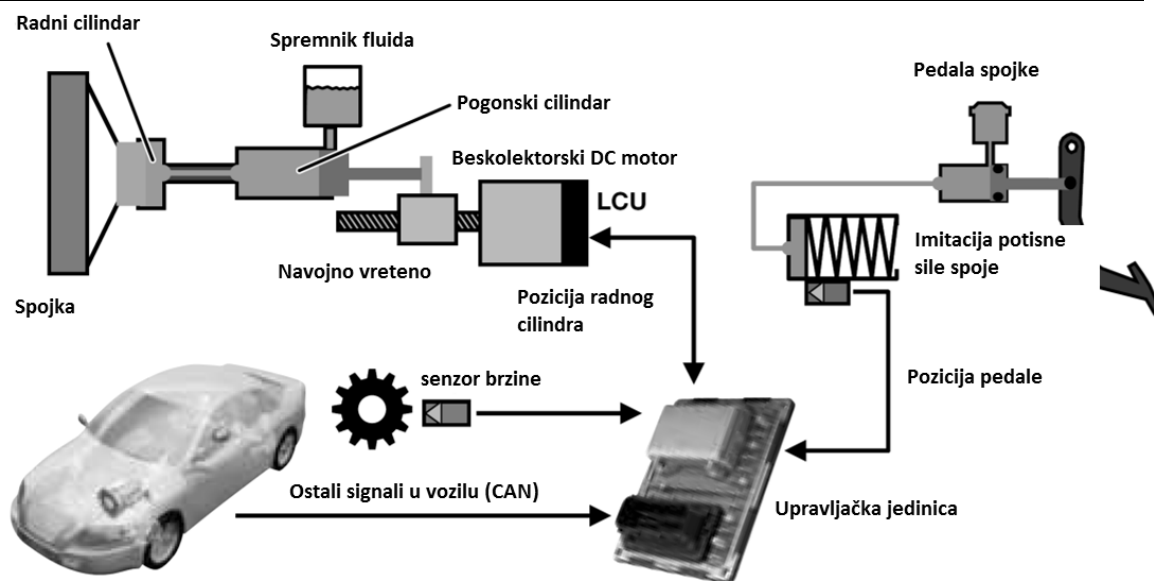
strukture, I regulator ima zadaću reguliranja pozicije radnog cilindra aktuatorskog sustava. Aktuator je elektro-hidrauličke izvedbe, a sastoji se od električnog motora koji preko navojnog vretena pogoni klip pogonskog cilindra koji zatim preko tlaka fluida pogoni radni cilindar. I regulator ima zadaću kompenzacije greške pozicije klipa radnog cilindra koja može nastati zbog stlačivosti fluida, kavitacije fluida, trenja, elastičnosti cjevovoda i raznih temperaturnih utjecaja koji mogu mijenjati karakteristike fluida i cjevovoda. Kad bi se radilo o idealnom nestlačivom fluidu ova međurazina upravljanja ne bi bila potrebna. Djelovanje I regulatora potpomognuto je predupravljačkim djelovanjem kako bi se ubrzao odziv. U praksi je pokazano da u kombinaciji s predupravljačkim djelovanjem I regulator stvara značajna nadvišenja regulirane varijable te je stoga I djelovanje usporeno referentnim modelom. Na najnižoj hijerarhijskoj razini PID regulator regulira pozicije klipa pogonskog cilindra kojeg pokreće elektromotor direktno preko preciznog planetarnog navojnog vretena velikog prijenosnog omjera.

U drugom poglavlju ovog rada općenito se opisuje struktura e-spojke, aktuatorski sustav i sama spojka te princip rada cjelokupnog sustava. Treće poglavlje opisuje dinamičke modele aktuatora i spojke, a u četvrtom poglavlju obavljena je sinteza PID regulatora pozicije klipa pogonskog cilindra, I regulatora pozicije klipa radnog cilindra i upravljanje normalnom silom spojke. Sinteza je obavljena uz pojednostavljenja pojedinih dinamičkih članova i koristeći optimum dvostrukog odnosa. U petom poglavlju obavljene su simulacije upravljačkog sustava i spojke u Matlab Simulink programskom paketu. Simulacije su obavljene na izvornom nelinearnom dinamičkom modelu kako bi se potvrdila ispravnost obavljene sinteze i funkcionalnost cjelokupnog sustava upravljanja. Zaključak je dan u šestom poglavlju.

2. Funkcionalni opis e-spojke

E-spojka sastoji se od same spojke, aktuatora sustava terećenja i mjerenja položaja pedale spojke i upravljačke jedinice. Obično se koriste suhe tarne spojke s tanjurastom oprugom. Upravljačka jedinica prima naredbe od vozača i očitavanja senzora e-spojke i cjelokupnog pogona, te sukladno njima regulira djelovanje aktuatorskog sustava koji pomicanjem potisnog ležaja otvara ili zatvara spojku određenom (programiranom) dinamikom ili pak ostvaruje željeno proklizavanje spojke. Dva najčešće korištena aktuatora u e-spojkama su elektro-mehanički i elektro-hidraulički **Error! Reference source not found.** Upravljačka jedinica aktuatorskim sustavom može upravljati na dva načina, reguliranje po povratnoj vezi sile kojom aktuatorski sustav djeluje na potisni ležaj i reguliranje po povratnoj vezi pozicije radnog klipa aktuatorskog sustava.

Na slici 1 prikazana je funkcionalna shema e-spojke koja se razmatra u ovom radu. Radi se o suhoj spojki s tanjurastom oprugom na koju preko potisnog ležaja djeluje radni klip elektro-hidrauličkog aktuatora. Spojka se otvara potiskivanjem potisnog ležaja prema zamašnjaku, a kada nema potisne sile normalno je zatvorena. Upravljačka jedinica regulira aktuatorski sustav po povratnoj vezi pozicije radnog klipa koji pritišće potisni ležaj spojke. Suhe spojke s tanjurastom oprugom danas se masovno proizvode i ugrađuju u osobna vozila i laka teretna vozila zbog relativno jednostavne izvedbe i zadovoljavajućih performansi prijenosa snage i ergonomičnosti pri operiranju spojkom. Elektro-hidraulički aktuatorski sustav koristi se zbog pouzdanosti, robusnosti, i modularnosti i kompaktnosti u ugradnji.



Slika 1. Funkcionalna shema e-spojke

2.1. Spojka

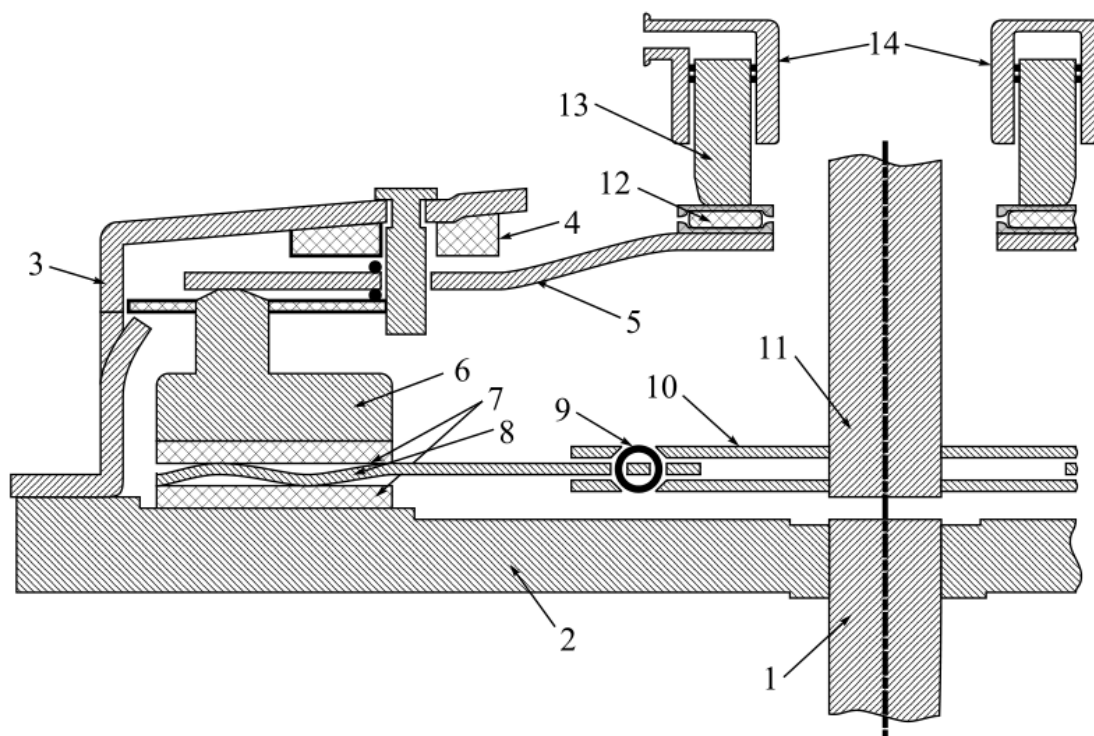
Prema [1] motori s unutarnjim izgaranjem zbog nelinearne karakteristike razvijene snage motora u ovisnosti o brzini okretaja motora, mogu raditi samo u određenom radnom području broja okretaja kako bi motor mogao nadvladati otpor vožnje. Drugim riječima, motor s unutarnjim izgaranjem ne može sam po sebi ostvariti potreban okretni moment bez reduktora koji pojačava okretni moment, a smanjuje tj. prilagođava brzinu okretaja motora brzini kotača. Uvođenjem više stupnjeva redukcije broja okretaja uz primjenu mjenjača, može se iskoristiti puni snaga motora u širokom radnom opsegu pogona. Kako bi se moglo ostvariti mijenjanje stupnja redukcije kod ručne transmisije, prilikom vožnje potrebno je prekinuti prijenos okretnog momenta motora prema mjenjaču kako ne bi došlo do habanja i trošenja zupčanika reduktora. Tu zadaću ima spojka, tj. ona prekida tok snage od motora prema mjenjaču prilikom mijenjanja stupnja prijenosa i ostvaruje prijenos okretnog momenta kada je mjenjač postavljen u zadani stupanj prijenosa. Dodatne zadaće spojke su lagano i mekano pokretanje vozila te zaštita motora i transmisije od preopterećenja pomoću upravljanog proklizavanja spojke te prigušivanje udarnih i torzijskih vibracija na vratilu mjenjača koje u svojem radu stvara motor s unutarnjim izgaranjem zbog taktnog rada, a u prisustvu zračnosti u reduktoru.

Prema [3] suha spojka s tanjurastom oprugom koristi se iz više razloga. Naspram drugih vrsti spojki relativno je lagana i kompaktna pri ugradnji u vozilo, lako se ugrađuje i

održava. Uz prisustvo mehanizma za kompenzaciju trošenja kojeg imaju sve moderne spojke trošenjem tarnih obloga normalna sila potiska spojke neznatno se mijenja. Sa ergonomskog gledišta ima prednost jer je potrebna mala sila na papučici spojke za njeno operiranje i nije ovisna o hodu papučice. Strukturna shema suhe spojke i dijela motora koji sudjeluje u prijenosu okretnog momenta prikazana je na slici 2. Njeni tipični dijelovi prikazani su na slici 2 i u tablici 1.

Zamašnjak motora pričvršćen je na bregastu osovinu motora i okreće se istom brzinom kao i motor. Na zamašnjak su pričvršćeni kućište spojke, tanjurasta opruga i potisna ploča pomoću lisnatih opruga koje prenose moment i ostvaruju aksijalno gibanje kod aktuiranja te se i oni okreću zajedno sa zamašnjakom. Disk spojke je pričvršćen na kraju ulaznog vratila mjenjača, on prenosi okretni moment s motora na mjenjač i nalazi se između zamašnjaka i potisne ploče. Prijenos okretnog momenta motora preko spojke ostvaruje se kontaktom i trenjem s obje strane tarnog diska spojke, između diska i zamašnjaka te diska i potisne ploče. Sam tarni disk svojom konstrukcijom i kontroliranim klizanjem prigušuje vibracija i torzijske udare koje stvara motor s unutaršnjim izgaranjem.

U mirovanju tanjurasta opruga, koja je prilikom ugrađivanja u spojku prednapregnuta normalnom silom koja pritišće disk spojke uz zamašnjak i potisnu ploču, tj. normalno je zatvorena. Normalna sila tarne obloge F_n određuje maksimalni okretni moment koji spojka može prenijeti. U ovom slučaju, potiskivanjem radnog cilindra prema zamašnjaku pritišće se potisni ležaj koji naliže na tanjurastu oprugu. Tanjurasta opruga se tad izvija na drugu stranu (popušta okomitu silu), a potisna ploča spojke odvaja se od diska spojke pod djelovanjem povratne opruge, te nastaje zračnost između njih. U tom slučaju, disk spojke slobodno se vrti na ulaznom vratilu mjenjača i ne prenosi moment s zamašnjaka na ulazno vratilo mjenjača.

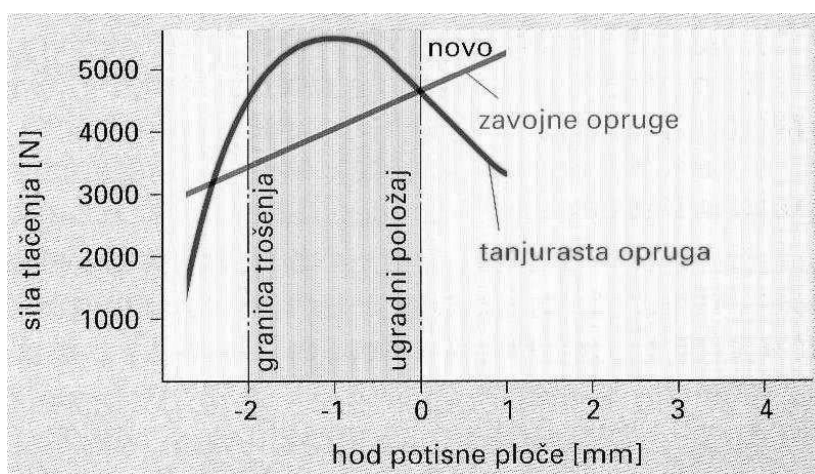


Slika 2. Strukturna shema suhe spojke s tanjurastom oprugom [3]

Tablica 1. Dijelovi tarne spojke

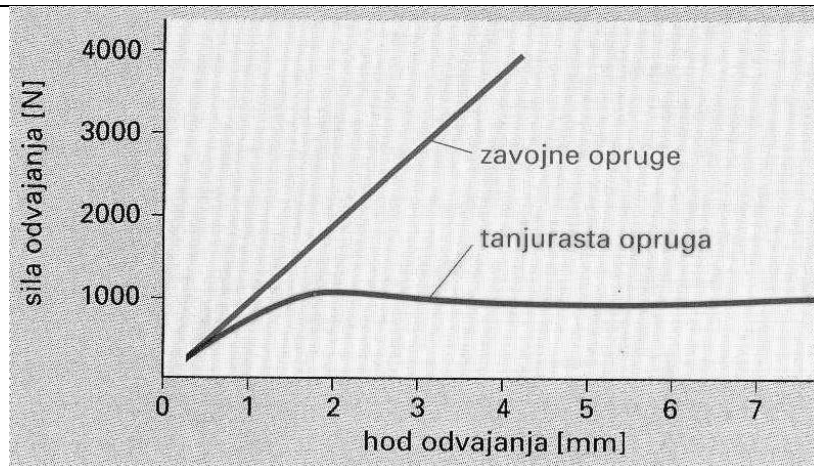
1	bregasta osovina motora
2	zamašnjak motora
3	kućište spojke
4	sustav za kompenzaciju trošenja
5	tanjurasta opruga
6	potisna ploča
7	tarna obloga
8	povratna opruga
9	opruga za prigušivanje vibracija
10	disk spojke
11	ulazno vratilo mjenjača
12	potisni ležaj
13	koncentrični radni cilindar

Tanjurasta opruga u suhim spojkaama se koristi i zbog specifične karakteristike krutosti. Na slici 3 prikazana je karakteristika normalne sile tanjuraste opruge na potisnu ploču ovisno o hodu potisne ploče, te je uspoređena s linearnom zavojnom oprugom koja se koristi kod teških teretnih vozila. U radnom području spojke od ugradbenog položaja do krajnje granice trošenja neće doći do većih promjena normalne sile kojom tanjurasta opruga pritišće disk spojke te neće doći do nekontroliranog proklizavanja između zamašnjaka i diska spojke. Dodatno se koriste mehanizmi kompenzacije trošenja tarnih obloga koji svojim djelovanjem vraćaju radnu točku spojke na početni položaj koji je imala pri ugradnji. Takve spojke nazivaju se još i SAC ili TAC (engl. Self-adjusting clutch, Travel adjusting clutch).



Slika 3. Karakteristika krutosti tanjuraste opruge [1]

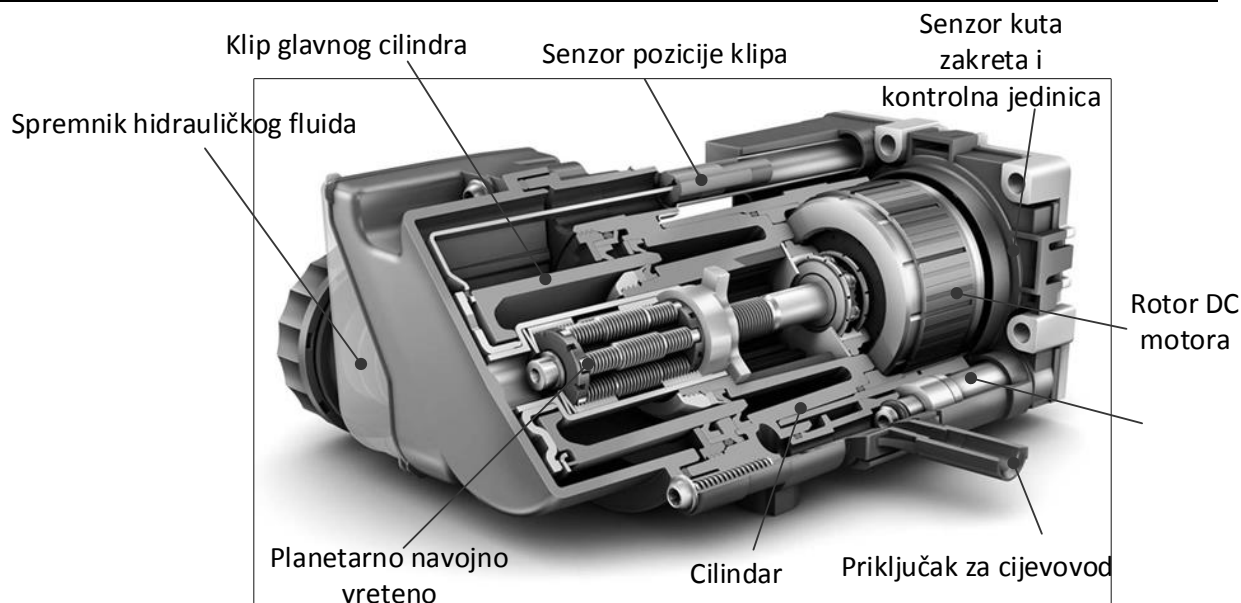
Još jedna prednost spojke s tanjurastom oprugom sa ergonomskog stajališta je nelinearna karakteristika sile papučice potrebne za otvaranje spojke. Karakteristika je prikazana na slici 4 i uspoređena je s spojkom s linearnom zavojnom oprugom. Nakon izvijanja tanjuraste opruge sila odvajanja na papučici ostaje otprilike konstanta za rast hoda odvajanja. To znači da se vozač neće umarati čestim mijenjanjem brzina mjenjača npr. u gradskoj vožnji.



Slika 4. Karakteristika sile odvajanja na papučici spojke [1]

2.2. Elektro-hidraulički aktuatorski sustav

Prema [5] elektrohidraulički aktuatorski sustav navodi se pod skraćenicom HCA koja dolazi od engleske složenice *Hydrostatic Clutch Actator*. Prema slici 5 HCA se sastoji od od beskolektorskog motora, planetarnog navojnog vretena (ili eventualno pužnog prijenosa), pogonskog cilindra (engl. pogonskog cylinder), cjevovoda, koncentričnog radnog cilindra (CSC; engl. radnog cylinder) i odgovarajućih senzora. Elektromotor, planetarno navojno vreteno i glavni ili pogonskog cilindar obično su oklopljeni u jednom kućištu i smješteni na kućište transmisije, dok se radni cilindar (CSC) smješta direktno na potisni ležaj spojke. Na slici 5 prikazano je kućište HCA s glavnim cilindrom, planetarnim navojnim vretenom i beskolektorskim DC motorom u jednom kućištu.



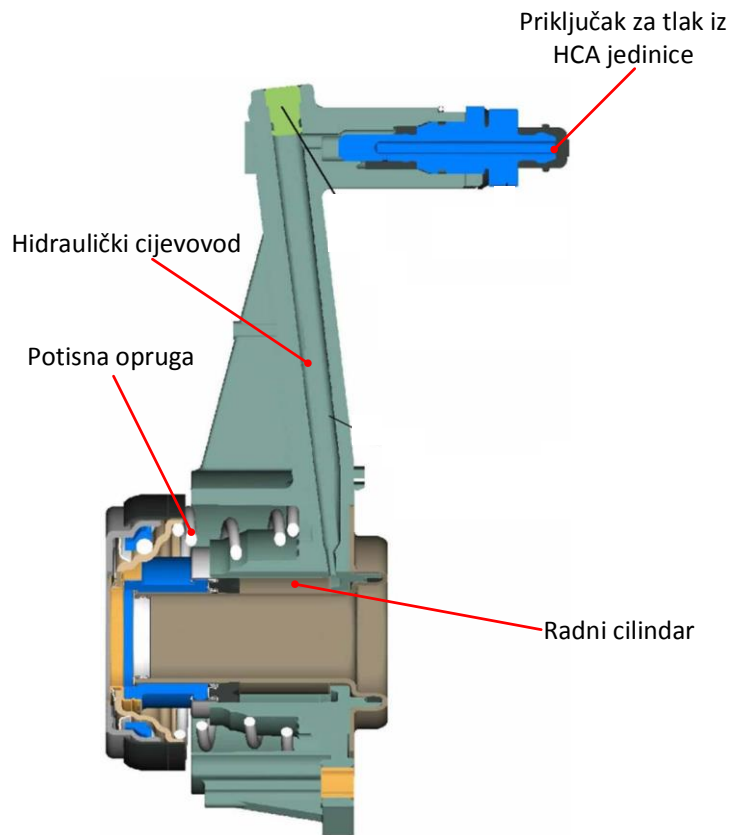
Slika 5. HCA jedinica [5]

Prilikom otvaranja spojke upravljačka jedinica pokreće beskolektorski DC motor. Motor svojom vrtnjom preko planetarnog navojnog vretena pomiče klip glavnog cilindra, klip glavnog cilindra tlači fluid koji kroz cjevovod putuje u radni cilindar, gdje svojim tlakom pomiče radni klip koji potiskuje potisni ležaj spojke. Prilikom zatvaranja spojke proces je obrnut, klip radnog cilindra pomiče se natrag, a tanjurasta opruga se vraća u prvobitan položaj. Glavni cilindar može se shvatiti kao svojevrсна linearna hidraulička pumpa koju pokreće beskolektorski DC motor.

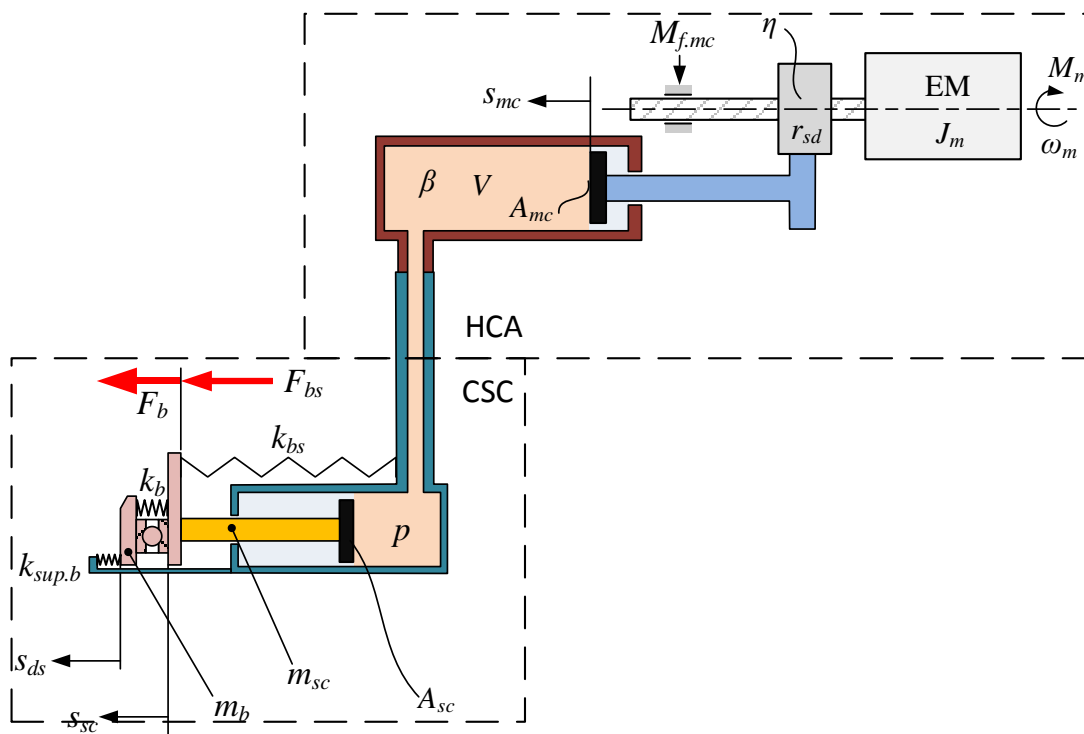
Radni cilindar koncentričnog je oblika – CSC i prikazan je na slici 6. Njegov klip nasjeda direktno na potisni ležaj spojke, a kroz njegov otvor prolazi ulazno vratilo kutije mjenjača. Sila otpuštanja spojke generira se preko tlaka fluida koji se u radnom cilindru pretvara u potisnu silu. Potisna opruga ima zadaću gurati klip radnog cilindra naprijed u kontakt s potisnim ležajem kako bi se eliminirala zračnost koja može nastati zbog toplinskog širenja potisne ploče prilikom rada vozila što će biti detaljnije objašnjeno u poglavlju 4. Zbog potisne opruge klip radnog cilindra nasjeda na potisni ležaj i djeluje na njega određenom potisnom silom, tj. silom otvaranja, no ta sila je zanemariva u praktičnoj primjeni te spojka ostaje sigurno zatvorena. Potisna opruga mora moći nadvladati trenje u radnom cilindru kako bi gurnula klip naprijed i ostvarila kontakt.

Tlak se preko fluida prenosi u radni cilindar gdje se manifestira kao sila koja pomiče klip radnog cilindra. Potisna opruga na klipu radnog cilindra gura klip naprijed u kontakt s

tanjurastom oprugom. Na slici 7 prikazan je shematski prikaz HCA jedinice i koncentričnog radnog cilindra.



Slika 6. Koncentrični radni cilindar za otpuštanje spojke [6]



Slika 7. Shematski prikaz aktuatorskog sustava

3. Dinamički model procesa

U ovom poglavlju se opisuju i definiraju dinamički modeli aktuatorskog sustava i spojke potrebni za sintezu sustava upravljanja i računalnu simulaciju e-spojke.

3.1. Model aktuatora

U početnom razmatranju model procesa je precizniji od onog prikazanog na slici 7 jer se uzima u obzir pad tlaka fluida između pogonskog i radnog cilindra te stišljivost fluida. Tako se u ovom preciznijem modelu tlakovi u pogonskom i radnom cilindru razlikuju. U kasnijem razmatranju uvode se određena fizikalna pojednostavljena zbog jednostavnosti sinteze regulatora. Upravljačka varijabla aktuatorskog motora je napon u koji se ostvaruje istosmjernim pretvaračem (čoperom) spojenim na armaturni namot DC motora. Primjenom istosmjernog napona na armaturu, armaturom teče istosmjerna struja i koja proizvodi moment motora koji je proporcionalan struji i i konstanti momenta motora prema izrazu $M_m = k_T i$, i koji uzrokuje rotaciju vratila motora. Rotacija vratila motora brzinom ω_m se preko navojnog vretena pretvara u translaciju klipa pogonskog cilindra koji izgrađuje tlak fluida p_{mc} . Cjevovod prenosi tlak fluida iz pogonskog cilindra na klip radnog cilindra uz određene gubitke tako da u radnom cilindru vlada tlak p_{sc} . Gubitak tlaka između pogonskog i radnog cilindra može se dogoditi zbog stišljivosti fluida te zbog toka fluida q između dva cilindra. Tlak p_{sc} se u radnom cilindru pretvara u longitudinalnu potisnu silu ili silu otvaranja spojke F_b .

Prema [2] dinamički model motora i navojnog vretena dani su sljedećim jednadžbama :

$$\begin{cases} i = \frac{1}{L}(u - Ri - k_e \omega_m) & (1a) \\ \dot{\omega}_m = \frac{1}{J_m}(\eta k_T i - r_{sd} A_{mc} p_{mc} - b_{mc} \omega_m - M_{fc}) & (1b) \\ \dot{\phi} = \omega_m, & (1c) \end{cases}$$

gdje je r_{sd} prijenosni omjer navojnog vretena koji povezuje pomak klipa pogonskog cilindra i kuta zakreta vratila motora prema izrazu $r_{sd} = v_{mc} / \omega_m$. Jednadžba (1a) predstavlja dinamički model struje armature DC motora. R i L su otpor i induktivnost armaturnog navoja, u je napon

s pretvarača kojeg zadaje upravljačka jedinica, k_e je konstantna napona koja veže brzinu vrtnje motora i u inducirani napon armaturnog napona.

Jednadžba (1b) opisuje ravnotežu momenata na vratilu DC motora, gdje je J_m moment inercije motora i navojnog vretena. Moment motora umanjen je za faktor korisnosti navojnog vretena $\eta < 1$. Gubitci u navojnom vretenu obično rastu s povećanjem brzine i radne temperature vretena, no u ovom radu se efikasnost navojnog vretena pojednostavljuje i uzima se da je konstantna u cijelom radnom području. Zakretni moment beskolektorskog DC motora uravnotežuje moment otpora uslijed pritiska fluida $M_p = r_{sd}A_{mc}p_{mc}$, gdje je A_{mc} poprečni presjek klipa pogonskog cilindra, moment otpora uslijed ekvivalentnog viskozno trenja između klipa i kućišta cilindra $M_d = b_{mc}\omega_m$ te moment otpora uslijed coulombovog trenja M_{fc} . Na slici 7 oba su momenta trenja (viskozno i coulombovo) povezani u potpuni moment tranja $M_{f,mc}$

Tlak u glavnom pogonskog cilindru je dan jednadžbom (2a) dok je tlak u radnom radnog cilindru dan u jednadžbi (2b).

$$\dot{p}_{mc} = \frac{\beta}{V_{mc}(s_{mc})}(-q + A_{mc}v_{mc}) \quad (2a)$$

$$\dot{p}_{sc} = \frac{\beta}{V_{sc}(s_{sc})}(q - A_{sc}v_{sc}), \quad (2b)$$

gdje je p_{mc} tlak u pogonskom cilindru, p_{sc} tlak u radnog cilindru, A_{sc} poprečna površina klipa radnog cilindra, A_{mc} poprečna površina klipa pogonskog cilindra, s_{mc} uzdužni pomak klipa pogonskog cilindra, s_{sc} uzdužni pomak radnog cilindra, v_{mc} brzina klipa pogonskog cilindra, v_{sc} brzina klipa radnog cilindra, q volumenski protok fluida između pogonskog i radnog cilindra, a β modul stišljivosti fluida. Izrazi $V_{mc}(s_{mc}) = V_{mc0} + A_{mc}s_{mc}$ i $V_{sc}(s_{sc}) = V_{sc0} + A_{sc}s_{sc}$ označuju volumen fluida unutar pogonskog odnosno radnog cilindra. V_{mc0} i V_{sc0} su takozvani mrtvi volumeni pogonskog odnosno radnog cilindra, to je volumen fluida koji se uvijek nalazi u cilindru neovisno o poziciji klipa i konstantnog je iznosa i kao takav ne sudjeluje u funkcioniranju hidrauličkog cilindra. Izraz za protok fluida između pogonskog i radnog clindra dan je jednadžbom (3) :

$$q = \frac{p_{mc} - p_{sc}}{k_1}, \quad (3)$$

gdje je k_l koeficijent pretpostavljenog lamelarnog toka fluida unutar cjevovoda.

Na kraju klipa radnog cilindra sila tlaka fluida uravnotežuje otpor sila viskoznog trenja između klipa i cilindra, potisne opruge i coulombovog trenja između klipa i cilindra te potisne sile tanjuraste opruge prema jednadžbi (4) :

$$\dot{v}_{sc} = \frac{1}{m_{sc}} (p_{sc} A_{sc} - b_{sc} v_{sc} - k_{bs} s_{sc} - F_{fc} - F_b), \quad (4)$$

gdje je m_{sc} masa klipa radnog cilindra, b_{sc} koeficijent viskoznog trenja između klipa i cilindra unutar radnog cilindra, k_{bs} krutost potisne opruge te F_{fc} sila suhog trenja između klipa i cilindra. Klip radnog cilindra naslanja se na potisni ležaj spojke, te njegovim pomicanjem naprijed sila tlaka nailazi na otpor sile otvaranja spojke F_b . Ta se sila neće uzeti u obzir pri sintezi regulatora pozicije nego će se pri regulaciji pozicije klipa radnog cilindra uzeti kao vanjski poremećaj. Sila otpuštanja spojke nelinearne je prirode te ju je kao takvu zbog jednostavnosti upravljačkog algoritma bolje uzeti kao vanjski poremećaj kojeg će regulator ispravljati.

S ciljem pojednostavljenja i lineariziranja cjelovitog dinamičkog modela aktuatorskog sustava uvodi se nekoliko pretpostavki:

1. Dinamika armaturne struje u jednadžbi (1a) može se razdvojiti od mehaničkog dijela sustava. Naime, regulacijski krug struje, koji obuhvaća i armaturni model, uobičajeno je realiziran u samom pretvaraču, te se umjesto armaturnog modela može koristiti nadomjesni član za brzi zatvoreni regulacijski krug struje.
2. Nominalni radni volumen hidrauličkog sustava može se smatrati konstantnim, zbog male stlačivosti fluida, $V_{mc}(s_{mc}) = V_{sc}(s_{sc}) = \bar{V}$.
3. Tlak u pogonskog i radnog cilindru je jednak $p_{mc} = p_{sc} = p$. Dinamika tlaka unutar cjevovoda postaje značajnija tek pri frekvencijama većim od 100 Hz. Propusni frekvencijski opseg zatvorene regulacijske petlje aktuatorskog sustava biti će značajnije manja, što znači da u normalnom radu e-spojke neće doći do granične frekvencije na kojoj razlike u tlakovima pogonskog i radnog cilindra igraju značajniju ulogu.

Uvođenjem ovih pretpostavki ukupni dinamički, aktuatorskog sustava može se zapisati kao [2]:

$$\dot{v}_{mc} = \frac{r_{sd}^2}{J_m} \left(\frac{\eta k_T}{r_{sd}} i - A_{mc} p - \frac{b_{mc}}{r_{sd}^2} v_{mc} - \frac{M_{fc}}{r_{sd}} \right) \tag{5a}$$

$$\dot{s}_{mc} = v_{mc} \tag{5b}$$

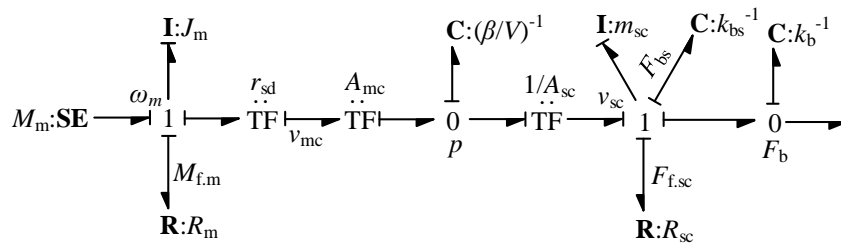
$$\dot{p} = \frac{\beta}{V} (A_{mc} v_{mc} - A_{sc} v_{sc}) \tag{5c}$$

$$\dot{v}_{sc} = \frac{1}{m_{sc}} (A_{sc} p - b_{sc} v_{sc} - k_{bs} s_{sc} - F_{fc} - F_b) \tag{5d}$$

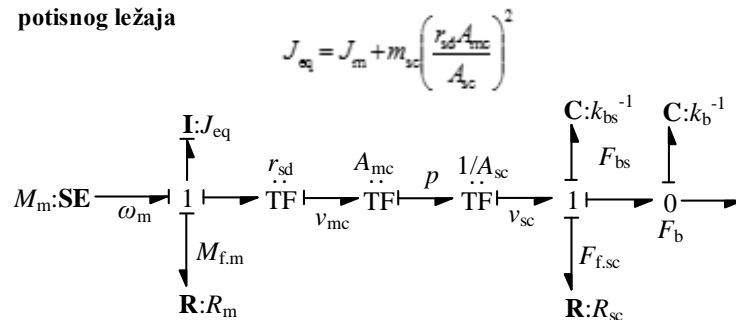
$$\dot{s}_{sc} = v_{sc} \tag{5e}$$

Varijable stanja sustava su tad $z = [v_{mc} \ s_{mc} \ p \ v_{sc} \ s_{sc}]$. Ulaz u dinamički model je struja armature i koja se regulira unutar pretvarača. Struja izravno utječe na brzinu klipa pogonskog cilindra v_{mc} koji stvara tlak u fluidu p koji zatim pogoni klip radnog cilindra s_{sc} . Vezni dijagram (engl. bond graph) aktuatorskog sustava opisanog jednadžbama (5) dan je na slici 8 a). Prema [7] vezni dijagram je grafička reprezentacija dinamičkih sustava. Pomoću njega opisuje se izmjena energije unutar sustava. Pogodni su jer mogu povezati različite vrste sustava i energija (mehaničke, električne, hidrauličke). Na slici 8 b) prikazan je vezni dijagram aktuatora pojednostavljenog s nestlačivošću fluida koje je detaljnije opisano kasnije u ovom poglavlju.

a) Vezni dijagram lineariziranog aktuatorskog sustava i potisnog ležaja



b) Vezni dijagram lineariziranog pojednostavljenog aktuatorskog sustava i potisnog ležaja

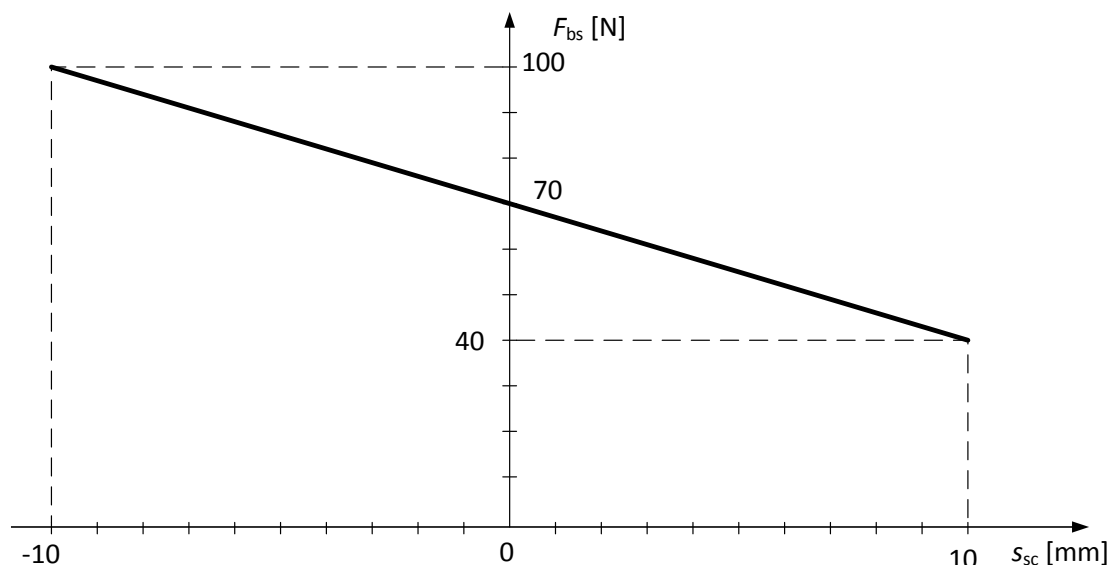


Slika 8. Vezni dijagram lineariziranog aktuatorskog sustava a) i pojednostavljenog aktuatorskog sustava

Parametri relnog sustava nisu bili na raspolaganju pa su uzeti dijelom iz [2], dijelom iz sličnih DC motora, dijelom pretpostavljeni iz pretpostavljenih dimenzija. Pretpostavljeni parametri aktuatorskog sustava su:

- ❖ konstanta momenta motora $k_T = 0.80 \text{ Nm/A}$
- ❖ konstanta napona motora $k_e = 0.81 \text{ Vs/rad}$
- ❖ otpor armaturnog namota motora $R = 4.46 \Omega$
- ❖ induktivitet armaturnog namota motora $L = 0.0017 \text{ H}$
- ❖ ekvivalentni aksijalni moment inercije vratila motora i navojnog vretena $J_m = 9 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$
- ❖ korisnost navojnog vretena $\eta = 0.9$
- ❖ prijenosni omjer navojnog vretena $r_{sd} = 1/1000 \text{ m/rad}$
- ❖ ekvivalentni koeficijent viskoznog trenja na strani pogonskog cilindra $b_{mc} = 0.05 \text{ Ns}$
- ❖ faktor stišljivosti fluida $\beta = 1.9 \cdot 10^9 \text{ Pa}$
- ❖ poprečna površina klipa pogonskog cilindra $A_{mc} = 0.0012 \text{ m}^2$
- ❖ poprečna površina klipa radnog cilindra $A_{sc} = 0.0009 \text{ m}^2$
- ❖ radni volumen fluida $\bar{V} = 1.0 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$
- ❖ masa klipa radnog cilindra $m_{sc} = 2 \text{ kg}$
- ❖ koeficijent viskoznog trenja na strani radnog cilindra $b_{sc} = 0.7 \text{ Ns/m}$.

Karakteristika krutosti potisne opruge dana je na slici 9. Kad je pozicija klipa radnog cilindra u početnoj poziciji $s_{sc} = 0 \text{ mm}$, sila prednapregnute potisne opruge jednaka je $F_{bs} = 70 \text{ N}$ i djeluje tako da radni cilindar potiskuje prema potisnom ležaju.



Slika 9. Krutost potisne opruge

3.2. Reducirani model aktuatora sveden na stranu pogonskog cilindra

Uz dodatno pojednostavljenje dinamičkog modela danog jednadžbama (5), dinamika radnog cilindra može se reducirati na stranu pogonskog cilindra. Pojednostavljenje koje se uvodi odnosi se na nestlačivost fluida. Slika 8 b) prikazuje vezni dijagram pojednostavljenog aktuatora s nestlačivošću fluida. Elastičnost fluida se zanemaruje te se fluid unutar cjevovoda se smatra kao kruta veza dinamike nultog reda $\dot{p} = 0$. Iako to fizikalno nije potpuno točno, ova pretpostavka se može uzeti u praktičnoj primjeni, jer se očekuje da zbog kratkog cjevovoda i prikladnosti cijele izvedbe elastičnost fluida izaziva vibracijski mod čija frekvencije je značajnije iznad granične frekvencije regulacijskog kruga. Zanemarenjem elastičnosti fluida može se pojednostavniti sinteza PID regulatora pozicije klipa pogonskog cilindra. Uvođenjem pojednostavljenja nestlačivosti fluida iz jednadžbe (5c) dobiva se :

$$\dot{p} = 0 \quad (6a)$$

$$A_{mc}v_{sc} = A_{mc}v_{mc} \quad (6b)$$

$$v_{mc} = \frac{A_{sc}}{A_{mc}} v_{sc} \quad (6c)$$

Iz jednadžbe (5a) vidljivo je da tlak u povratnoj vezi utječe na dinamiku pogonskog cilindra. Ako se iz jednadžbe (5d) izrazi tlak koji stvara potisnu silu klipa radnog cilindra i uvrsti u jednadžbu (5a) dinamika radnog cilindra reducirat će se na strani pogonskog cilindra preko povratne veze tlaka. U jednadžbi (7a) izražen je tlak iz jednadžbe (5d) a u jednadžbi (7b) uvrštena je supstitucija iz (6c).

$$p = \frac{m_{sc}}{A_{sc}} \dot{v}_{sc} + \frac{b_{sc}}{A_{sc}} v_{sc} + \frac{k_{bs}}{A_{sc}} s_{sc} + \frac{1}{A_{sc}} F_{fc} \quad (7a)$$

$$p = \frac{m_{sc} A_{mc}}{A_{sc}^2} \dot{v}_{mc} + \frac{b_{sc} A_{mc}}{A_{sc}^2} v_{mc} + \frac{k_{bs} A_{mc}}{A_{sc}^2} s_{mc} + \frac{1}{A_{sc}} F_{fc} . \quad (7b)$$

Uvrštavanjem jednadžbe (7b) u (5a) i sređivanjem izraza dobiva se jednadžba (8) :

$$\begin{aligned} \dot{v}_{mc} = & \left(\frac{A_{sc}^2 \eta k_T r_{sd}}{A_{sc}^2 J_m + A_{mc}^2 r_{sd}^2 m_{sc}} \right) i + \left(\frac{A_{mc}^2 r_{sd}^2 b_{sc} - b_{mc} A_{sc}^2}{A_{sc}^2 J_m + A_{mc}^2 r_{sd}^2 m_{sc}} \right) v_{mc} + \left(\frac{A_{mc}^2 r_{sd}^2 k_{bs}}{A_{sc}^2 J_m + A_{mc}^2 r_{sd}^2 m_{sc}} \right) s_{mc} + \dots \\ & \dots + \left(\frac{A_{mc}^2 r_{sd}^2}{A_{sc}^2 J_m + A_{mc}^2 r_{sd}^2 m_{sc}} F_{fc} - \frac{r_{sd}^2}{A_{sc}^2 J_m + A_{mc}^2 r_{sd}^2 m_{sc}} M_{fc} \right) . \end{aligned} \quad (8)$$

Uz supstituciju parametara prema jednadžbi (9) dobiva se dinamički model aktuatora koji je ekvivalentan MDS sustavu s strujom beskolektorskog DC motora kao ulazom, prikazan u jednadžbi (10) :

$$m_{eq} = J_m + \frac{A_{mc}^2 r_{sd}^2}{A_{sc}^2} m_{sc} \quad (9a)$$

$$b_{eq} = \frac{A_{mc}^2 r_{sd}^2}{A_{sc}^2} b_{sc} - b_{mc} \quad (9b)$$

$$k_{eq} = \frac{A_{mc}^2 r_{sd}^2}{A_{sc}^2} k_{bs} \quad (9c)$$

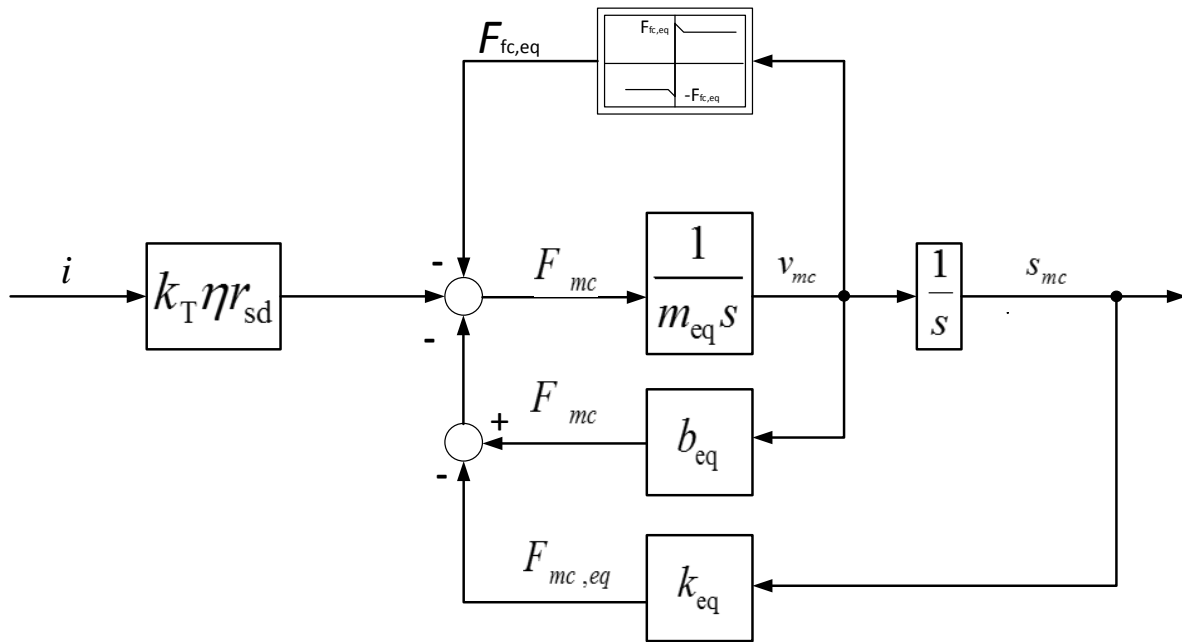
$$F_{fc,eq} = \left(\frac{A_{mc}^2 r_{sd}^2}{A_{sc}^2 J_m + A_{mc}^2 r_{sd}^2 m_{sc}} F_{fc} - \frac{r_{sd}^2}{A_{sc}^2 J_m + A_{mc}^2 r_{sd}^2 m_{sc}} T_{fc} \right) \quad (9d)$$

$$\dot{v}_{mc} = \frac{\eta k_T r_{sd}}{m_{eq}} i + \frac{b_{eq}}{m_{eq}} v_{mc} + \frac{k_{eq}}{m_{eq}} s_{mc} + \frac{F_{fc,eq}}{m_{eq}} . \quad (10)$$

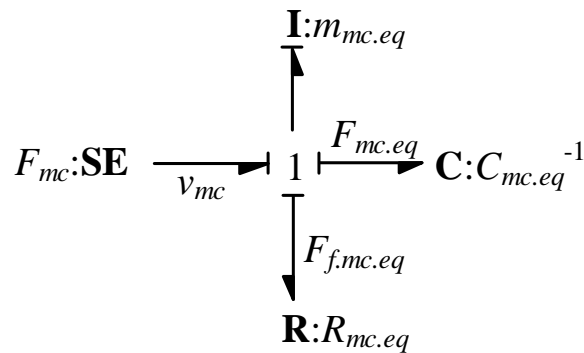
Jednadžba (11) predstavlja prijenosnu funkciju reduciranog dinamičkog modela aktuatora svedenog na stranu pogonskog cilindra.

$$G_p(s) = \frac{s_{mc}(s)}{i(s)} = \frac{\frac{r_{sd} k_T \eta}{m_{eq}}}{s^2 + \frac{b_{eq}}{m_{eq}} s + \frac{k_{eq}}{m_{eq}}} . \quad (11)$$

Na slici 10 je prikazan blokovski dijagram reduciranog dinamičkog aktuatorskog sustava na stranu pogonskog cilindra, a na slici 11 je prikazan vezni dijagram reduciranog dinamičkog aktuatorskog sustava.

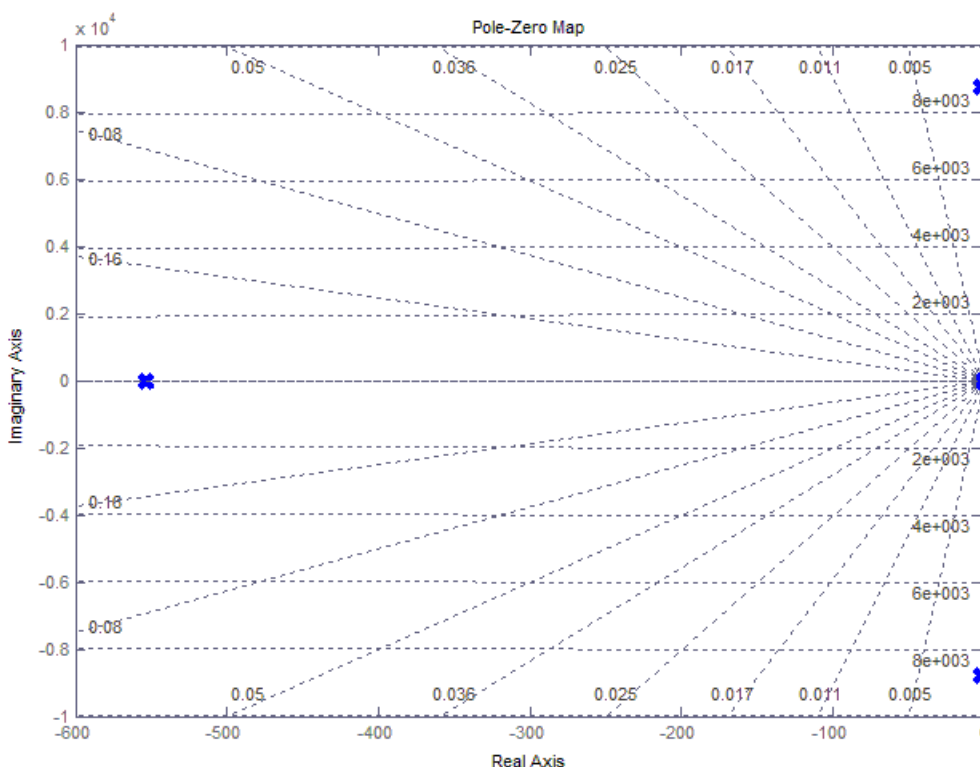


Slika 10. Blokovski dijagram reduciranog dinamičkog aktuatorskog sustava na strani pogonskog cilindra



Slika 11. Vezni dijagram reduciranog dinamičkog modela aktuatorskog sustava na stranu pogonskog cilindra

Polovi nepojednostavljene prijenosne funkcije $G_p(s) = s_{mc}(s) / i(s)$, dane izrazom (5), prikazani su na slici 12 i dani u tablici 1 zajedno s odgovarajućim faktorima prigušenja i vlastitim frekvencijama. Na slici 13 prikazan su polovi prijenosne funkcije $G_p(s) = s_{mc}(s)/i(s)$, izvedene iz reduciranog dinamičkog modela (5), a u tablici 2 su dane odgovarajuće brojčane vrijednosti.



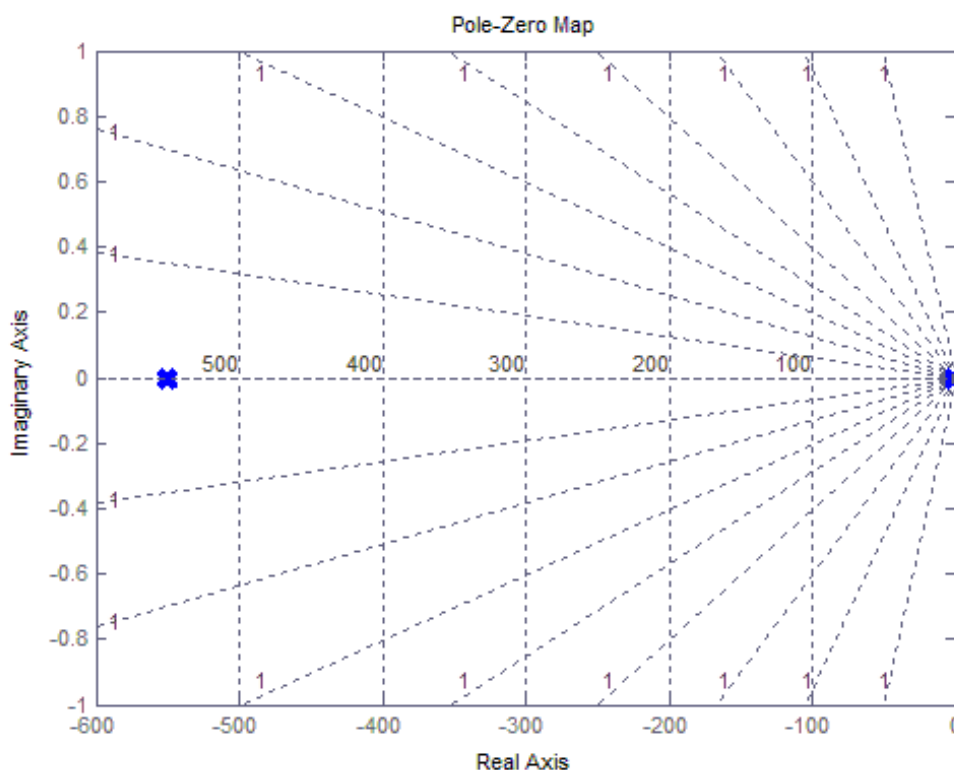
Slika 12. Polovi prijenosne funkcije $G_p(s) = s_{mc}(s)/i(s)$ potpunog dinamičkog modela aktuatorskog sustava

Tablica 2. Polovi prijenosne funkcija $G_p(s) = s_{mc}(s)/i(s)$ potpunog dinamičkog modela aktuatorskog sustava i odgovarajući faktori prigušenja i vlastite frekvencije.

Polovi	Faktor prigušenja	Frekvencija pola [rad/s]
0	0	-
$-1.19 \cdot 10^{-5}$	1	-
-553	1	-
$-1.38 + 8790i$	$1.57e-004$	8790
$-1.38 - 8790i$	$1.57e-004$	8790

Visokofrekvencijski polovi iz tablice 1 uzrokovat će zanemarive visokofrekvencijske oscilacije malih amplituda u vremenskim odzivima sustava. Visoka vlastita frekvencija od 8790 rad/s bitnije bi pala kad bi se u obzir uzela promjena stišljivost fluida β koja se neizbježno događa zbog utjecaja kavitacije, elastičnosti cjevovoda, brtvi i sl. No očekuje se da će promjenom stišljivosti konjugirano kompleksni polovi biti u visokom području blizu 1000 rad/s gdje se utjecaj elastičnosti može zanemariti. Uvođenjem pojednostavljenja ne stlačivosti

fluida i reduciranjem dinamike ukupnog sustava na stranu pogonskog cilindra nestaju visokofrekvencijski polovi što pojednostavljuje sintezu sustava regulacije i ubrzava računalne simulacije.



Slika 13. Polovi prijenosne funkcije $G_p(s) = s_{mc}(s)/i(s)$ reduciranog dinamičkog modela aktuatorskog sustava

Tablica 3. Polovi prijenosne funkcija $G_p(s) = s_{mc}(s)/i(s)$ reduciranog dinamičkog modela aktuatorskog sustava i odgovarajući faktori prigušenja i vlastite frekvencije.

Polovi	Faktor prigušenja	Frekvencija pola [rad/s]
$-1.19 \cdot 10^{-5}$	1	-
-553	1	-

3.3. Model aksijalne dinamike spojke

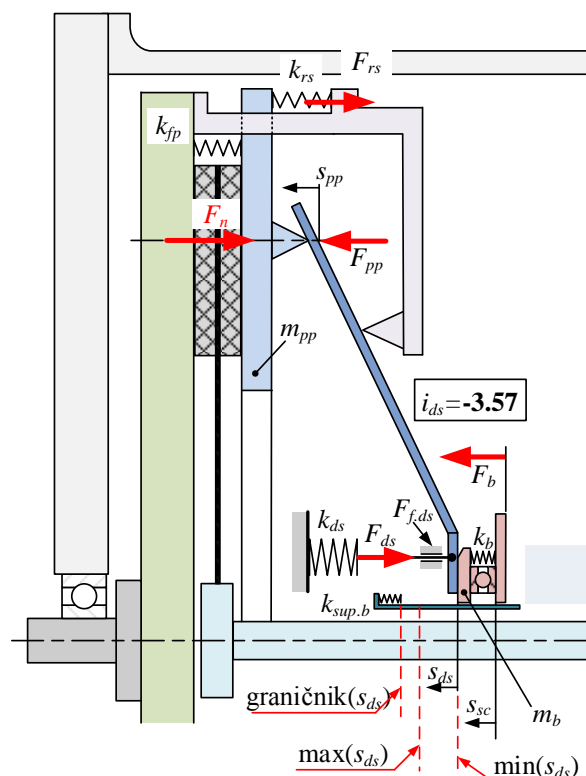
Jednadžbe koje opisuju aksijalnu dinamiku spojke opisane su u izrazu (12), a vezane su uz funkcionalnu shemu podsklopa spojke prikazanog na slici 14 u kombinaciji s podsklopom aktuatora. Model spojke preuzet je iz [8] i prilagođen je normalno zatvorenoj spojci (model spojke iz [8] je normalno otvoren). Dinamika spojke može se opisati kao masa potisne ploče m_{pp} koja titra na opružnim elementima (tanjurasta opruga, povratna opruga,

tarna obloga). Sila oslobađanja spojke, odnosno potisna sila F_b , je sila kojom potisni ležaj djeluje na tanjurastu oprugu i tlači istu. Tanjurasta opruga djeluje povratnom silom F_{ds} na potisni ležaj dok se u isto vrijeme javlja i sila trenja tanjuraste opruge $F_{f,ds}$ koju sila oslobađanja spojke F_b dodatno mora savladati prema jednadžbi (12a). Rezultantna sila od F_b , F_{ds} i $F_{f,ds}$, nazvana silom potisne ploče F_{pp} preko omjera poluge tanjuraste opruge i_{ds} uravnotežuje dalje sile povratne opruge potisne ploče F_{rs} , koja odvaja potisnu ploču od diska spojke kada je spojka otvorena, te sile tarne obloge F_n koja stvara normalnu na disk spojke prema jednadžbi (12b). Omjera poluge tanjuraste opruge i_{ds} u modelu je negativnog iznosa da bi se pomak tanjuraste opruge u koordinatnom sustavu odrazio kao pomak potisne ploče u drugom smjeru.

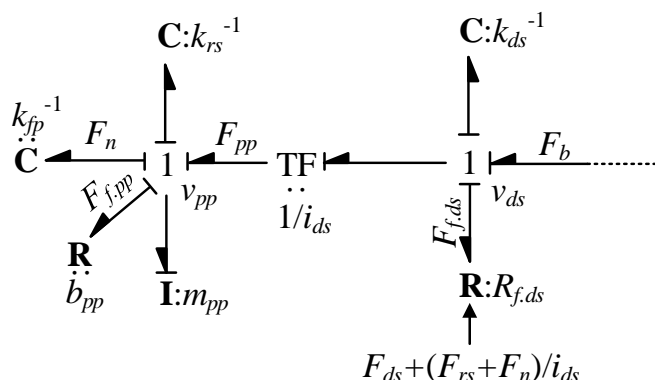
Na slici 15 dan je vezni dijagram dinamike spojke. Na slici 16 kvalitativno su prikazane karakteristike krutosti povratne opruge (b), tanjuraste opruge (c) i tarne obloge (a), te označene početne točke zatvorene spojke (vezane uz prednaprezanje samom montažom spojke) te smjerovi pomicanja radne točke otvaranjem spojke.

$$(F_b - F_{ds} - F_{f,ds}) \cdot i_{ds} = F_{pp} \quad (12a)$$

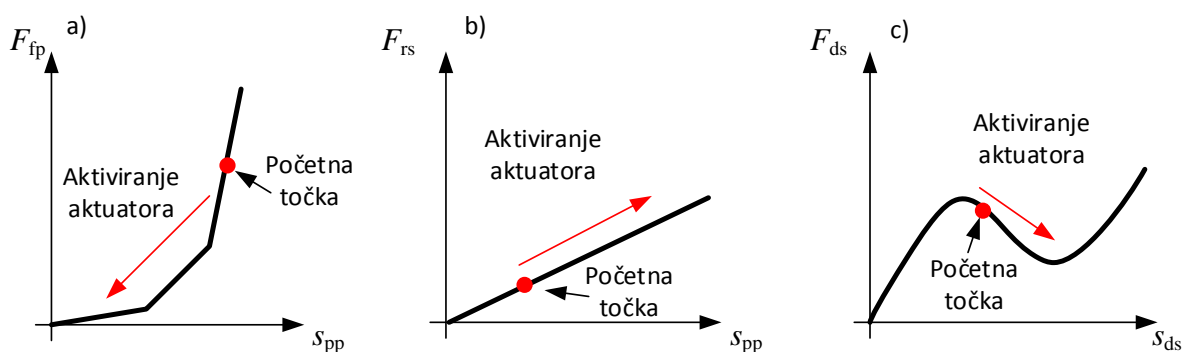
$$F_{pp} - F_{rs} - F_n = m_{pp} \cdot \dot{v}_{pp} \quad (12b)$$



Slika 14. Shema spojke i aktuatorskog sustava



Slika 15. Vezni dijagram dinamike spojke



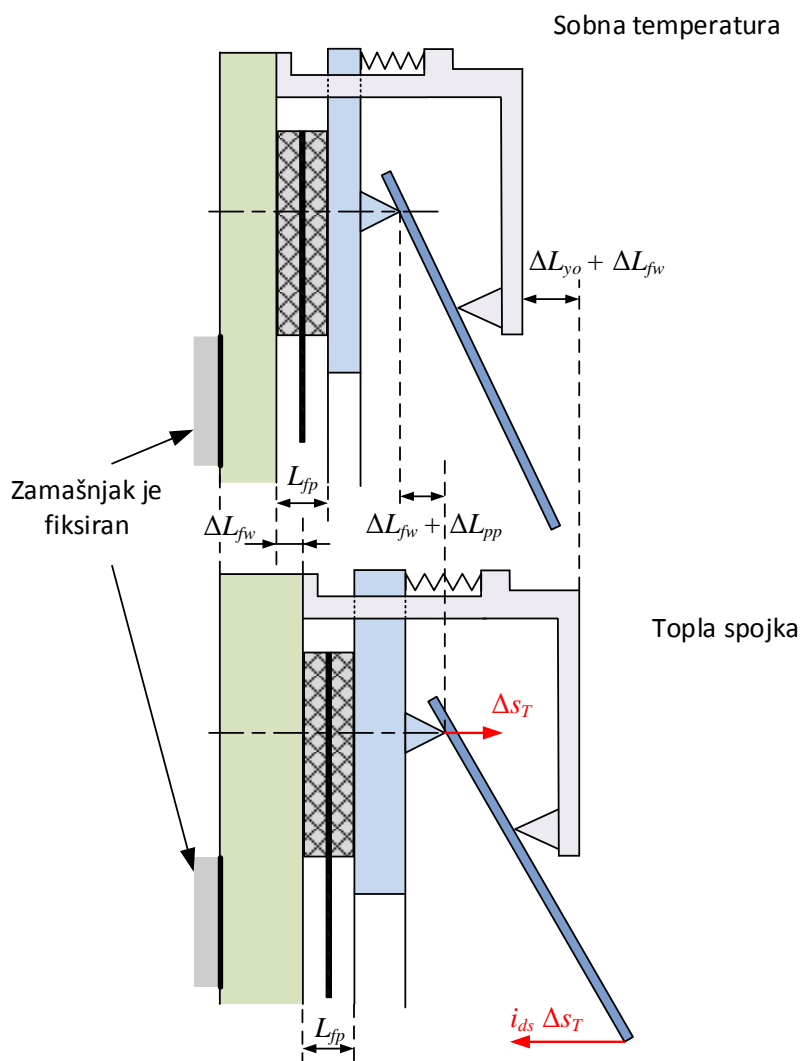
Slika 16. Karakteristike krutosti a) tarne obloge, b) povratne opruge, c) tanjuraste opruge

3.3.1. Modeliranje toplinskog širenja spojke

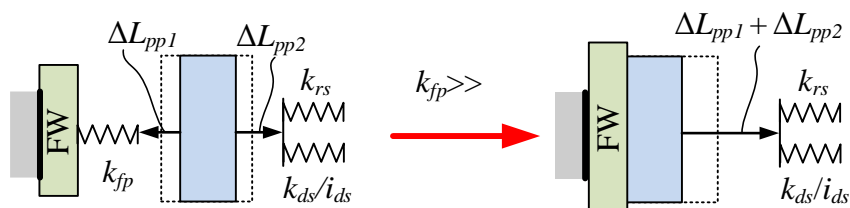
Prilikom dulje eksploatacije spojke, uslijed trenja dolazi do zagrijavanja komponenti spojke. Na slici 17 prikazana je shema modela termalne ekspanzije, a na slici 18 shema pojednostavljenog modela termalne ekspanzije. Zagrijavanjem dolazi do toplinskog širenja komponenti čime se mijenjaju relativni pomaci te sile u opružnim elementima. Toplinsko širenje komponenti traje samo onoliko koliko je spojka u eksploataciji, nakon mirovanja spojka se hladi i postupno se vraća u prvobitno stanje. U modelu spojke, danom jednadžbama (12), ova se pojava može uključiti kao longitudinalni pomak komponenti. Termalna ekspanzija zamašnjaka ΔL_{fw} i kućišta spojke ΔL_{yo} utječe na početnu poziciju tanjuraste opruge. Njihovim širenjem i sama početna pozicija tanjuraste opruge će se pomaci što ne utječe u velikoj mjeri na dinamiku spojke. Dodatno, toplinska ekspanzija kućišta spojke je zanemariva jer je na površini kućišta spojke veći odvod topline, bolje hlađenje pa neće ni doći do većeg zagrijavanja i širenja.

Najveći utjecaj ima toplinsko širenje potisne ploče ΔL_{pp} . Toplinsko širenje potisne ploče ΔL_{pp} u pravilu se odvija u oba smjera, no zbog pojednostavljenja modela u ovom radu je

pretpostavljeno da se događa samo u smjeru prema tanjurastoj opruzi Δs_T , zbog velike krutosti tarnih obloga. Toplinsko širenje potisne ploče u jednom smjeru Δs_T prenosi se na pomak pozicije tanjuraste opruge preko poluga tanjuraste opruge $i_{ds}\Delta s_T$. Na slici 17 prikazana je shema toplinskog širenja komponenti spojke i uspoređena sa spojkom na sobnoj temperaturi.



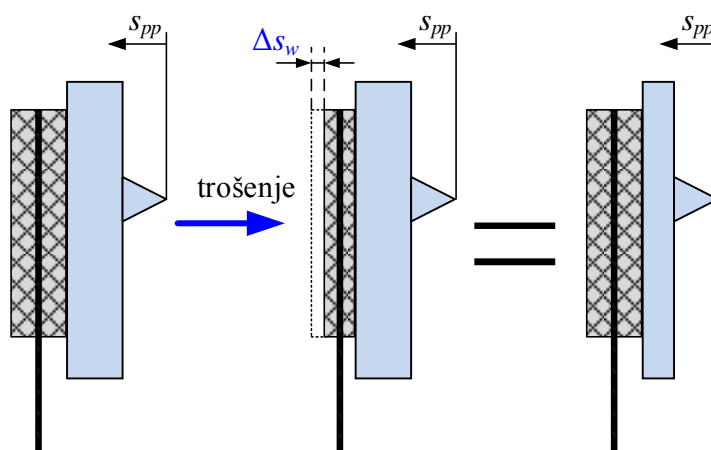
Slika 17. Shema modela termalnog širenja spojke



Slika 18. Shema pojednostavljenog modela toplinskog širenja spojke

3.3.2. Modeliranje trošenja tarnih obloga

Kroz dulje vrijeme korištenja spojke, zbog kontakta tarnih obloga s zamašnjakom i potisnom pločom dolazi do trošenja tarnih obloga. Na slici 19 prikazana je shema trošenja spojke i pojednostavljenije modela trošenja. Ovaj proces je nepovratan i ima za posljedicu promjene normalne sile kojom se djeluje na disk spojke kroz njen životni vijek. Maksimalno trošenje kroz životni vijek spojke obično je oko 2.5 mm, a za održavanje početne normalne sile koriste se ugrađeni mehanizmi kompenziranja trošenja koji obično svakih 0.2 mm posebnim mehanizmom vraćaju radnu točku spojke na početnu poziciju. S gledišta tanjuraste opruge, ekvivalentan efekt trošenju tarnih obloga bi se dogodio ako bi se smanjila debljina potisne ploče. Trošenje tarnih obloga može modelirati kao smanjenje debljine potisne ploče za Δs_w samo u jednom smjeru, na sličan način kao i kod toplinskog širenja samo u suprotnom smjeru.



Slika 19. Shema trošenja spojke i pojednostavljenije modela trošenja

3.3.3. Potpuni model aksijalne dinamike spojke

Potpuni model aksijalne dinamike spojke s uključenim modelima toplinskog širenja i trošenja tarnih obloga dan je u jednadžbi (13) :

$$(F_b - F_{ds} - F_{f,ds}) \cdot i_{ds} = F_{pp} \quad (13a)$$

$$F_{pp} - F_{rs} - F_n = m_{pp} \dot{v}_{pp} \quad (13b)$$

$$v_{rs} = v_{pp} - \Delta \dot{s}_T + \Delta \dot{s}_w \quad (13c)$$

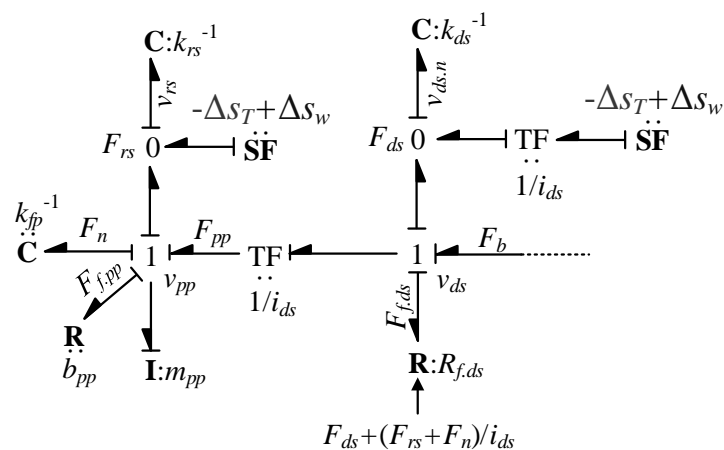
$$v_{ds} = v_{ds,n} - i_{ds} (-\Delta \dot{s}_T - \Delta \dot{s}_w). \quad (13d)$$

Iz jednadžbi (13c) i (13d) integriranjem se dobiju ukupni pomaci povratne i tanjuraste opruge:

$$s_{rs} = s_{pp} - \Delta s_T + \Delta s_w \tag{14a}$$

$$s_{ds} = s_{ds,n} - i_{ds}(-\Delta s_T + \Delta s_w). \tag{14b}$$

Sile tanjuraste opruge F_{ds} proporcionalna je poziciji tanjruaste opruge s_{ds} i njezinoj nelinearnoj karakteristici krutosti k_{ds} . Sila povratne opruge također je proporcionalna svojoj poziciji s_{rs} i krutosti k_{rs} . Trošenja Δs_w će na karakteristici sile tanjuraste opruge F_{ds} prikazane na slici 16c) pomaći radnu točku u lijevo dok će na karakteristici sile povratne opruge F_{rs} prikazane na slici 16b) pomaći radnu točku u desno. Toplinskim širenjem Δs_T postupak je obrnut. Na slici 20 prikazan je vezni dijagram dinamike spojke s uključenim modelima toplinskog širenja i trošenja. Toplinsko širenje i trošenje imaju za posljedicu pomak početne pozicije tanjuraste opruge te time i klipa radnog cilindra.



Slika 20. Vezni dijagram dinamičkog modela spojke s uključenim modelima trošenja i toplinskog širenja

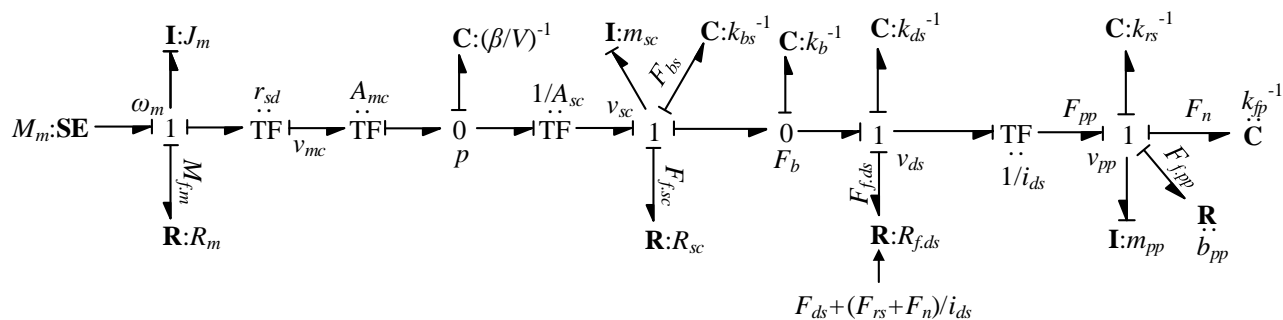
3.4. Model kontakta aktuatorskog sustava i spojke

Kontakt klipa radnog cilindra i tanjuraste opruge ostvaruje se potisnim ležajem. Na slici 21 prikazan je vezni dijagram cjelokupne e-spojke. Kako je izlaz dinamičkog modela aktuatorskog sustava pozicija klipa radnog cilindra s_{sc} prema slici 8, a prema slici 15 ulaz u dinamiku spojke potisna sila spojke F_b , potisni ležaj se može smatrati kao vrsta linearne opruge visoke krutosti k_b [8]. Time se u veznom dijagramu cjelokupne e-spojke uvodi $C:k_b$ element koji prilagođava ulazno/izlaznu kauzalnost dvaju podsustava. C element u konačnici nije realan jer potisni ležaj ima ograničenu krutost zbog kuglica ležaja koje nisu elastične. Pritiskanjem potisnog ležaja od strane klipa radnog cilindra stvara se sila koja se prenosi na tanjurastu oprugu. Ukupna kontrakcija potisnog ležaja jednaka je razlici pozicije klipa radnog

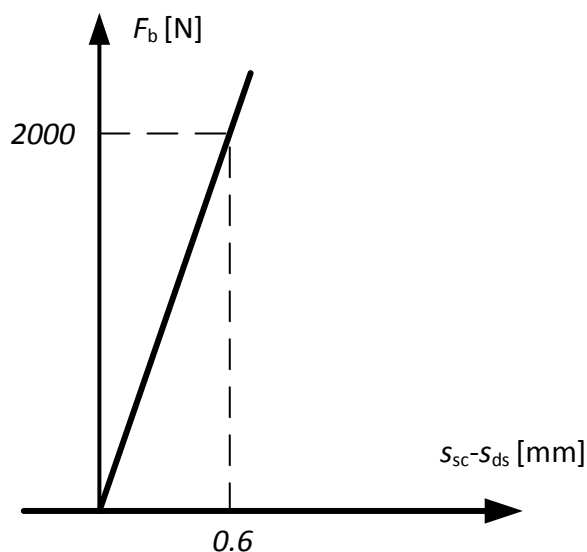
cilindra i pozicije tanjuraste opruge. Prenešena sila s klipa radnog cilindra na tanjurastu oprugu dana je u jednadžbi :

$$F_b = k_b (s_{sc} - s_{ds}). \tag{15}$$

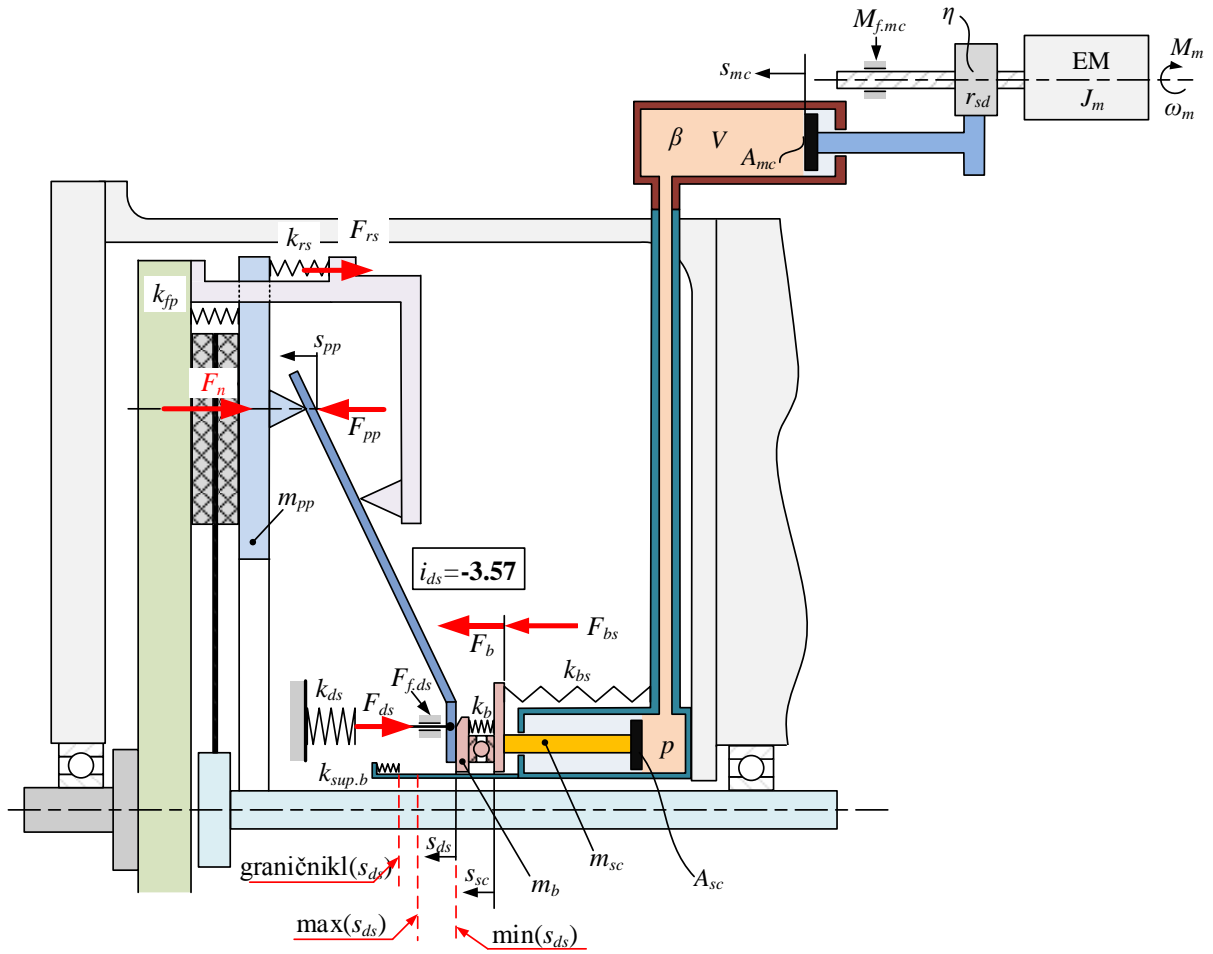
Na slici 22 prikazana je pretpostavljena karakteristika krutosti ležaja k_b na osnovu očekivane potisne sile spojke i očekivanog hoda radnog cilindra. Na slici 23 prikazana je funkcionalna shema ukupne e-spojke, odnosno spojka u kontaktu s aktuatorskim sustavom.



Slika 21. Vezni dijagram cjelokupne e-spojke



Slika 22. Krutost potisnog ležaja



Slika 23. Funkcionalna shema cjelokupne e-spojke namijenjena modeliranju

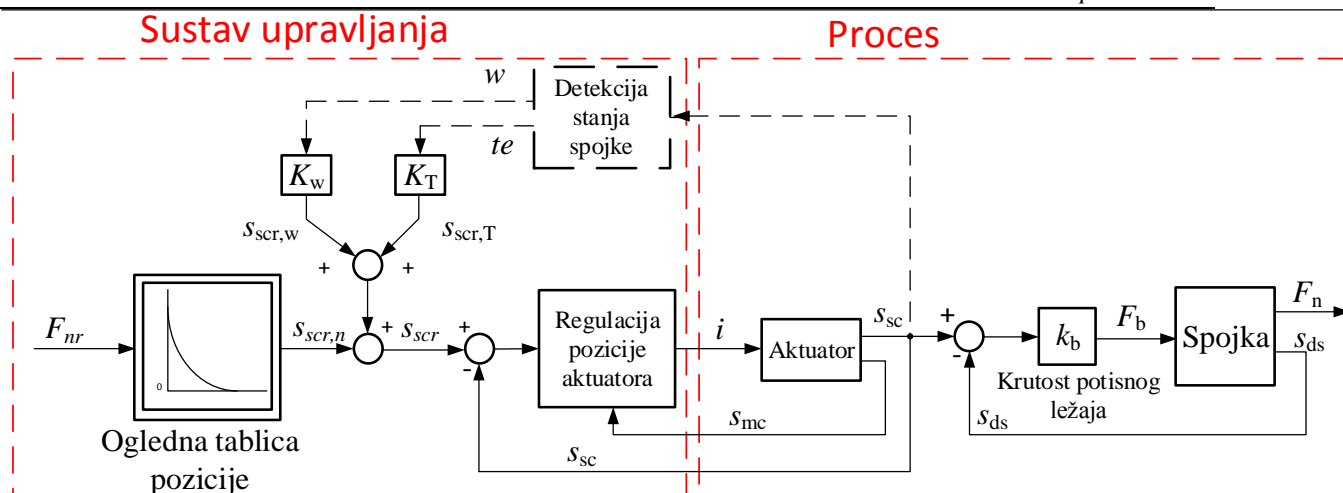
4. Sinteza sustava upravljanja normalnom silom spojke

U ovom poglavlju opisuje se sinteza regulacijskog kruga s PID regulatorom pozicije klipa pogonskog cilindra, nadređeni I regulator pozicije klipa radnog cilindra s predupravljanjem i referentnim modelom, te sinteza najnadređenijeg sustava upravljanja normalne sile spojke. Na slici 24 prikazana je upravljačka struktura predložena u ovom radu prema temeljnim idejama iz [4]. Vozač ili nadređena upravljačka jedinica zadaje zahtjev za normalnom silom F_{nr} , taj se zahtjev preko unaprijed snimljene i određene ogledne tablice (vezane uz inverznu karakteristiku ekvivalentne/ukupne krutosti aksijalnog podsklopa spojke) prevodi u potreban hod klipa radnog cilindra $s_{scr,n}$ u slučaju bez trošenja i toplinskog širenja.

Toplinskim širenjem početna se točka tanjuraste opruge pomiče prema zamašnjaku, a trošenjem se pomiče od zamašnjaka (prema radnom cilindru). Uzimajući u obzir ove odnose, mjerenjem pozicije klipa radnog cilindra pri deaktiviranoj regulaciji aktuatora odnosno potpuno zatvorenoj spojci može se odrediti stupanj trošenja i toplinskog širenja, a time i kompenzirati korekcijom pozicije radnog klipa). Blok "Detekcija stanja spojke" očitava poziciju klipa radnog cilindra dok je spojka zatvorena, te na osnovu izmjerene pozicije radnog cilindra određuje stupanj trošenja w ili toplinskog širenja te koji se kasnije kompenziraju upravljačkim signalima $s_{scr,w}$ i $s_{scr,T}$.

Blok 'Regulacija pozicije aktuatora' sadrži nadređeni I regulator pozicije radnog cilindra te podređeni PID regulator pozicije pogonskog cilindra. Nadređeni I regulator ostvaruje ukupnu zadanu referencu pozicije klipa radnog cilindra s_{scr} , koja se sastoji od reference pozicije $s_{scr,n}$ u slučaju bez trošenja i toplinskog širenja te korekcije reference zbog kompenzacije utjecajnih faktora $s_{scr,w}$ i $s_{scr,T}$. Izlaz iz I regulatora je referenca pozicije pogonskog cilindra s_{mcr} kojeg PID regulator mora ostvariti. Izlaz iz PID regulatora je referenca struje i_r koju pretvarač mora stvoriti. Razrada I i PID regulatora biti će dana kasnije u radu.

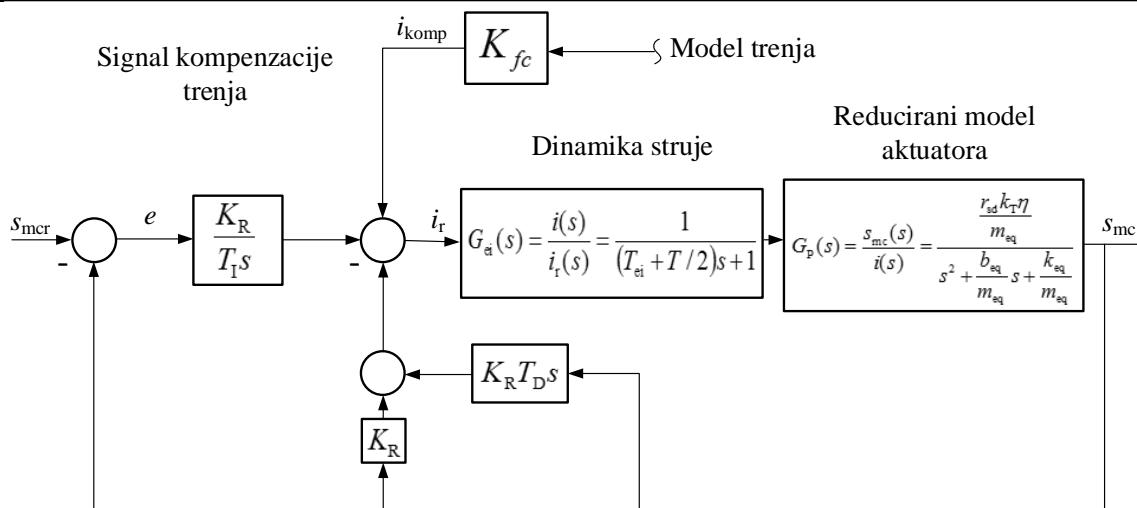
Pretpostavljeno je da su dinamike svih mjernih članova zanemarive s obzirom na dinamiku aktuatorskog sustava te stoga nisu uzete u obzir pri sintezi. Alternativno, njihov se utjecaj može uzeti u obzir zbrajanjem njihovih i aktuatorskih vremenskih konstanta u jednu parazitnu vremensku konstantu. Oznaka w označuje stupanj trošenja (eng. wear) dok oznaka te označava stupanj toplinskog širenja (eng. thermal extensiton). Obije veličine se izražavaju u milimetrima.



Slika 24 Blokovski dijagram upravljačkog sustava e-spojke s kompenzacijom trošenja i toplinskog širenja

4.1. Sinteza PID regulatora pozicije klipa pogonskog cilindra

PID regulator na najnižoj je hijerarhijskoj razini kaskadne upravljačke struktura. On regulira poziciju klipa pogonskog cilindra i kompenzira utjecaj poremećajnih veličina na stacionarno i dinamičko ponašanje regulacijskog kruga. Upravljački signal PID regulatora nadopunjuje se i signalom kompenzacije trenja, koje se pojavljuje u ležajevima istosmjernog motora i navojnog vretena te na cilindrima i uzrokuje značajna nadvišenja u regulaciji ili stick-slip efekt [9]. Na slici 25 prikazan je blok dijagram regulacijskog kruga pogonskog cilindra. Implementirana je modificirana struktura PID regulatora gdje su D i P izmješteni u granu povratne veze [10]. Ova struktura ekvivalentna je klasičnoj strukturi PID regulatora s prefiltrom i njome se sprječava značajnije nadvišenje regulirane varijable, koje bi bilo nepovoljno u kontekstu e-spojke zbog mogućnosti udara klipova u granične pozicije.



Slika 25. Blok dijagram regulacijskog kruga pozicije pogonskog cilindra s kompenzacijom trenja

Sinteza PID regulatora obavljena je s obzirom na pojednostavljeni reducirani model aktuatora na strani pogonskog cilindra koji je opisan jednadžbom (10). Prijenosna funkcija pojednostavljenog reduciranog aktuatorskog sustava na stranu pogonskog cilindra ponovo je dana u jednadžbi (16) :

$$G_p(s) = \frac{s_{sc}(s)}{i(s)} = \frac{\frac{r_{sd} k_T \eta}{m_{eq}}}{s^2 + \frac{b_{eq}}{m_{eq}} s + \frac{k_{eq}}{m_{eq}}} \quad (16)$$

Prijenosna funkcija za klasični PID regulator dana je u jednadžbi (17) :

$$G_{PID}(s) = \frac{i(s)}{e(s)} = \frac{K_R (T_I T_D s^2 + T_I s + 1)}{T_I s} \quad (17)$$

Pri sintezi PID regulatora uzima se u obzir i ekvivalentna dinamika zatvorenog regulacijskog kruga struje koja je ulaz u dinamički model aktuatora. Zbog vrlo brzog odziva regulacijskog kruga struje, dovoljno je pri sintezi nadređenog PID regulatora položaja uvrstiti ekvivalentni član zatvorenog strujnog kruga, čija vremenska konstanta T_{ei} obično iznosi manje od 2 ms. U realnim uvjetima regulacija će se odvijati preko računala, što znači da će i mjerni i upravljački signali biti diskretni. To uvodi dodatna kašnjenja u sustav zbog vremena uzorkovanja T . U pravilu ako je vrijeme uzorkovanja dovoljno malo, neće biti primjetnog kašnjenja dinamike što neće imati prevelikog utjecaja na regulaciju. Uz vremensku konstantu T_{ei} dinamike zatvorene regulacijske petlje struje dodano je i vrijeme uzorkovanja $T/2$ kako bi

se uzeo u obzir utjecaj kašnjenja zbog uzorkovanja. Prijenosna funkcija pojednostavljene petlje zatvorenog regulacijske petlje dinamike struje proširene s kašnjenjem uzorkovanja je:

$$G_{ei}(s) = \frac{i(s)}{i_r(s)} = \frac{1}{(T_{ei} + T/2)s + 1}. \quad (18)$$

Prijenosna funkcija otvorenog kruga dobiva se množenjem prijenosnih funkcija u glavnoj grani :

$$G_o(s) = \frac{s_{mc}(s)}{e(s)} = G_{PID}(s)G_{ei}(s)G_p(s). \quad (19)$$

Prijenosna funkcija zatvorene regulacijske petlje dobiva se prema izrazu (20a) i dana je u jednadžbi (20b) :

$$G_c(s) = \frac{s_{mc}(s)}{i(s)} = \frac{G_o(s)}{1 + G_o(s)} \quad (20a)$$

$$G_c(s) = \frac{s_{mc}(s)}{i(s)} = \frac{1}{\frac{T_{ei}T_I}{k_u K_R} s^4 + \frac{T_I(T_{ei}k_1 + 1)}{k_u K_R} s^3 + \frac{T_I(T_{ei}k_2 + k_1 + K_R k_u T_D)}{k_u K_R} s^2 + \frac{T_I(k_u K_R + k_2)}{k_u K_R} s + 1} \quad (20b)$$

Ako bi se prijenosna funkcija izvela s klasičnim regulatorom u prijenosnoj funkciji pojavile bi se nule. Gdje su K_R , T_I i T_D parametri regulatora. Parametri k_u , k_1 i k_2 su uvedene supstitucije prema jednadžbi (21) :

$$k_u = \frac{r_{sd} k_T \eta}{m_{eq}} \quad (21a)$$

$$k_1 = \frac{b_{eq}}{m_{eq}} \quad (21b)$$

$$k_2 = \frac{k_{eq}}{m_{eq}} \quad (21c)$$

Izjednačavanjem s željenom modelskom funkcijom četvrtog reda dobivenom optimumom dvostrukog odnosa dobivaju se parametri regulatora. Modelska funkcija predstavlja željenu dinamiku zatvorene regulacijske petlje, a zadaje se karakterističnim odnosima D_4 , D_3 , D_2 i ekvivalentnom vremenskom konstantom T_e . Modelska funkcija prikazana je u jednadžbi (22), a konačni izvedeni parametri PID regulatora dani su u jednadžbi:

$$G_m(s) = \frac{1}{D_4 D_3^2 D_2^3 T_e^4 s^4 + D_3 D_2^2 T_e^3 s^3 + D_2 T_e^2 s^2 + T_e s + 1} \quad (22)$$

$$T_e = \frac{T_{ei}}{D_4 D_3 D_2 (T_{ei} k_1 + 1)} \quad (23a)$$

$$K_R = \frac{1}{k_u} \left(\frac{T_{ei}}{D_4 D_3^2 D_2^3 T_e} - k_2 \right) \quad (23b)$$

$$T_I = \frac{D_4 D_3^2 D_2^3 T_e^4 K_R k_u}{T_{ei}} \quad (23c)$$

$$T_D = \frac{D_2 T_e^2}{T_I} - \frac{(T_{ei} k_2 + k_1)}{K_R k_u} \quad (23d)$$

4.1.1. Kompenzacija trenja

U teoriji trenje se vjerno može opisati poopćenim Stribeckovim modelom trenja prikazanim na slici 26 [10]. Taj model nije pogodan za računalne simulacije zbog nejednoznačno definirane karakteristike za brzinu nula. Stoga je u ovom radu korištena klasična modifikacija modela trenja strmom karakteristikom kroz ishodište (slika 26, crvena karakteristika), te su k tome zanemareni efekti Stribeckovog i viskoznog trenja. Iako ova pojednostavljenja unose određenu grešku modeliranja i sam model nije računalno učinkovit (zbog strme karakteristike kroz ishodište), dovoljno su dobra za početna razmatranja i simulacijske primjene.

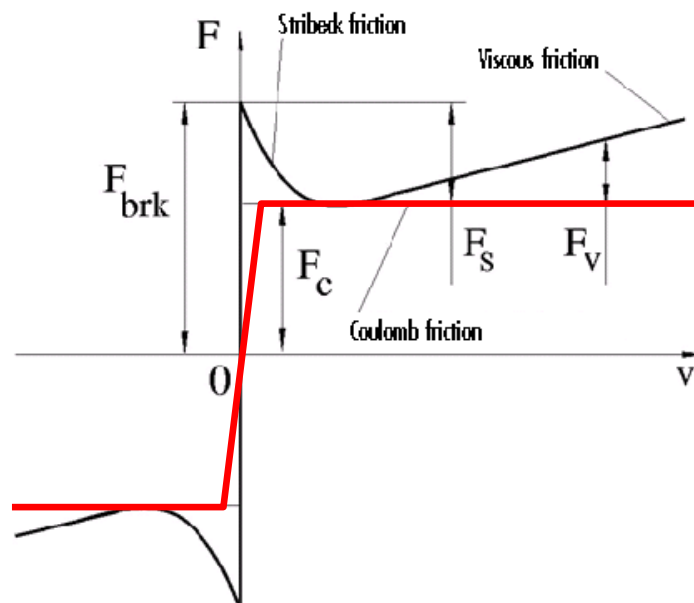
Iz jednadžbe (10) dobiva se signal struje potreban za kompenzaciju trenja u reduciranom dinamičkom modelu na strani pogonskog cilindra :

$$v_{mc} = \frac{\eta k_T r_{sd}}{m_{eq}} i + \frac{b_{eq}}{m_{eq}} v_{mc} + \frac{k_{eq}}{m_{eq}} s_{mc} + \frac{F_{fc,eq}}{m_{eq}} \quad (24a)$$

$$F_{fc,eq} = \left(\frac{A_{mc}^2 r_{sd}^2}{A_{sc}^2 J_m + A_{mc}^2 r_{sd}^2 m_{sc}} F_{fc} - \frac{r_{sd}^2}{A_{sc}^2 J_m + A_{mc}^2 r_{sd}^2 m_{sc}} T_{fc} \right) \quad (24b)$$

$$i_{komp} = \frac{1}{\eta k_T r_{sd}} F_{fc,eq} \quad (24c)$$

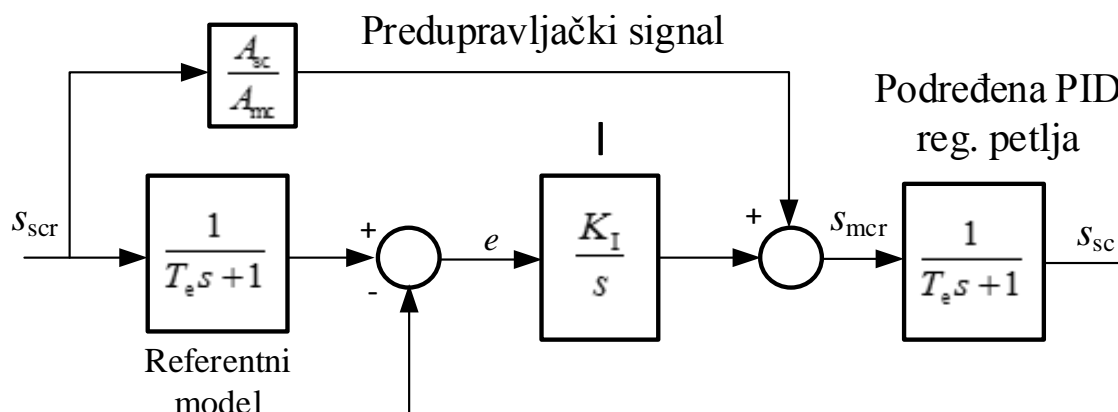
Ovakvim modelom trenja koje ne obuhvaća stribeckov efekt neće se moći simulirati stick-slip efekt [9] koji može igrati ulogu kod malih hodova pogonskog i radnog cilindra.



Slika 26. Stribeckov model trenja uspoređen s pojednostavljenim modelom trenja, peuzeto s [www.mathwroks.com]

4.2. Sinteza I regulatora pozicije klipa radnog cilindra

I regulator ispravlja pogrešku pozicije klipa radnog cilindra koja nastaje zbog stlačivosti fluida a k tome i utjecaja trenja na strani radnog cilindra. Kod sinteze I regulatora, brza zatvorena regulacijski krug pozicije klipa pogonskog cilindra može se pojednostaviti P1 dinamičkim članom s vremenskom konstantom jednakom ekvivalentnoj vremenskoj konstanti zatvorene regulacijskog kruga T_e pogonskog cilindra danoj u jednadžbi (23a). Naime, u sintezi PID regulatora pretpostavljen je idealni nestlačivi fluid prema jednadžbi (6) i idealni cjevovod koji neće mijenjati svoja mehanička svojstva prilikom eksploatacije zbog promjene temperature. U idealnoj situaciji fluid bi bio kao kruta veza (kruto vratilo) između klipova pogonskog i radnog cilindra i svaki pomak jednog klipa bi istovremeno rezultirao odgovarajućim pomakom drugog klipa, te tada ne bi bilo potrebe za nadređenim I regulatorom. Na slici 27 dan je blok dijagram s zatvorenom regulacijskom petljom pozicije klipa radnog cilindra. U stvarnosti fluid je stlačiv i mijenja svoja svojstva promjenom temperature kao i cjevovod, zbog čega može doći do odstupanja pozicije klipa radnog cilindra u odnosu na idealni model. S druge strane uvođenje nadređene petlje regulacije (s I djelovanjem) usporava odziv zatvorene regulacijske petlje, te je kako bi se to izbjeglo u ovom radu uvedeno dodatno predupravljanje kako bi se ubrzao odziv.



Slika 27. Blok dijagram zatvorene regulacijske petlje pozicije klipa radnog cilindra

Prijenosna funkcija zatvorene regulacijske petlje reduciranog modela pojednostavljenog s P1 članom dana je u jednadžbi (25) :

$$G_{P1}(s) = \frac{s_{mc}(s)}{s_{mcr}(s)} = \frac{1}{T_e s + 1}. \quad (25)$$

I djelovanje u kombinaciji s predupravljanjem koje ubrzava odziv stvaraju značajno nadvišenje prijelazne funkcije sustava (odziva na odskočnu pobudu), što u kontekstu rada e-spojke nije poželjno kako je već spomenuto. Problem nastaje na početku regulacije kada je odstupanje pozicije klipa s_{sc} od njezine reference s_{scr} veliko. I regulator krene integrirati pogrešku praćenja e i zadaje relativno veliku upravljačku varijablu kako bi se greška što prije eliminirala. U isto vrijeme predupravljanje direktno daje potreban pomak klipa pogonskog cilindra da bi se ostvario željeni pomak klipa radnog cilindra prema jednadžbi (6c) prema:

$$s_{mc, pred} = \frac{A_{sc}}{A_{mc}} s_{scr}. \quad (26)$$

Zbrajanjem upravljačkih signala I djelovanja i predupravljanja dolazi do velikog nadvišenja regulirane veličine. Da bi se nadvišenje izbjeglo uvodi se referentni model (slika 27) koji će usporiti djelovanje I regulatora, dok će predupravljanje odmah dati potrebnu referencu pozicije klipa pogonskog cilindra. Ovim postupkom će se regulirana veličina brzo popeti veoma blizu referente vrijednost dok će se eventualna greška praćenja (e) u odnosu na referentni model kompenzirati I regulatorom, kako bi se kompenzirali utjecaji pogreški

modeliranja, prije svih utjecaj elastičnosti. Dinamika referentnog modela jednaka je dinamici podređenog zatvorenog regulacijskog kruga, upravo kako bi se izbjeglo djelovanje I regulatora ako se podređeni regulacijski krug ponaša nominalno. Prijenosna funkcija otvorenog nadređenog kruga regulacije glasi

$$G_o(s) = \frac{s_{sc}(s)}{e(s)} = G_I(s)G_{P1}(s), \quad (27)$$

dok je prijenosna funkcija zatvorene regulacijske petlje dana u jednadžbi (27b) :

$$G_c(s) = \frac{s_{sc}(s)}{s_{scr}(s)} = \frac{G_o(s)}{1 + G_o(s)} \quad (28a)$$

$$G_c(s) = \frac{s_{sc}(s)}{s_{scr}(s)} = \frac{1}{\frac{T_e}{K_I} s^2 + \frac{1}{K_I} s + 1}. \quad (27b)$$

Izjednačavanjem s modelskom funkcijom drugog reda u izrazu (29) dobivenom optimumom dvostrukog odnosa dobivaju se parametri I regulatora prema jednadžbi (30) :

$$G_m(s) = D_2 T_{eq}^2 s^2 + T_{eq} s + 1 \quad (29)$$

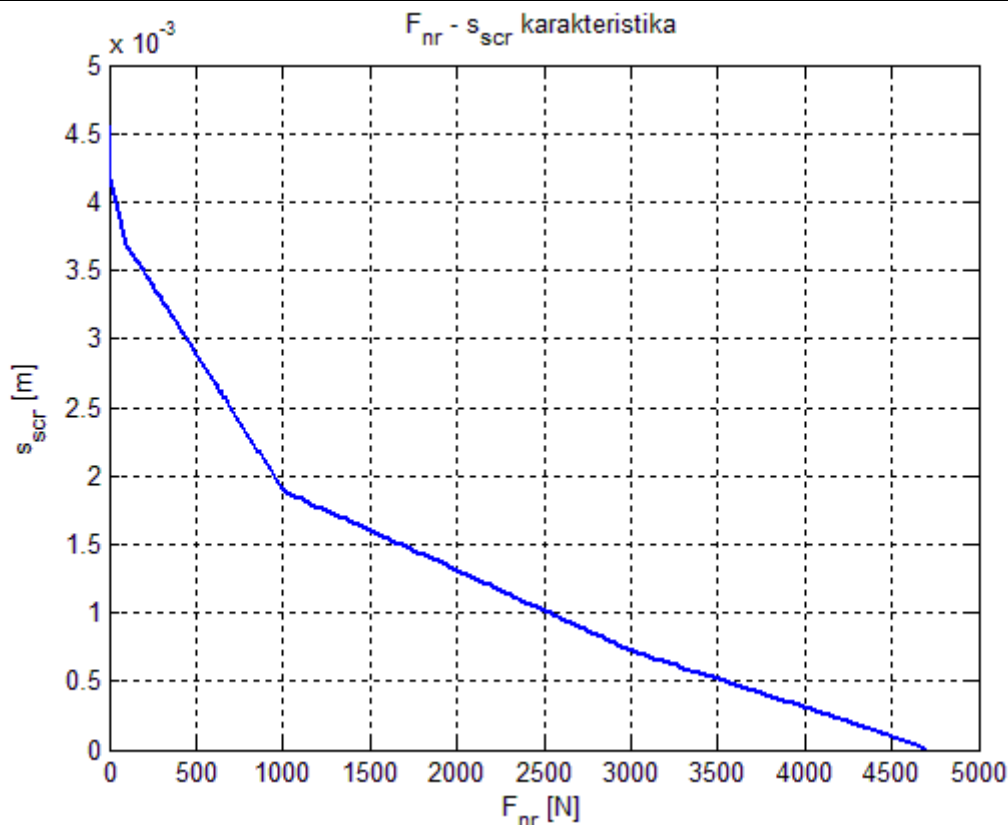
$$K_I = \frac{D_2}{T_e} \quad (30a)$$

$$T_{eq} = \frac{1}{K_I}, \quad (29b)$$

gdje je K_I parametar I regulatora, a T_{eq} ekvivalentna vremenska konstanta zatvorene regulacijske petlje pozicije klipa radnog cilindra. Usporenje nadređenog kruga dva puta je veće u odnosu na podređeni zbog I djelovanja, što je i motiviralo uvođenje predupravljanja.

4.3. Upravljanje normalom silom spojke

Upravljanje normalom silom spojke obavlja se u otvorenoj petlji pomoću unaprijed snimljene ogleadne tablice (engl. Look-up table) prema slici 24. Ulaz u look-up tablicu je željena normalna sila dok je izlaz iz nje referenca pozicije klipa radnog cilindra s kojom se ostvaruje željena sila. Na slici 29 prikazana je $F_{nr}(s_{scr})$ karakteristika look-up tablice koja je dobivena simulacijom modela. Trošenje i toplinsko širenje mijenjaju $F_{nr}(s_{scr})$ karakteristiku te se moraju na odgovarajući način kompenzirati da bi se upravljanjem dobila normalna sila koja je čim bliža traženoj sili F_{nr} .

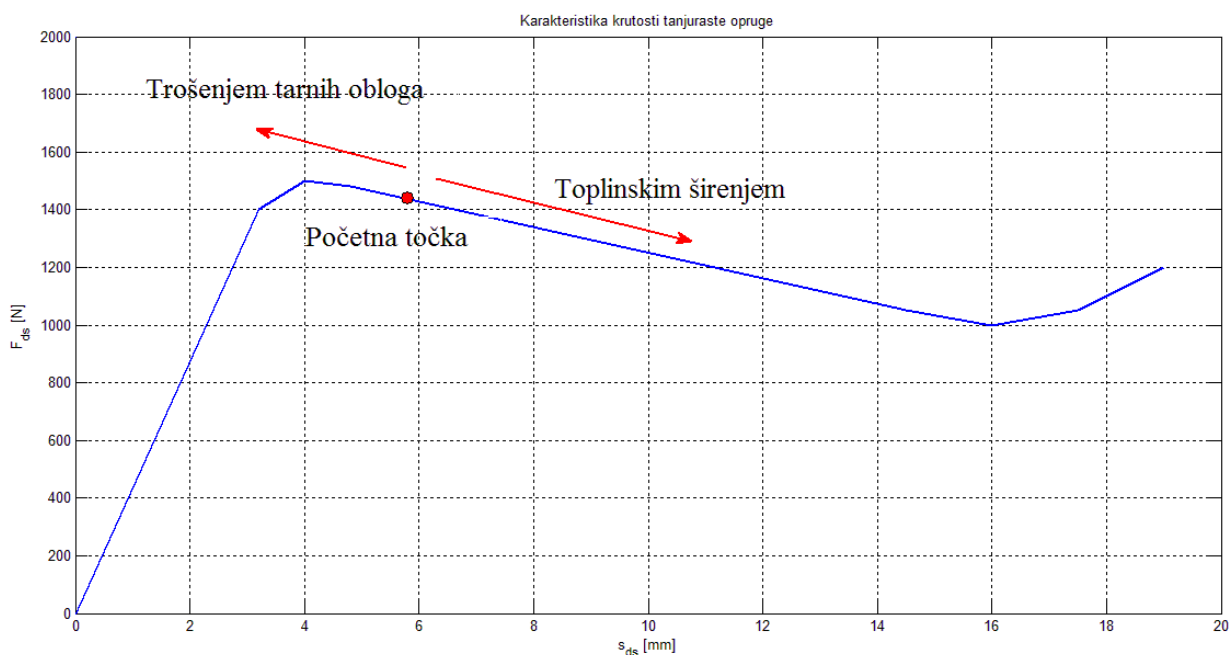


Slika 28. $F_{nr}(s_{scr})$ karakteristika look-up tablice

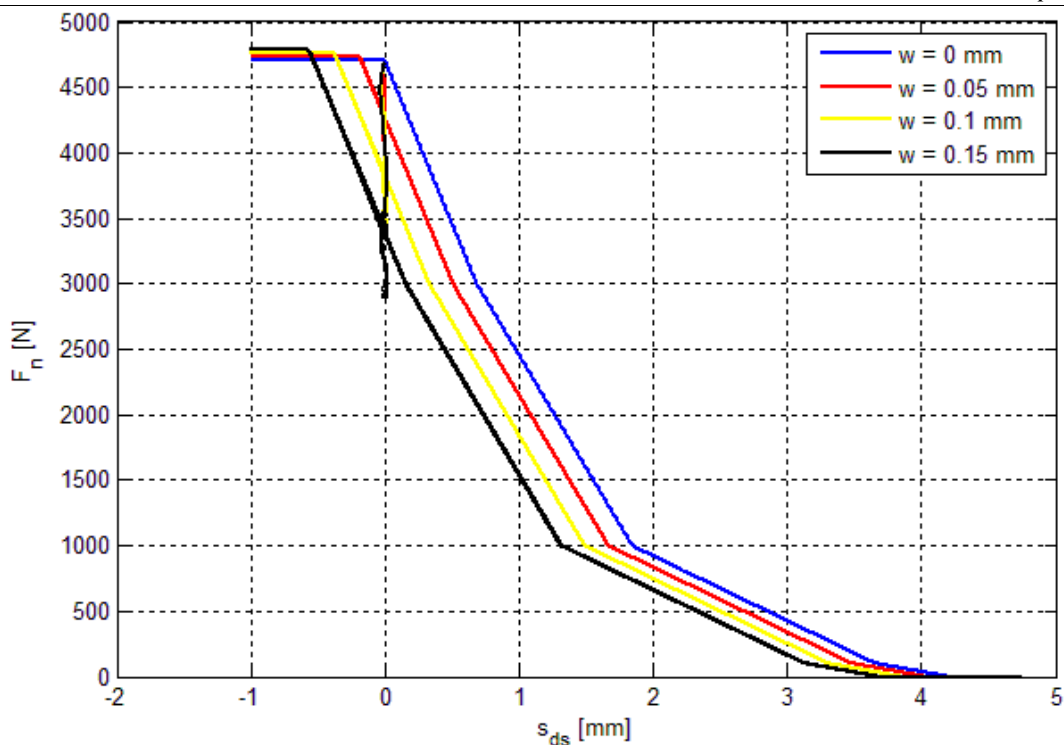
Trošenjem se smanjuje debljina tarne obloge, što se preko prijenosnog omjera poluge tanjuraste opruge i_{ds} prenosi na drugu stranu tanjuraste opruge te se početna točka tanjuraste opruge udaljava od zamašnjaka prema aktuatoru. To za posljedicu ima da će se u $F_{nr}(s_{scr})$ karakteristici postići manje normalne sile F_n sile spojke na istim vrijednostima pozicije klipa radnog cilindra uspoređeno s karakteristikom bez trošenja. Maksimalna sila kojom tanjuraste F_{ds} opruga djeluje na spojku će se povećati, jer će se početna radna točka na karakteristici krutosti prikazanoj na slici 29 tanjuraste opruge pomaći u lijevo što je objašnjeno detaljnije u poglavlju 3.3. Zbog povećanja sile tanjuraste opruge F_{ds} maksimalna normalna sila spojke F_n , kada je spojka zatvorena, se povećava dok se zbog pomaka početne točke tanjuraste opruge i potisnog ležaja od zamašnjaka $F_{nr}(s_{scr})$ karakteristika pomiče u lijevo (klip radnog cilindra prije otvara spojku). $F_{nr}(s_{scr})$ karakteristika za različite stupnjeve trošenja prikazano je na slikama 30 i 31.

Toplinskim širenjem događa se obratno. Potisna ploča svojim širenjem preko poluge tanjuraste opruge i_{ds} uzrokuje skupljanje spojke to jest pomak početne točke tanjuraste opruge prema zamašnjaku. Početna radna točka tanjuraste opruge prikazanoj na slici 29 se pomiče u desno, sila tanjuraste opruge F_{ds} se smanjuje a njome i maksimalna normalna sila spojke F_n

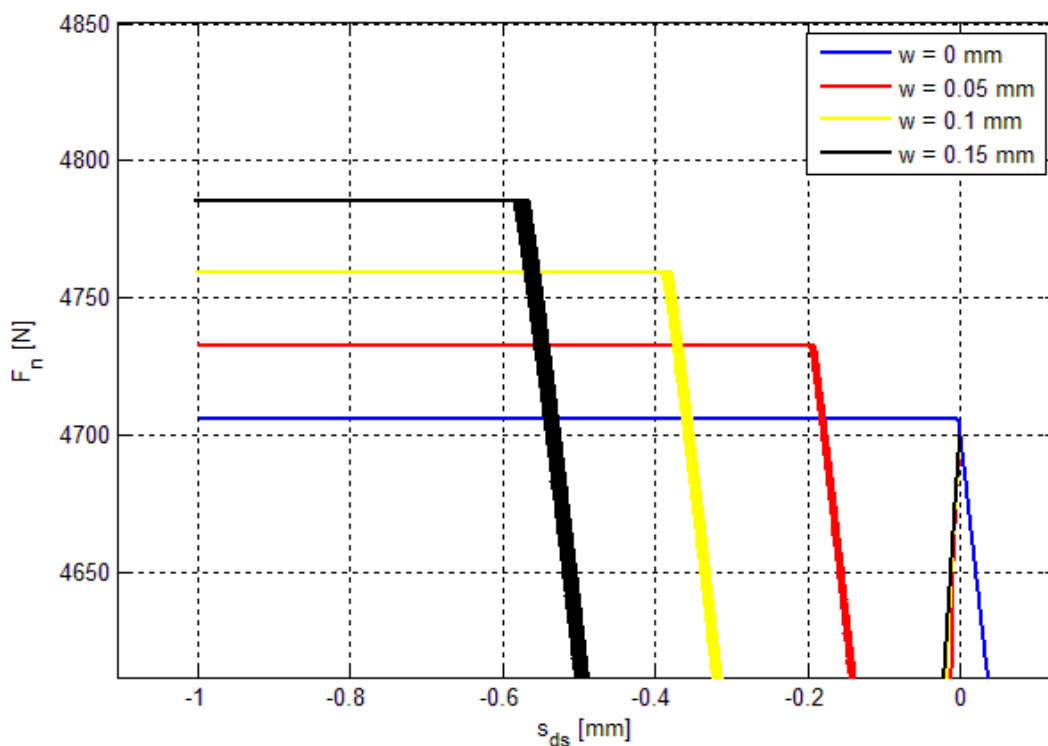
kada je spojka zatvorena. U slučaju toplinskog širenja zbog pomaka početne točke tanjuraste opruge i potisne ploče prema zamašnjaku za ostvarivanje jednake normalne sile spojke F_n kao u nominalnom slučaju bez širenja i trošenja potrebna je manji iznos pozicije klipa radnog cilindra (klip radnog cilindra treba veći hod za otvaranje spojke). Povećanjem stupnja toplinskog širenja $F_{nr}(s_{scr})$ karakteristika pomaći će se 'dolje' u desno kako je prikazano na slikama 32 i 33. Zbog potisne opruge k_{bs} koja djeluje na klip radnog cilindra i gura ga u kontakt s tanjurastom oprugom, prilikom toplinskog širenja spojke i njenog skupljanja (pomaka potisnog ležaja prema zamašnjaku) neće nastati zračnost radnog cilindra i potisnog ležaja. Poznavajući promjene $F_n(s_{sc})$ karakteristika prilikom toplinskog širenja i trošenja tarnih obloga, referencu pozicije klipa radnog cilindra s_{scr} može se korigirati kako bi dala zadanu normalu silu F_{nr} .



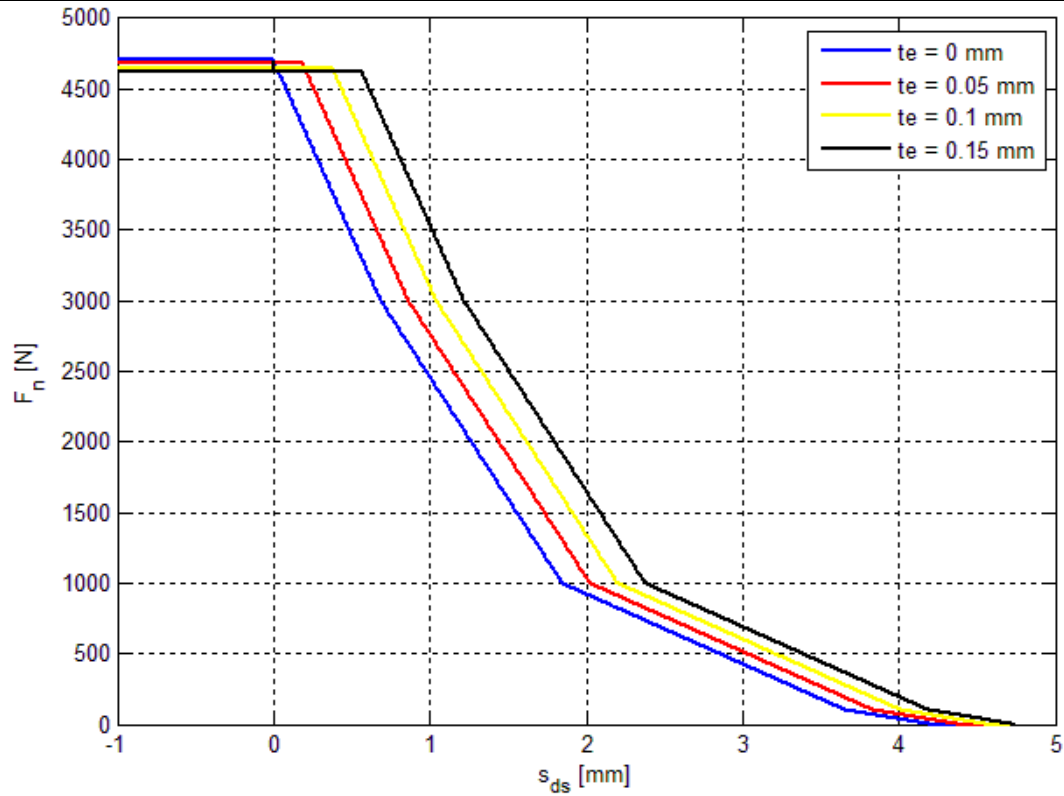
Slika 29. Promjena sile tanjuraste opruge F_{ds} pod utjecajem toplinskog širenja i trošenja tarnih obloga



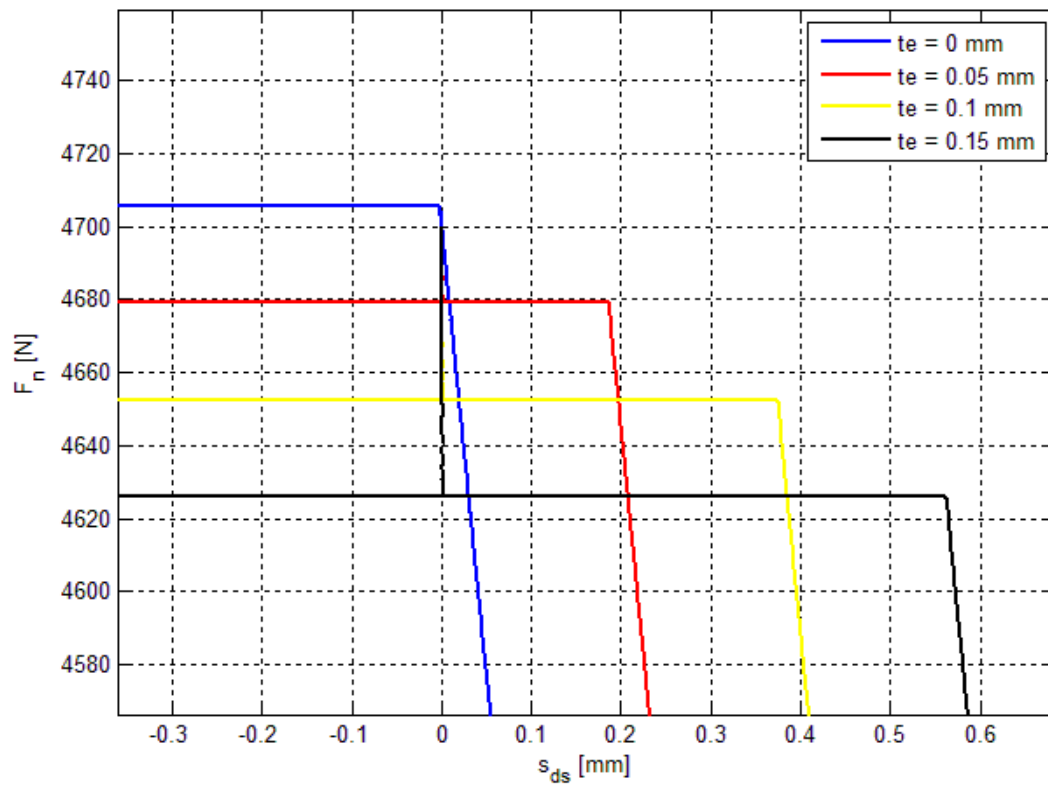
Slika 30. $F_n(s_{sc})$ karakteristika za različite progresivne stupnjeve trošenja



Slika 31. Maksimalne normalne sile spojke za različite progresivne stupnjeve trošenja (detalj sa slike 31)

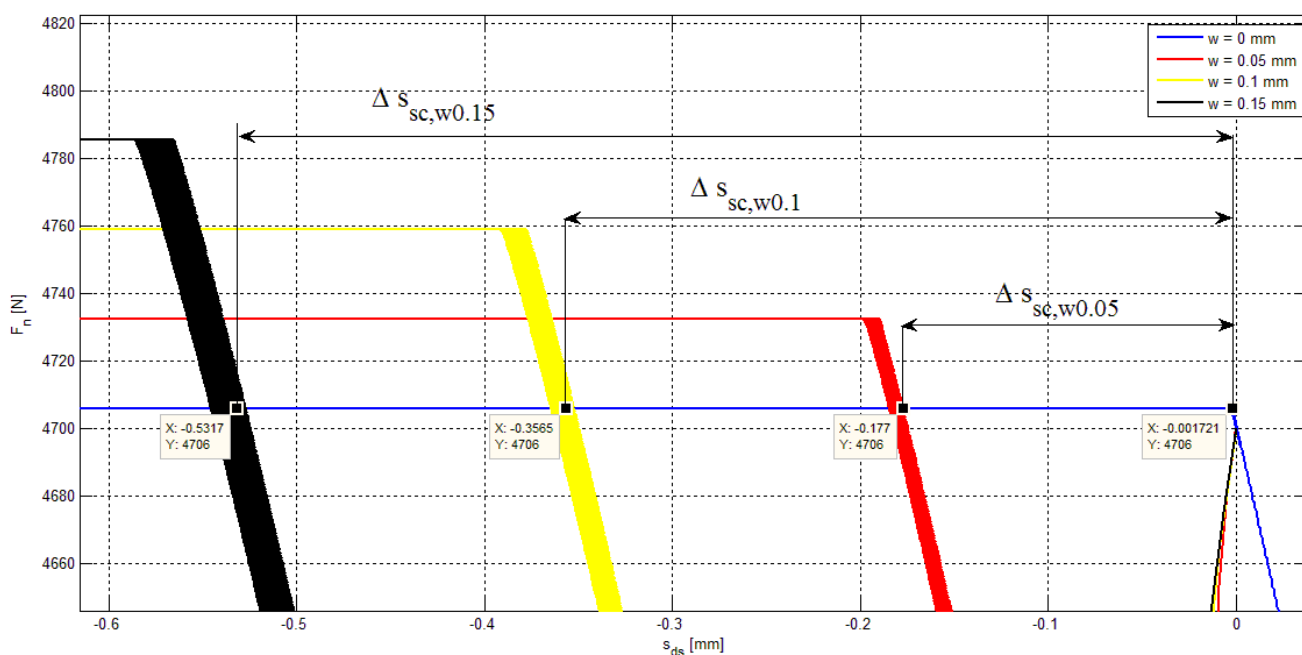


Slika 32. $F_n(s_{sc})$ karakteristika za različite stupnjeve toplinskog širenja



Slika 33. Maksimalne normalne sile spojke za različite progresivne stupnjeve toplinskog širenja (detalj sa slike 33)

Za nalaženje pojačanja kompenzacijskog djelovanja trošenja K_w i toplinskog širenja K_{te} , simulacijski je određen je potreban hod klipa radnog cilindra s_{sc} da bi se ostvarila određena normalna sile spojke F_n za različite stupnjeve trošenja odnosno toplinskog širenja. Nadređen I regulator je pobuđen spororastućom rampom dok se spojka ne otvori u potpunosti. Za trošenje je simulacijski određeno koliki je potrebni hod radnog cilindra iz početne točke $s_{sc} = 0$ mm u slučaju trošenja da se postigne normalna sila spojke F_n jednaka normalnoj sili u nominalnom slučaju bez trošenja kad je $s_{sc} = 0$ mm kako je ilustrirano na slici 34. U tablici 4 dani su iznosi hodova klipa radnog cilindra u slučaju trošenja. Za nalaženje kompenzacijskog pojačanja toplinskog širenja simulacijski je određen potreban hod klipa radnog cilindra s_{sc} potreban da se iz nominalnog stanja bez toplinskog širenja i početne točke $s_{sc} = 0.56$ mm i u slučajevima malog stupnja toplinskog širenja dođe do normalne sile spojke koja je jednaka normalnoj sili najvećeg stupnja toplinskog širenja pri $s_{sc} = 0.56$ mm. Na slici 35 prikazani su potrebni kompenzacijski hodovi klipa radnog cilindra, a u tablici 5 dani su kompenzacijski hodovi klipa radnog cilindra u slučaju toplinskog širenja.

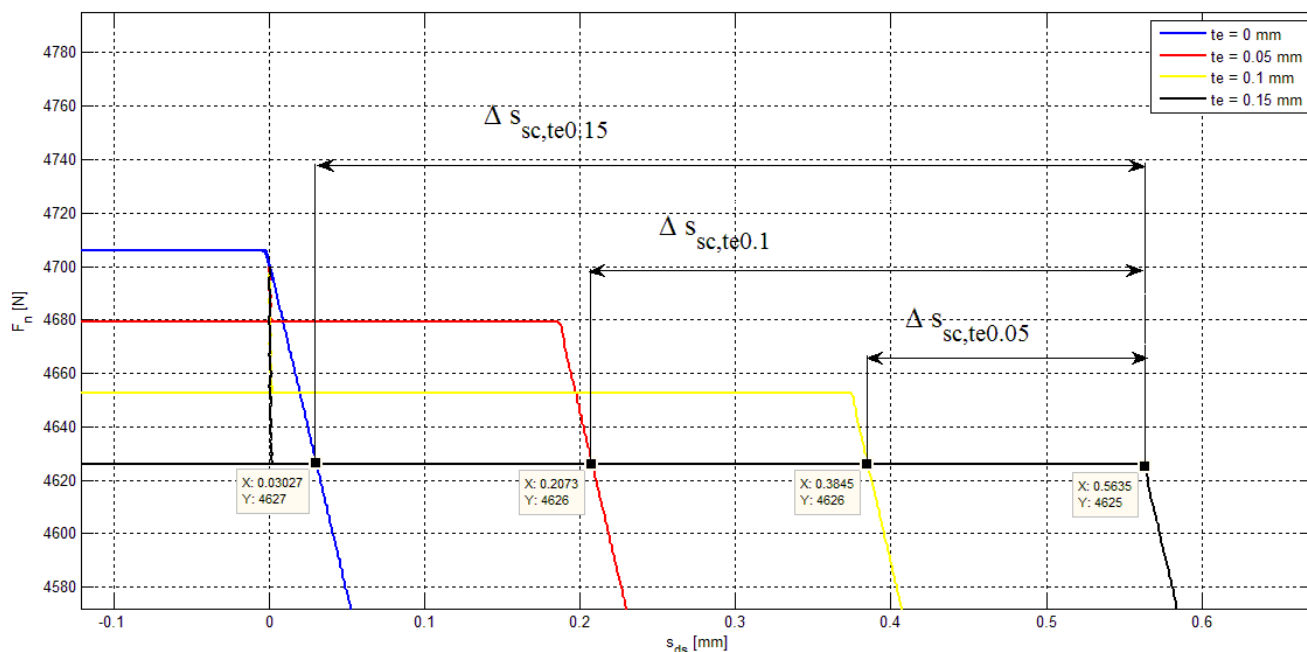


Slika 34. Ilustracija kompenzacijskih hodova klipa radnog cilindra u slučaju različitih stupnjeva trošenja da bi se postigla normalna sila jednaka maksimalnoj normalnoj sili u nominalnom slučaju bez trošenja

Tablica 4. Iznosi kompenzacijskih hodova klipa radnog cilindra u slučaju različitih stupnjeva trošenja

w [mm]	0.0	0.05	0.1	0.15
$\Delta s_{sc,w}$ [mm]	0.0	0.1765	0.3515	0.5279

$\Delta s_{sc,w}$ je iznos pomaka pozicije klipa radnog cilindra u smjeru dalje od potisnog ležaja potreban da se u slučaju trošenja postigne normalna sila jednaka odgovarajućoj normalnoj sili u slučaju bez trošenja. $\Delta s_{sc,te}$ je iznos pomaka pozicije klipa radnog cilindra u smjeru prema potisnom ležaju i zamašnjaku da bi se ostvarila odgovarajuća sila. Na slici 36 prikazan je graf koji objedinjuje $\Delta s_{sc,w}$, $\Delta s_{sc,te}$, w i te . Ishodište na ovom grafu predstavlja nominalno stanje bez trošenja ili toplinskog širenja. Negativne vrijednosti na apscisi predstavljaju stupnjeve trošenja w dok pozitivne vrijednosti predstavljaju stupnjeve toplinskog širenja te . Na ordinati negativne vrijednosti predstavljaju $\Delta s_{sc,w}$, dok pozitivne predstavljaju $\Delta s_{sc,te}$. Zbog činjenice da je trošenje i toplinsko širenje modelirano na isti način i za posljedicu imaju posmak tanjuraste opruge, one međusobno interferiraju. Konačno stanje spojke ovisi o sumi stupnja trošenja i toplinskog širenja $te - w$. Stoga su i pojačanja kompenzacije toplinskog širenja i trošenja spojke jednakog iznosa $K_w = K_{te} = K_{komp}$.

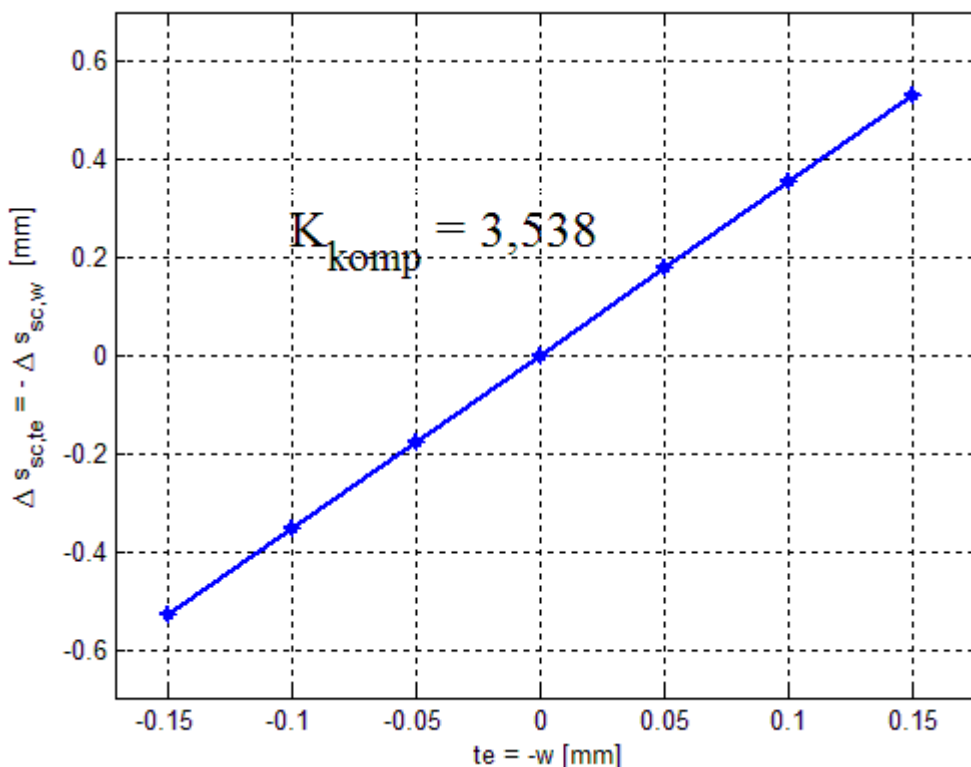


Slika 35. Ilustracija kompenzacijskih hodova u slučaju različitih stupnjeva toplinskog širenja da bi se postigla normalna sila jednaka maksimalnoj normalnoj sili u slučaju najvećeg stupnja toplinskog širenja

Tablica 5. Iznosi kompenzacijskih hodova klipa radnog cilindra u slučaju različitih stupnjeva toplinskog širenja

te [mm]	0.0	0.05	0.1	0.15
$\Delta s_{sc,te}$ [mm]	0.0	0.179	0.3562	0.5332

Iznos kompenzacijskog djelovanja utjecaja trošenja i toplinskog širenja iznosi $K_{komp} = 3.538$.

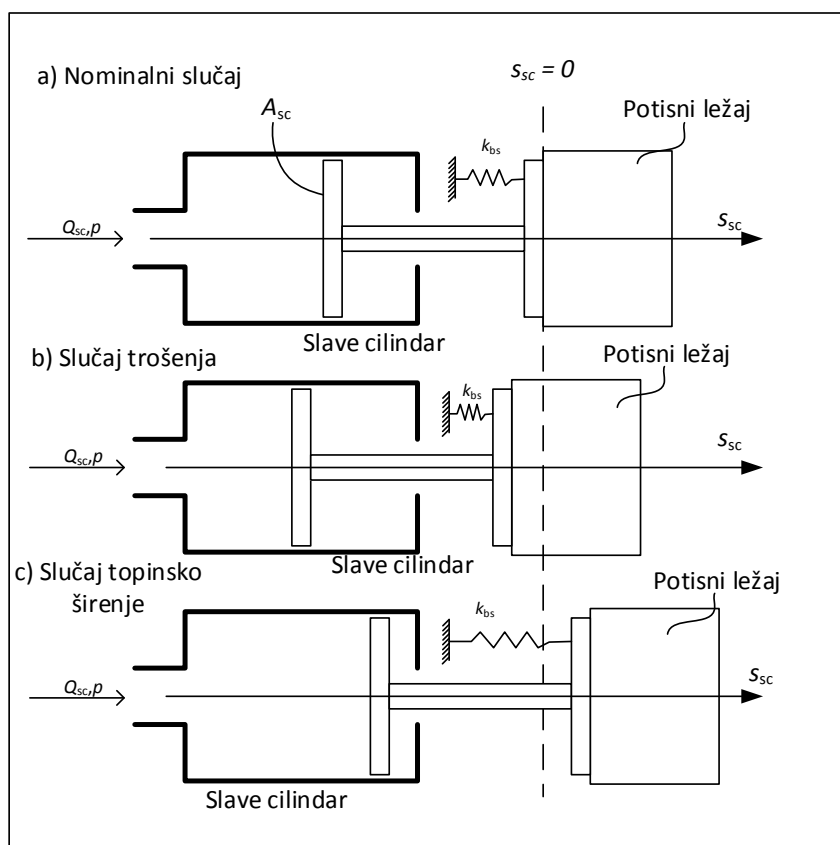


Slika 36. Graf kompenzacijskih djelovanja u ovisnosti o utjecajnim faktorima trošenja (w) i toplinskog širenja (te)

4.3.1. Detekcija stupnja trošenja i toplinskog širenja spojke

Detekcija stupnja trošenja i toplinskog širenja obavlja se očitavanjem pozicije klipa radnog cilindra dok je regulacijski krug pozicije klipa radnog cilindra neaktivna tj. kada je spojka zatvorena (što je zadovoljeno u velikom dijelu rada pogona). Regulacijski krug deaktivira se rušenjem struje beskolektorskog DC motora i na nulu. Prilikom trošenja potisni ležaj spojke će se pomaći dalje od zamašnjaka i pogurati klip radnog cilindra natrag, dok će se toplinskim širenjem potisni ležaj pomaći prema zamašnjaku, a potisna opruga će gurnuti klip radnog cilindra naprijed u kontakt s potisnim ležajem prema slici 37. Očitavanjem pozicija klipa radnog cilindrima u tim slučajevima pomoću unaprijed snimljene look – up tablice može se odrediti stupanj trošenja odnosno toplinskog širenja. Kad je određen stupanj trošenja odnosno toplinskog širenja, množi se s kompenzacijskim pojačanjem K_{komp} , prikazanim na

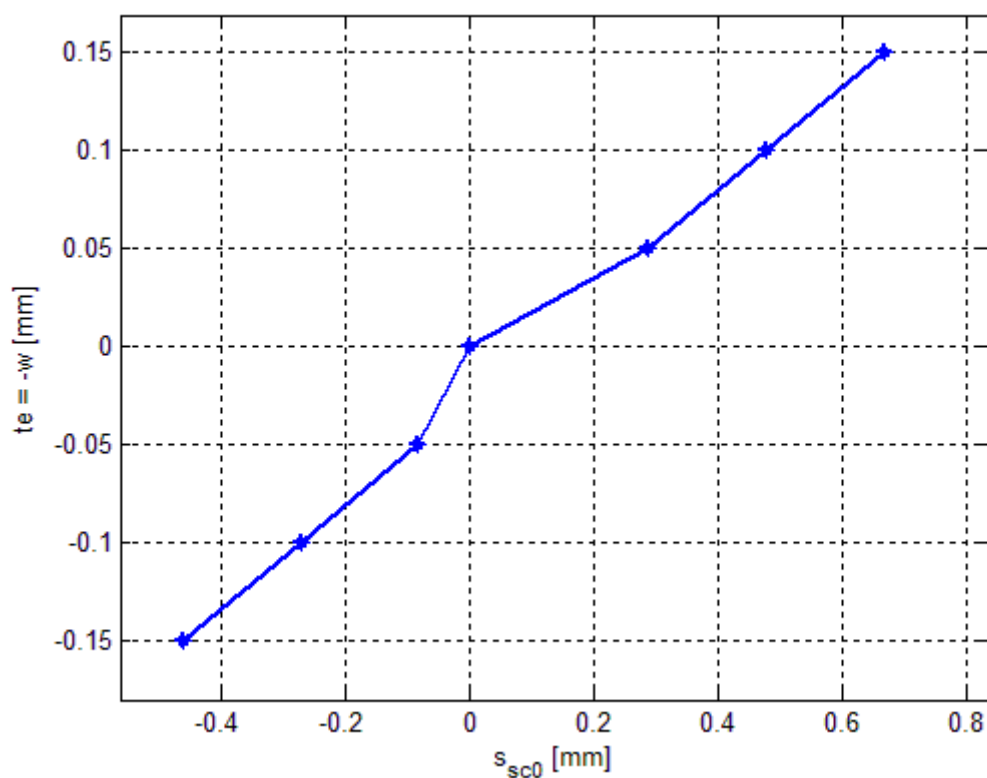
slici 36, te korekcija reference pozicije radnog cilindra Δs_{sc} se dodaje referenci s_{scr} dobivenom iz look-up tablice upravljanja normalnom silom spojke prema slici 24. Na slici 38 prikazana je look-up tablica detekcije stupnja trošenja odnosno toplinskog širenja spojke u ovisnosti o poziciji klipa radnog cilindra pri neaktivnoj regulacijskoj petlji. Kao i na grafu sa slike 36 ishodište na ovom grafu predstavlja nominalno stanje bez trošenja ili toplinskog širenja. Negativne vrijednosti na apcisi predstavljaju stupnjeve trošenja w dok na lijevoj strani predstavljaju stupnjeve toplinskog širenja te . Na ordinati negativne vrijednosti predstavljaju početne pozicije očitane prilikom trošenja dok pozitivne vrijednosti predstavljaju početne pozicije očitane prilikom toplinskog širenja. U tablici 5 dane su vrijednosti početnih pozicija klipa radnog cilindra s_{sc0} i odgovarajućih stupnjeva trošenja odnosno toplinskog širenja. Negativni iznos w/te predstavlja trošenje spojke dok pozitivni iznosi predstavljaju toplinsko širenje. Negativan iznos s_{sc0} označuje da se klip radnog cilindra mora pomaći dalje od zamašnjaka motora dok pozitivan iznos označava da se klip treba približiti zamašnjaku motora.



Slika 37. Prikaz pozicije klipa radnog cilindra i potisnog ležaja pri neaktivnoj regulacijskoj petlji u a) nominalnom slučaju, b) u slučaju trošenja, c) u slučaju toplinskog širenja

Tablica 6. Početne pozicije klipa radnog cilindra za odgovarajuće stupnje trošenja odnosno toplinskog širenja

$te=-w$ [mm]	-0.15	-0.1	-0.05	0	0.05	0.1	0.15
s_{sc0} [mm]	-0.46	-0.27	-0.083	0	0.29	0.48	0.67

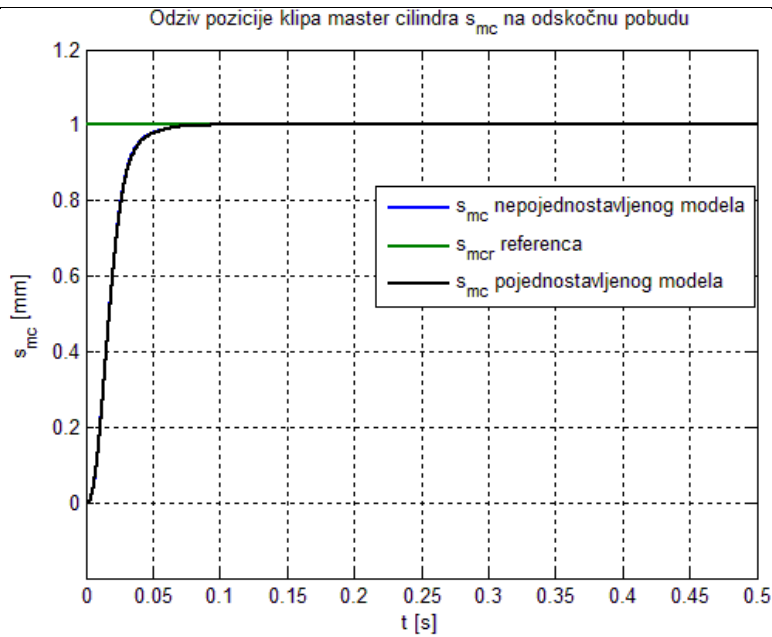
**Slika 38. Karakteristika look-up tablice za detekciju stupnja trošenja odnosno toplinskog širenja**

5. Rezultati simulacija

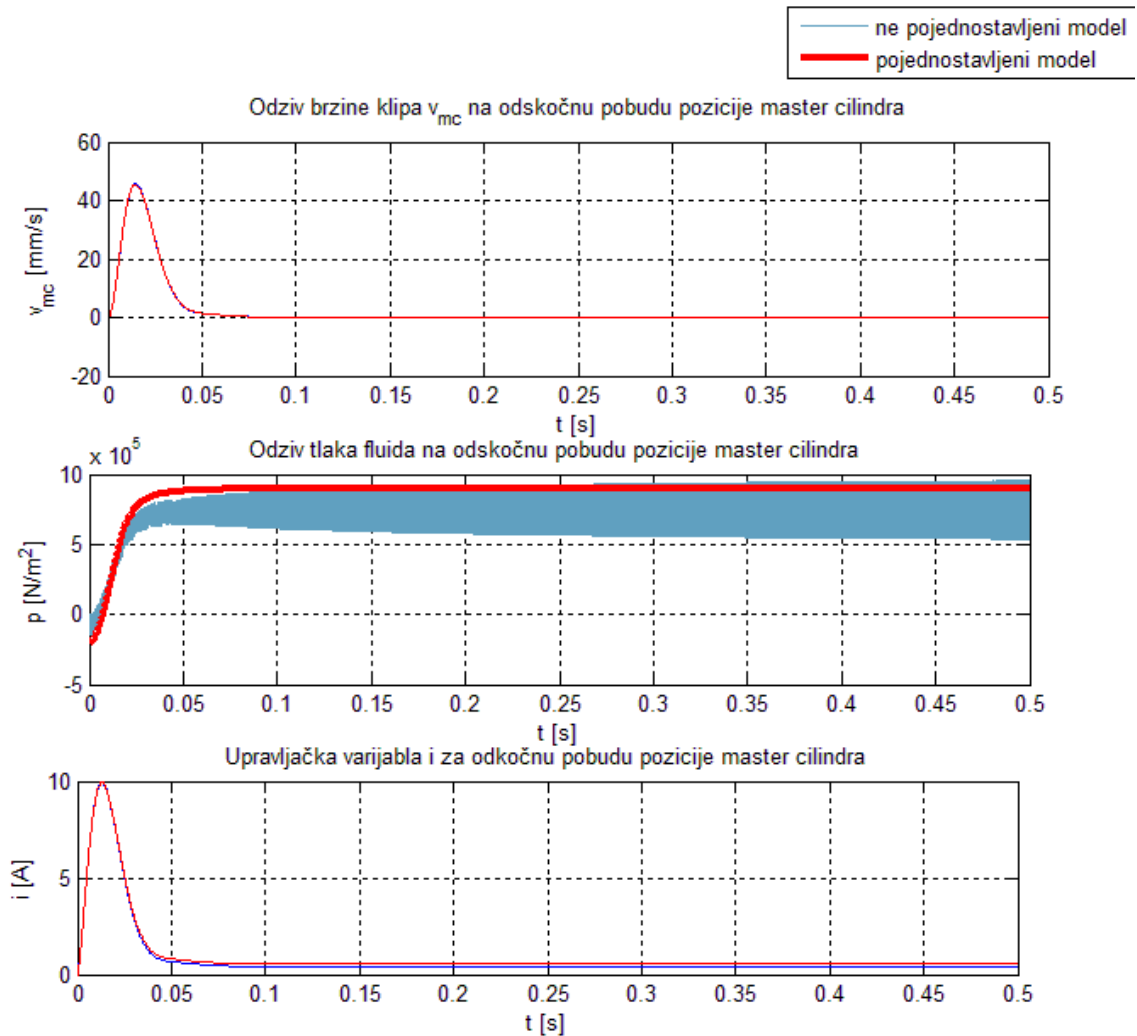
U ovom poglavlju prikazani su rezultati simulacija provedenih u Matlab Simulink okruženju. Prvo se prikazuju rezultati simulacija regulacijskog kruga položaja pogonskog cilindra s PID regulatorom opisanog u poglavlju 4.1, zatim rezultati simulacija nadređenog regulacijskog kruga položaja radnog cilindra opisanog u poglavlju 4.2, te na kraju rezultati ukupnog upravljanja normalnom silom spojke opisanog u poglavlju 4.3. Simulacije se provode uz primjenu punog dinamičkog modela aktuatora opisanom jednačbom (5). Ograničenja struje beskolektorskog DC motora i koja predstavlja upravljačku varijablu regulacijskog kruga pogonskog cilindra nisu uvedena jer je njezina vrijednost za očekivani hod klipa radnog cilindra u granicama normale.

5.1. Rezultati simulacije regulacijskog kruga položaja pogonskog cilindra

Na slici 39 prikazan je odziv pozicije klipa pogonskog cilindra zatvorenog regulacijskog kruga na odskočnu pobudu. U simulaciji se koriste dinamički modeli aktuatori i spojke koji su u kontaktu preko modela potisnog ležajem. Elastična sila potisnog ležaja F_b djeluje na dinamički model aktuatora kao poremećaj kojeg PID regulator mora ispraviti. Na slici 40 prikazane su ostale varijable stanja regulacijskog kruga: brzina klipa pogonskog cilindra v_{mc} , tlak u cjevovodu p te struja armature i . Na slikama su uspoređeni odzivi modela pojednostavljenog s nestlačivošću fluida danog u jednačbi (8) i izvornog/punog modela danog u jednačbi (5). Kako bi se ostvario što brži odziv sa što manjim nadvišenjem pozicije klipa radnog cilindra karakteristični odnosi modelske funkcije prema jednačbi (22) izabrani su da budu $D_2 = 0.5$, $D_3 = 0.275$, $D_4 = 0.35$, dok je ekvivalentna vremenska konstanta zatvorenog regulacijskog kruga tada $T_e = 18$ ms. Na slici 39 gdje je sustav pobuđen odskočnom referencom pozicije vrijeme smirivanja odziva u je oko 50 ms bez značajnijeg nadvišenja pozicije radnog cilindra što upućuje na dobru kvalitetu prijelaznog procesa. Na slici 40 vidi se da je vrijednost tlaka fluida p u stacionarnom stanju konstantna zbog djelovanja tanjuraste opruge otvorene spojke. Struja motora ima nagli rast u početku simulacije dok se pozicija klipa radnog cilindra brzo ne ustabiliziraju zatim u stacionarnom stanju pada na niže razine dovoljne za držanje spojke otvorenom.



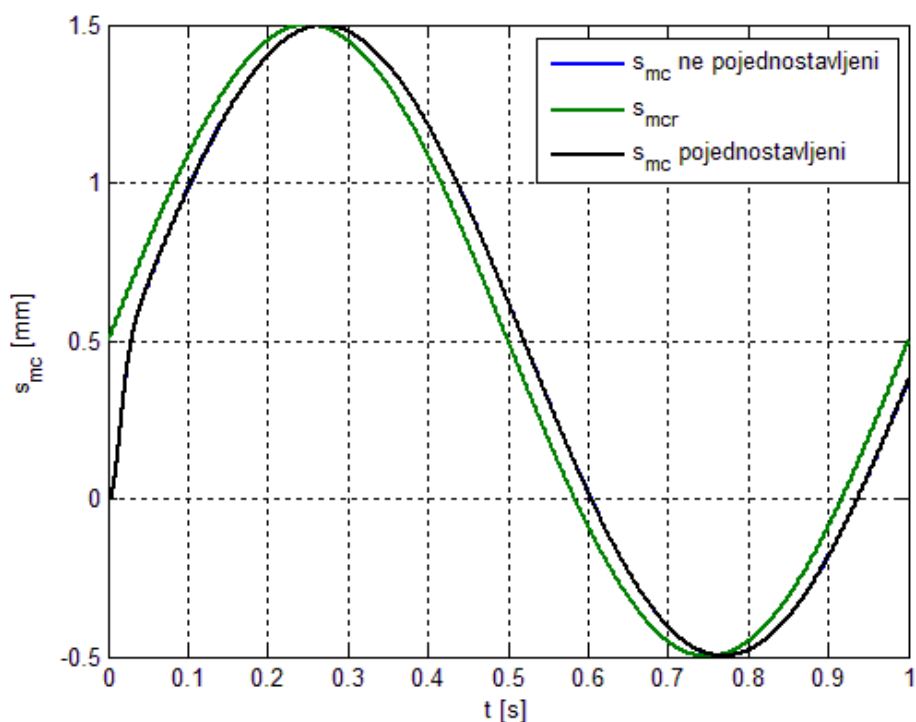
Slika 39. Odziv pozicije klipa pogonskog cilindra na odskočnu pobudu



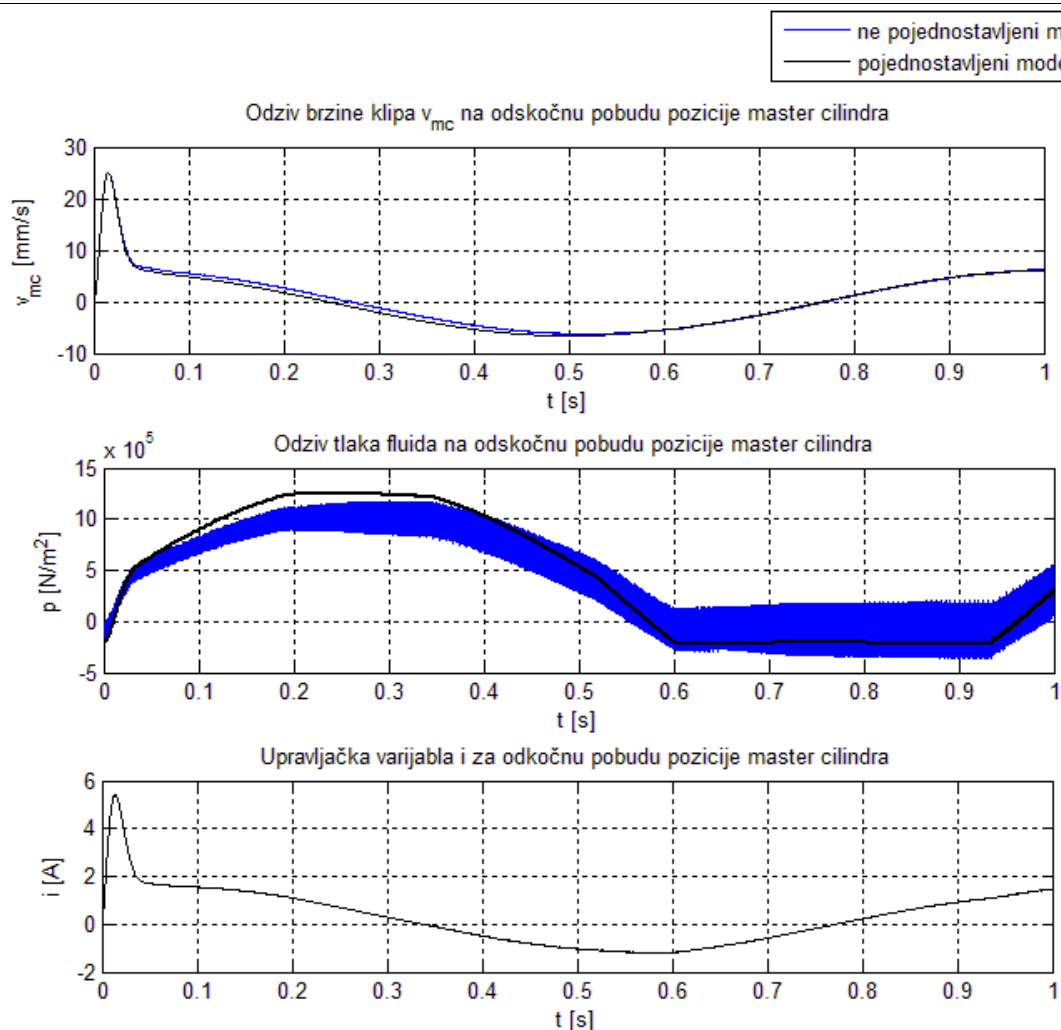
Slika 40. Odziv brzine klipa pogonskog cilindra, tlaka fluida i struje armature na odskočnu pobudu pozicije klipa pogonskog cilindra

Iz priloženog je vidljivo da se pretpostavkom idealnog nestlačivog fluida nije unijela velika greška u postupku sinteze PID regulatora. Naime, Odzivi veličina pojednostavljenih i ne pojednostavljenih modela na slikama 40 i 41 leže jedni na drugima te ih je teško razlučiti.

Na slici 41 prikazan je odziv pozicije klipa pogonskog cilindra zatvorene regulacijske petlje na sinusnu pobudu, dok su na slici 42 prikazani odzivi brzine, tlaka i struje za istu pobudu. Vidljivo je da regulacijski krug pozicije pogonskog cilindra u određenoj mjeri kasni za referencom (oko 20 ms). Na slici 42 u odzivu tlaka p javljaju se negativni iznosi, ovaj tlak ne treba mješati s apsolutnim tlakom. Kako je modelirano u jednadžbi (5c) p je relativan iznos promjene tlaka zbog protoka fluida među cilindrima i u modeliranju nije uzeta njegova početna vrijednost. Prilikom montaže spojke i aktuatora tlak u cilindrima se unaprijed nabije i trebao bi ostati konstantan tijekom rada sustava (oko 2 bar). Negativni iznos tlaka p je iznos pada tog prednabijenog tlaka koji se događa zbog djelovanja potisne opruge koja gura klip radnog cilindra naprijed prema potisnom ležaju spojke čime širi volumen fluida.



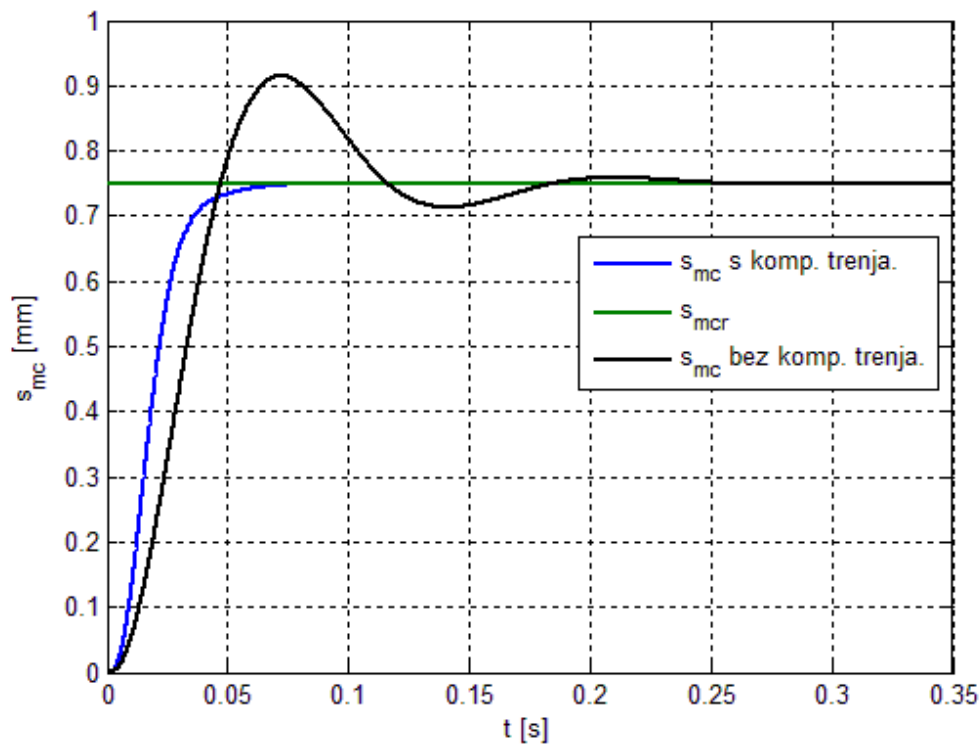
Slika 41. Odziv pozicije klipa pogonskog cilindra na sinusnu pobudu



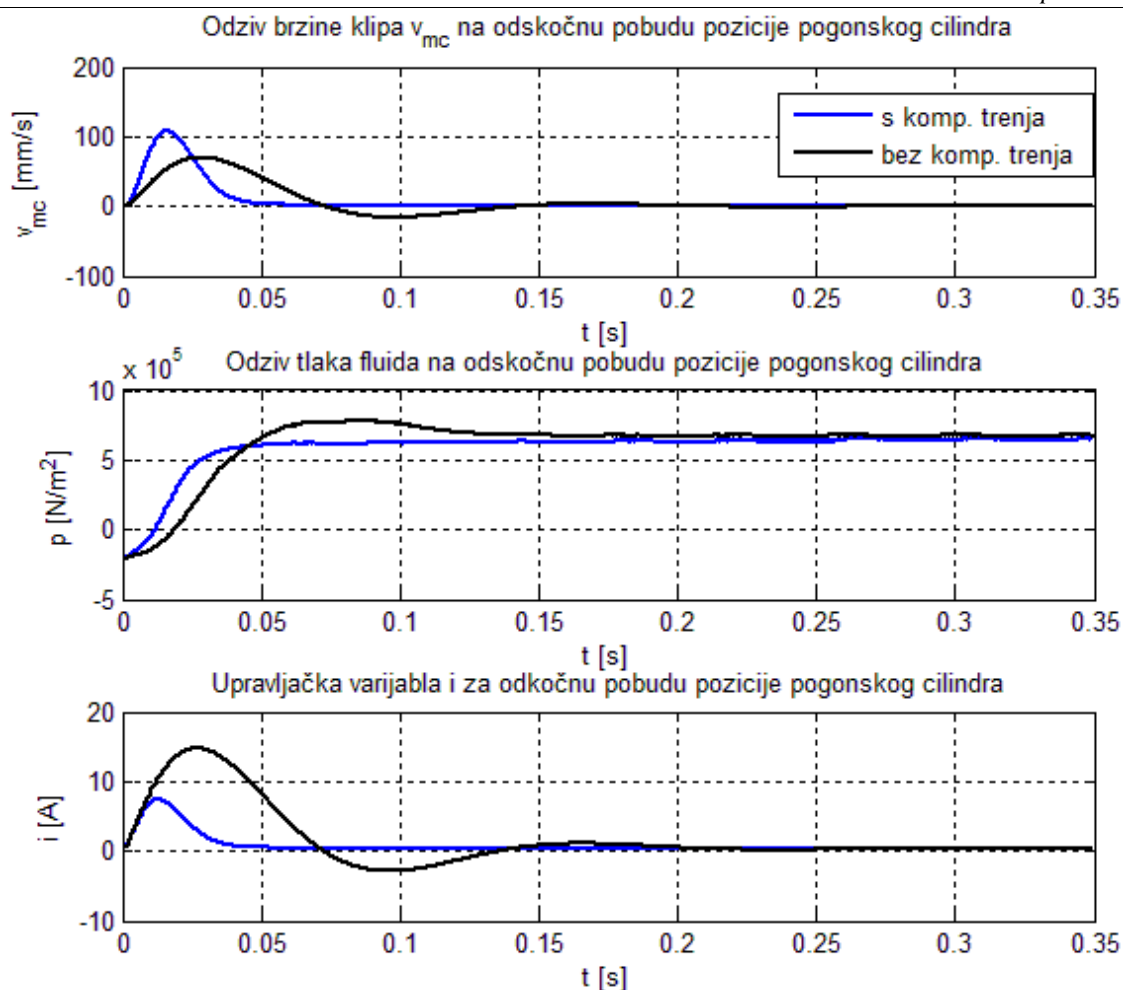
Slika 42. Odziv brzine klipa pogonskog cilindra, tlaka fluida i struje armature na sinusnu pobudu pozicije klipa pogonskog cilindra

Na slici 43 prikazan je utjecaj prekomjernog trenja na odziv pozicije klipa pogonskog cilindra pomoću simulacije s odskočnom pobudom. Na slici 44 prikazani su popratni odzivi brzine pogonskog klipa, tlaka fluida i struje motora. Do trenja može doći na strani pogonskog cilindra i DC motora (HCA) i na strani radnog cilindra (CSS). U prikazanom odzivu uzeta su u obzir oba izvora trenja modeliranih kako je prikazano na slici 26 pretjerano velikog iznosa od 30% iznosa pogonskih sila/momenta. Pojednostavljeni modeli trenja u ovom slučaju uzrokuje značajno nadvišenje i oscilacije pozicije klipa pogonskog cilindra s_{mc} i struje motora i (crna linija) što nije povoljno u kontekstu e spojke zbog potencijalne mogućnosti udaranja klipova cilindra u graničnike. Trenje predstavlja otpor gibanju klipa pogonskog cilindra te ga usporava, PID regulator kompenzira to povećanjem struje motora što rezultira većom silom koja djeluje na klip nego je potrebna te ga prebacuje preko reference pozicije. Uključivanjem kompenzacijskog djelovanja preko struje motora i_{komp} izvedenog u jednadžbi (24) eliminiraju

se nadvišenja pozicije pogonskog cilindra s_{mc} i struje motora i . Uz djelovanje PID regulatora uključuje se i dinamika trenja te se struja motora ne šalje u veliko nadvišenje koje će razultirati nadvišenjem pozicije pogonskog cilindra. Iako u ovom radu nije korišten stribeckov model trenja, signal kompenzacije i_{komp} dan jednadžbom (24) će neovisno o modelu trenja izgledati isto.



Slika 43. Nadvišenje pozicije pogonskog cilindra uzrokovane velikim trenjem

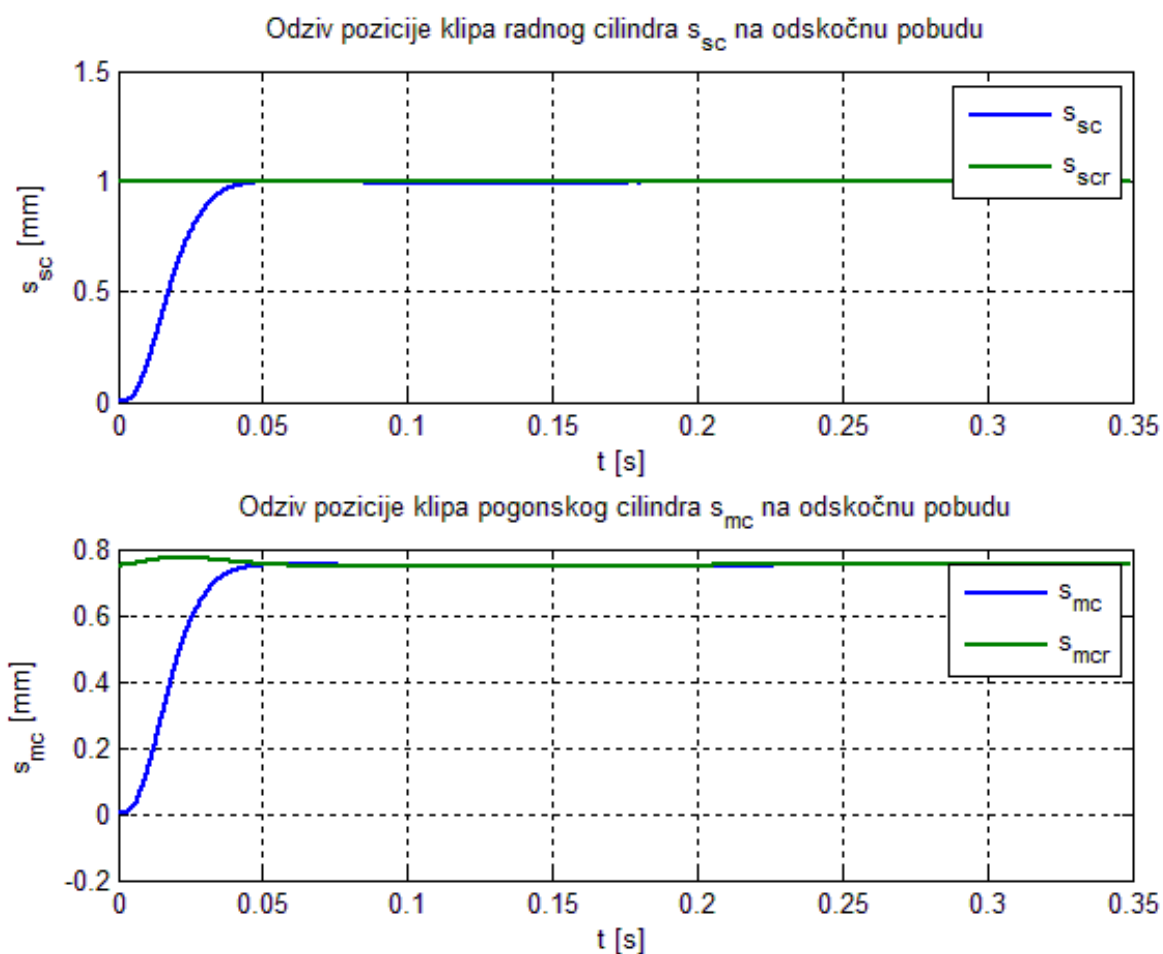


Slika 44. Odzivi brzine klipa radnog cilindra, tlaka fluida i struje armature na odskočnu pobudu pozicije pogonskog cilindra pri visokom trenju.

5.2. Rezultati simulacija regulacijskog kruga položaja radnog cilindra

Nadređeni I regulator služi za kompenzaciju pogreške pozicije klipa radnog cilindra uzrokovane odstupanjem realnog fluida od idealnog i efekt stišljivosti fluida. U slučaju da je fluid potpuno nestlačiv svaki pomak klipa pogonskog cilindra istovremeno bi se preko nestlačivog fluida prenio na klip radnog cilindra. I regulator prima pogrešku slijeđenja pozicije klipa radnog cilindra $e = s_{scr} - s_{sc}$ te prosljeđuje referencu pozicije klipa pogonskog cilindra s_{mcr} podređenom PID regulatoru. I djelovanje koje otklanja pogrešku slijeđenja se usporava referentnim modelom dok se predupravljanjem direktno ubrzava dostizanje reference. Na slici 45 prikazani su odzivi pozicije klipa radnog cilindra (gore) i pozicije klipa pogonskog cilindra (dolje) za odskočnu pobudu pozicije klipa radnog cilindra. Na slici 47 prikazani su odzivi brzine radnog i pogonskog klip, tlaka fluida i struje na odskočnu pobudu pozicije klipa radnog cilindra. Simulacije se također obavljaju s uključenim modelom spojke i

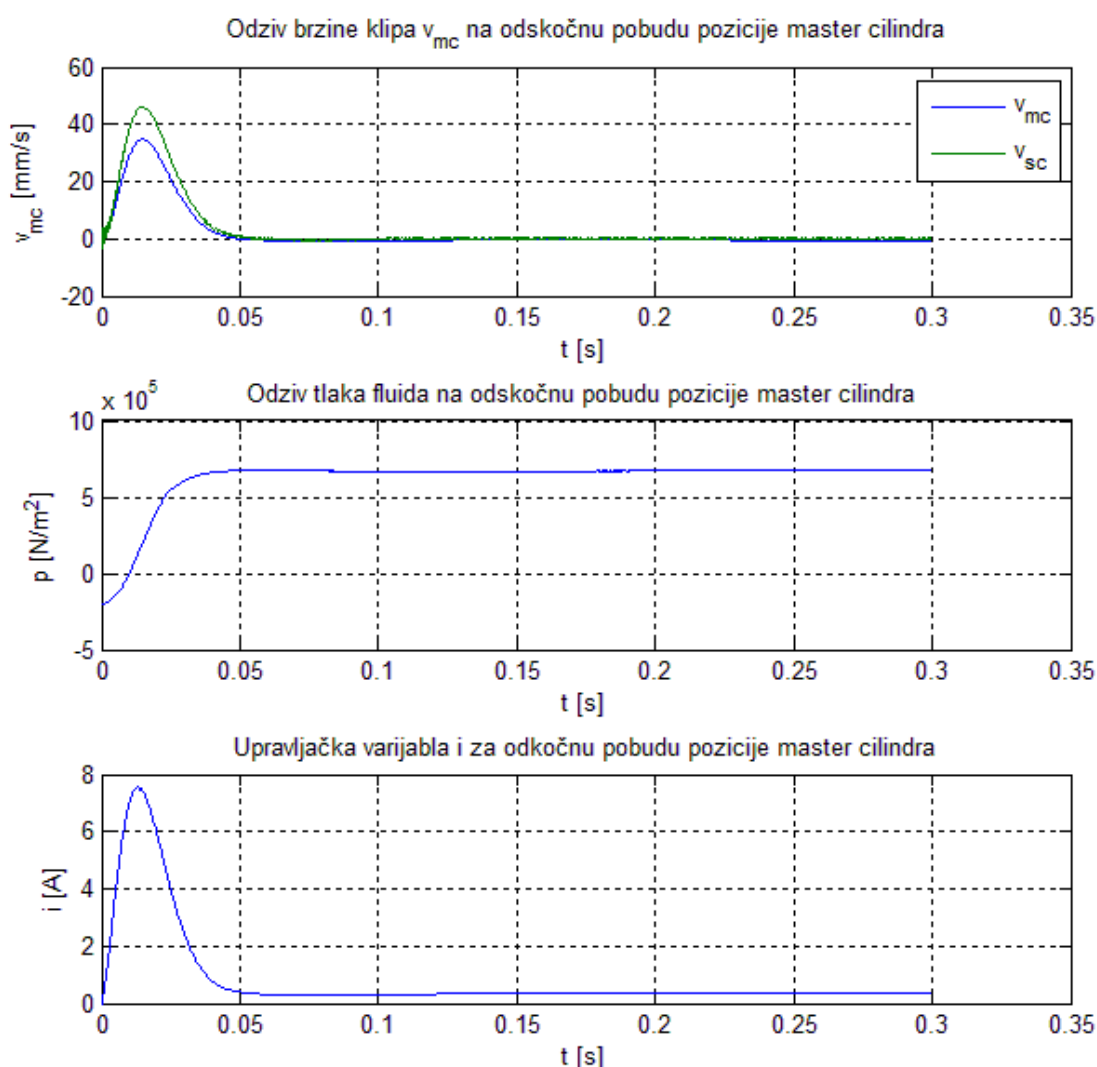
potisnog ležaja. Karakteristični odnos modelske funkcije iz jednadžbe (29) odabran je $D_2 = 0.15$ dok je ekvivalentna vremenska konstanta zatvorene regulacijske petlje pozicije klipa radnog cilindra tada $T_{eq} = 135$ ms. Vrijednost $D_2 = 0.15$ otprilike je određena i relativno je niska da bi se osigurao aperiodski odziv. Zbog tako niske vrijednosti $D_2 = 0.15$ ekvivalentna vremenska konstanta T_{eq} regulacijskog kruga radnog cilindra je relativno velika što će uzrokovati opet relativno sporo integriranje pogreške odnosno dugo vrijeme smirivanja. Zbog toga je uvedeno predupravljanje koje će ubrzati odziv dok će I djelovanje sporije smanjivati pogreške slijeđenja.



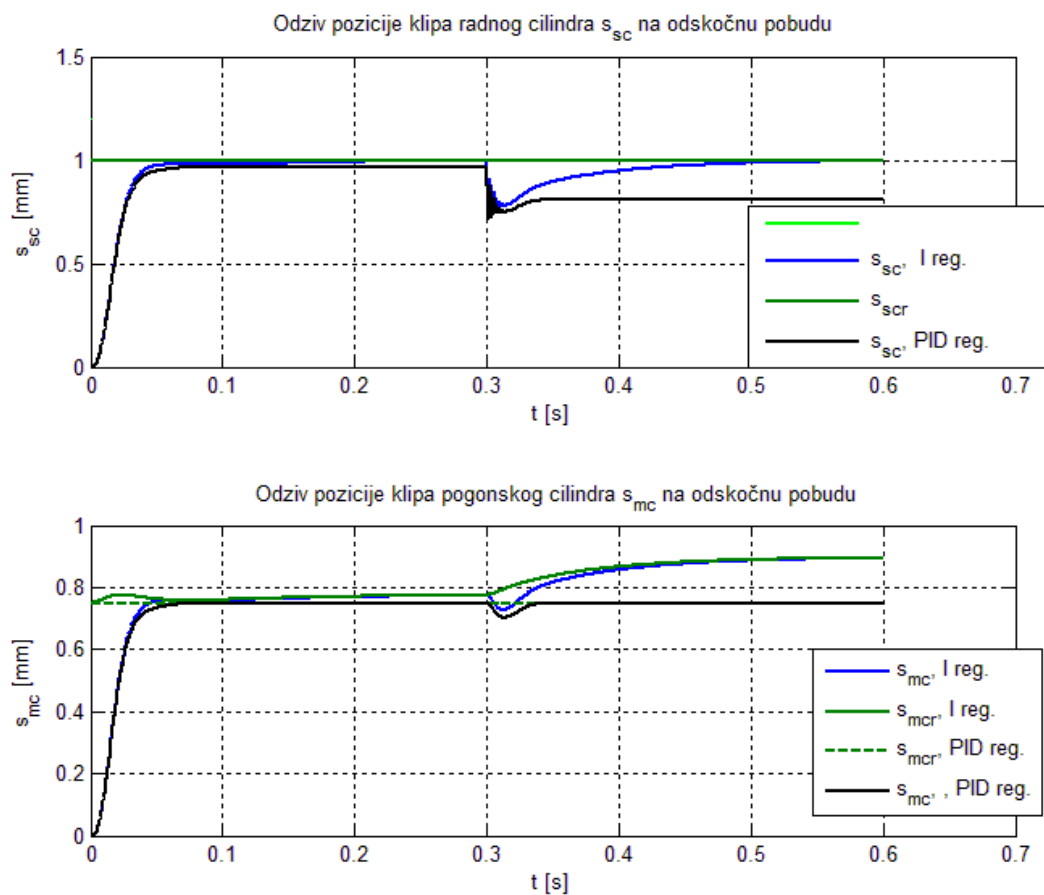
Slika 45. Odzivi pozicije klipa radnog cilindra i pozicije klipa pogonskog cilindra za odskočnu pobudu pozicije klipa radnog cilindra

Na slici 47 prikazan je odziv pozicije klipa radnog cilindra (gore) i pogonskog cilindra (dolje) na odskočnu pobudu s udarnim opterećenjem u $t = 0.25$ s. Taj odziv uspoređen je sa odzivom pozicije klipa radnog cilindra zatvorene regulacijske petlje po poziciji klipa pogonskog cilindra gdje nadređeni I regulator ne ispravlja grešku uslijed stlačivosti fluida. Da bi se naglasio učinak stlačivosti fluida na regulaciju pozicije klipa radnog cilindra u simulaciji

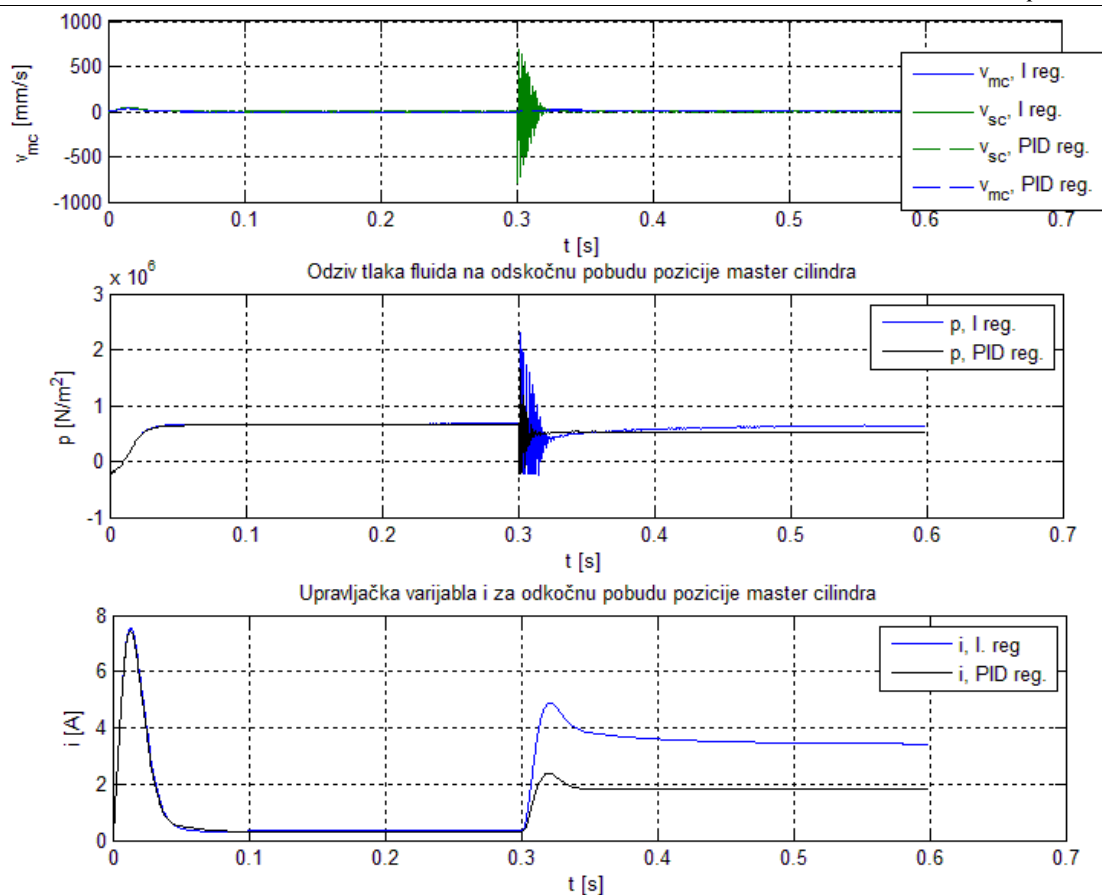
je smanjena stišljivost fluida za red veličine $\beta=1.9 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$. U ovom trenutku nije poznato koliko će se u praksi smanjiti stišljivost fluida zbog temperaturnih utjecaja, utjecaja kavitacije, te elastičnosti cjevovoda i brtvi, ali ovo je vjerojatnija vrijednost od teorijske. Pri smanjenoj stišljivosti fluida i uz opterećenje pozicija radnog cilindra će poprimiti vrijednost manju od one pretpostavljene nestalčivošću fluida $s_{sc} = A_{mc} \cdot s_{mc} / A_{sc}$ (slika 47 crna linija). Da bi se to ispravilo uvodi se I regulator koji će ispraviti pogreške očekivane pozicije radnog cilindra (slika 47 plava linija). Iz slike 47 može se vidjeti i utjecaj velikog ekvivalentnog vremena regulacijskog kruga radnog cilindra T_{eq} . Pogreška pozicije klipa radnog cilindra puno se sporije kompenzira I regulatorom od prvotnog postizanja reference pozicije koje je ubrzano predupravljanjem. Na slici 48 prikazani su popratni odzivi brzine klipova radnog i pogonskog cilindra, tlak fluida i struje.



Slika 46. Odzivi brzine radnog i pogonskog klipa, tlaka fluida i struje na odskočnu pobudu pozicije klipa radnog cilindra



Slika 47. Odziv pozicije klipa radnog cilindra na odskočnu pobudu s udarnim opterećenjem u $t = 0.25$ s u slučaju kaskadne strukture s nadređenim I regulatorom i u slučaju samo PID regulatora

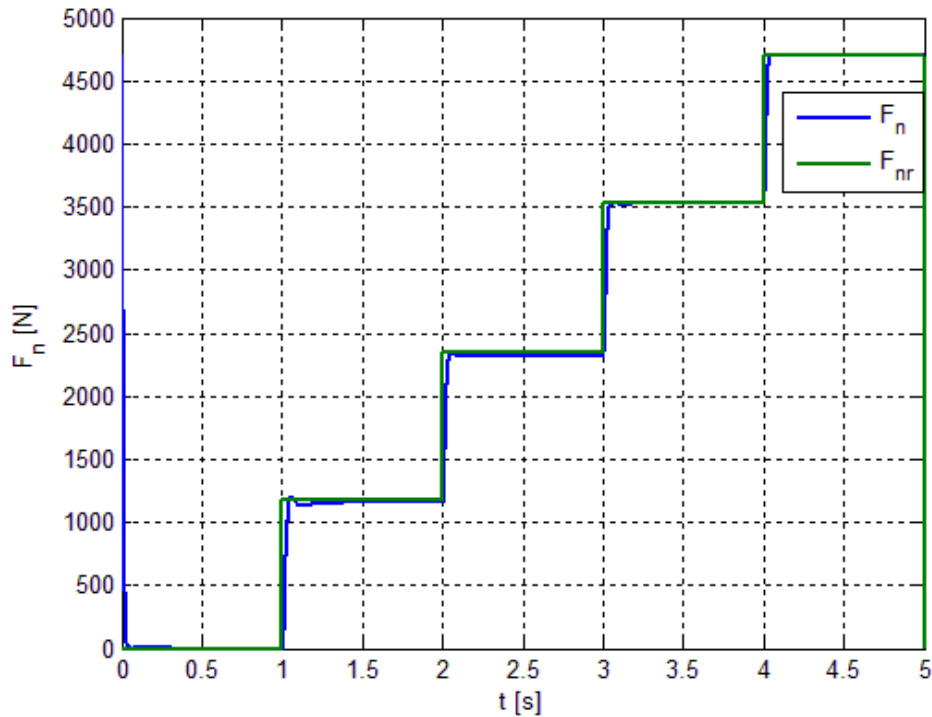


Slika 48. Odzivi brzina klipova cilindra na odskočnu pobudu pozicije radnog cilindra s udarnim opterećenjem u $t = 0.25$ s u slučaju kaskadne strukture s nadređenim I regulatorom i u slučaju samo PID regulatora

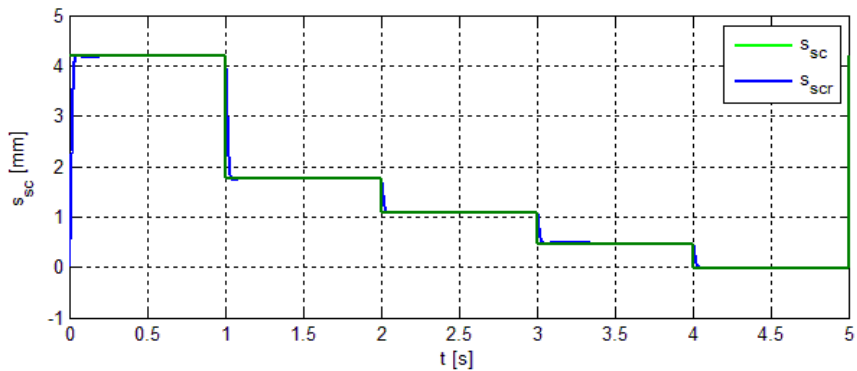
5.3. Rezultati simulacije upravljanja normalnom silom spojke

Na najvišoj kaskadnoj obavlja se upravljanje normalnom silom spojke u otvorenoj petlji. Upravljanje normalnom silom se odvija u otvorenoj petlji i nema povratne informacije pa točnost sljeđenja reference normalne sile F_{nr} ovisi o tome koliko je kvalitetno snimljena look-up tablica $F_{nr}(s_{scr})$ te se prilikom njenog snimanja mora obratiti posebna pozornost na njenu točnost. Pogreška sljeđenja $e = F_{nr} - F_n$ neće se nikad u potpunosti eliminirati ali dovoljno je da ostane u određenim granicama. Na slici 49 prikazan je odziv normalne sile spojke na promjenjivu odskočnu pobudu, na slici 50 popratne pozicije klipova radnog i pogonskog cilindra, a na slici 51 popratne brzine klipova, tlak fluida i struja beskolektorskog DC motora. Na slikama 52, 53, i 55 prikazani su isti odzivi za sinusnu pobudu. Iz priloženih slika je vidljivo da normalna sila u kratkom vremenu poprima vrijednost dovoljno blizu referentne vrijednosti bez značajnih nadvišenja i prilikom odskočne reference i promjenjive sinusne reference što je od najveće važnosti za upravljanje e-spojkom. Brzina smirivanja

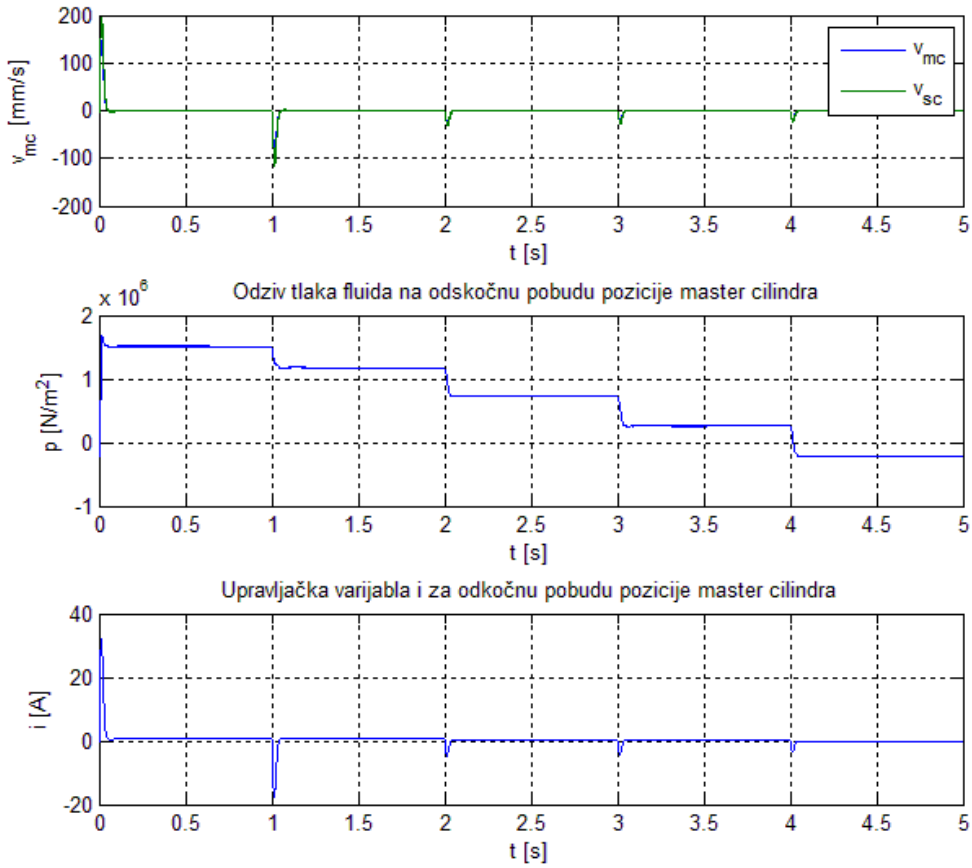
odziva F_n jednaka je brzini smirivanja pozicije klipa radnog cilindra jer dinamika spojke ne unose nikakva značajnija kašnjenja u sustav. Negativnost tlaka na slici 50 je objašnjena ranije u poglavlju 5.1.



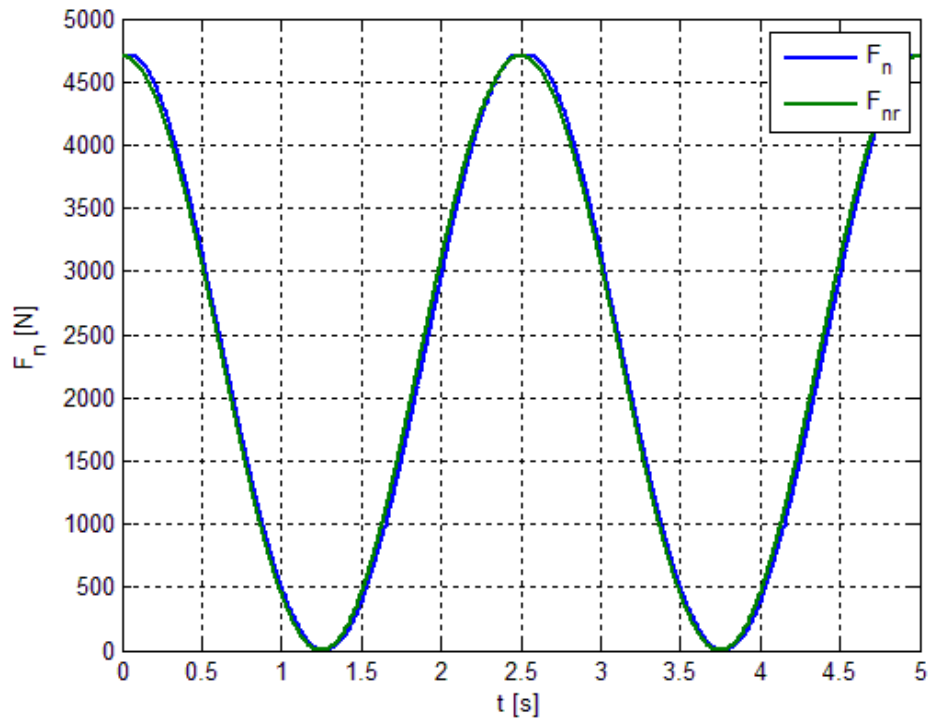
Slika 49. Odziv normalne sile spojke na promjenjivu odskočnu referencu



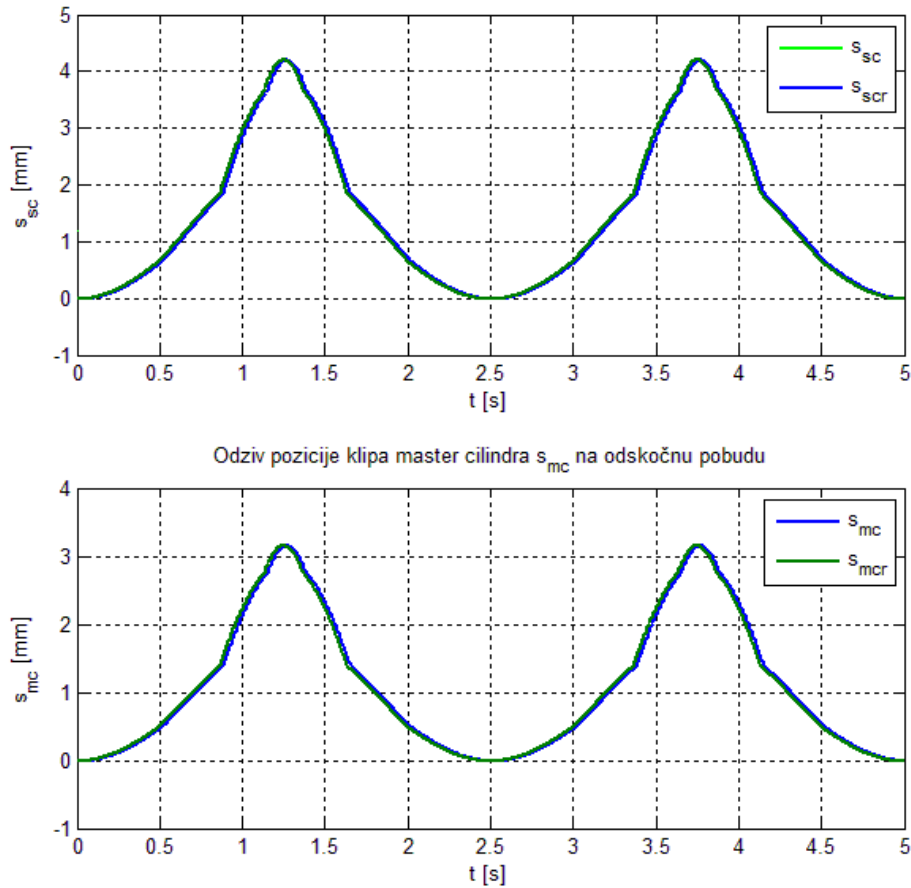
Slika 50. Odzivi pozicija klipova pogonskog i radnog cilindra na promjenjivu odskočnu referencu normalne sile



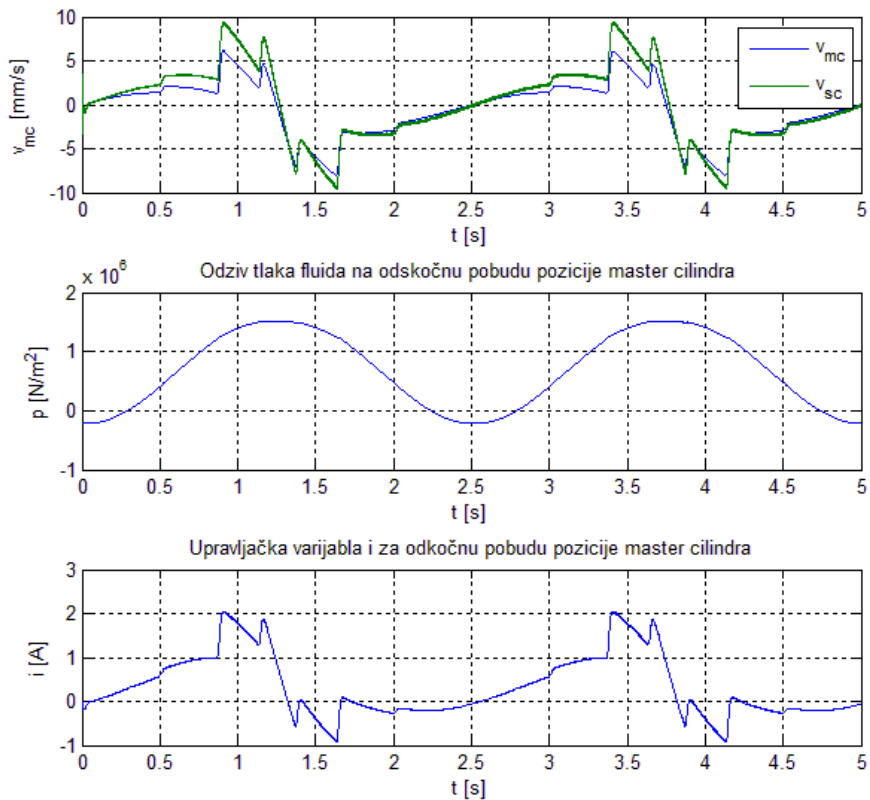
Slika 51. Odzivi brzina klipova, tlaka fluida i struje DC motora na promjenjivu odskočnu pobudu



Slika 52. Odziv normalne sile spojke na sinusnu pobudu

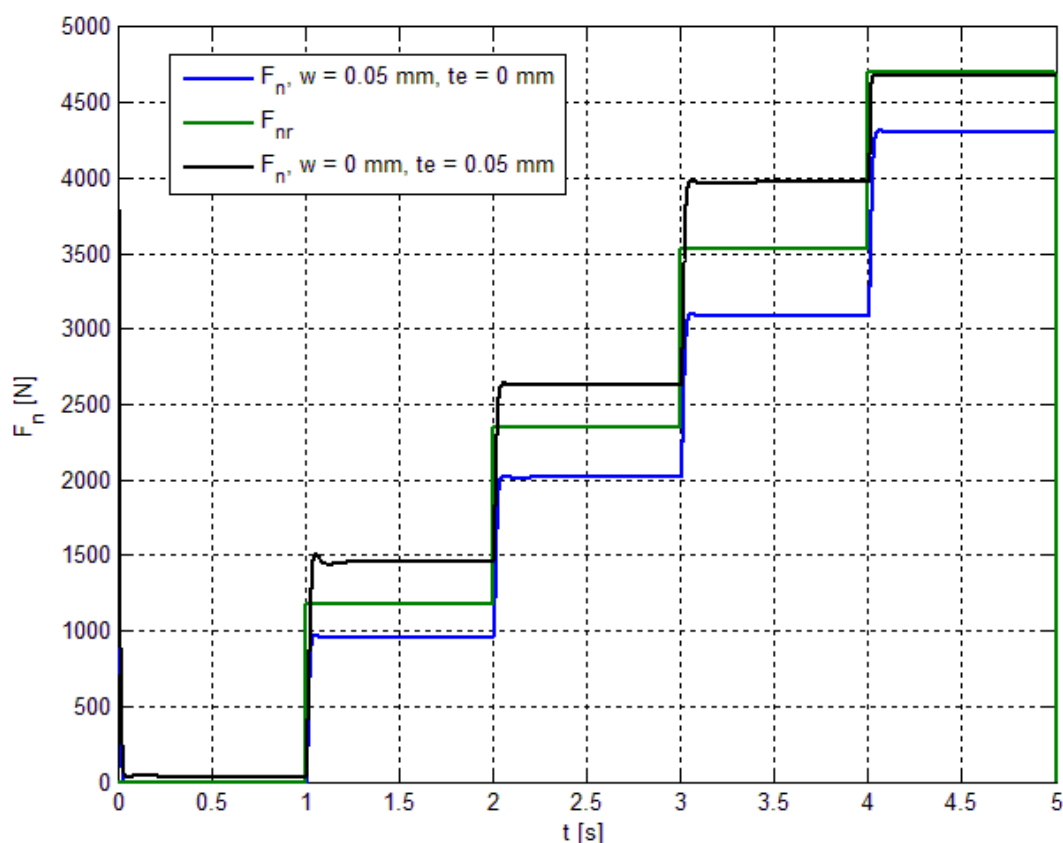


Slika 53. Odzivi pozicija klipova pogonskog i radnog cilindra na sinusnu pobudu normalne sile



Slika 54. Odzivi brzina klipova, tlaka fluida i struje DC motora na sinusnu pobudu

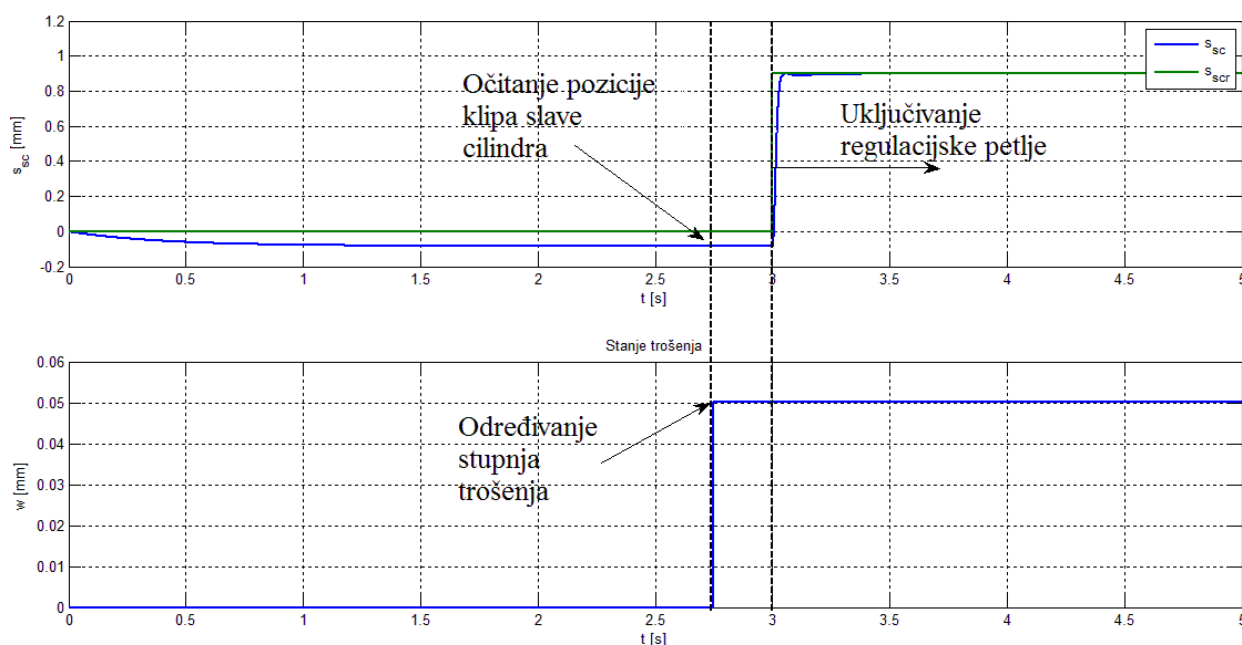
Na slici 55 prikazani su odzivi normalnih sila na promjenjivu odskočnu pobudu u slučaju trošenja i u slučaju toplinskog širenja. Pri trošenju se za istu vrijednost pozicije klipa radnog cilindra jednakoj onoj u nominalnom slučaju bez trenja dobije manja normalna sila, $F_{n(s_{sc})}$ karakteristika pokazan na slici 31 je pomaknuta u lijevo. Ako u slučaju trošenja upravljački signal dobiven look-up tablicom dađe hod koji odgovara nominalnom stanju bez trošenja taj hod klipa radnog cilindra će uzrokovati da se spojka više otvara zbog pomaka početne točke tanjuraste opruge dalje od zamašnjaka te normalna sila spojke će biti značajno manja od referentne vrijednosti. U slučaju toplinskog širenja slučaj je obrnut. $F_{n(s_{sc})}$ karakteristika se pomiče u desno te će se za isti iznos pozicije klipa radnog cilindra dobiti veća normalna sila. Ako sad pak upravljački signal dobiven prema look-up tablici prema nominalnom slučaju bez toplinskog širenja dađe hod klipa radnog cilindra, taj hod neće biti dovoljno velik da otvori spojku na željeni iznos normalne sile jer se početna točka tanjuraste opruge pomakla prema zamašnjaku.



Slika 55. Odzivi normalnih sila na promjenjivu odskočnu pobudu u slučaju trošenja i u slučaju toplinskog širenja.

Za kompenzaciju trošenja ili toplinskog širenja potrebno je prvo znati stupanj trošenja w ili toplinskog širenja te . Njih se može dobiti iz očitavanja pozicije klipa radnog cilindra i unaprijed snimljene look-up tablice detekcije stupnja trošenja i toplinskog širenja prikazane

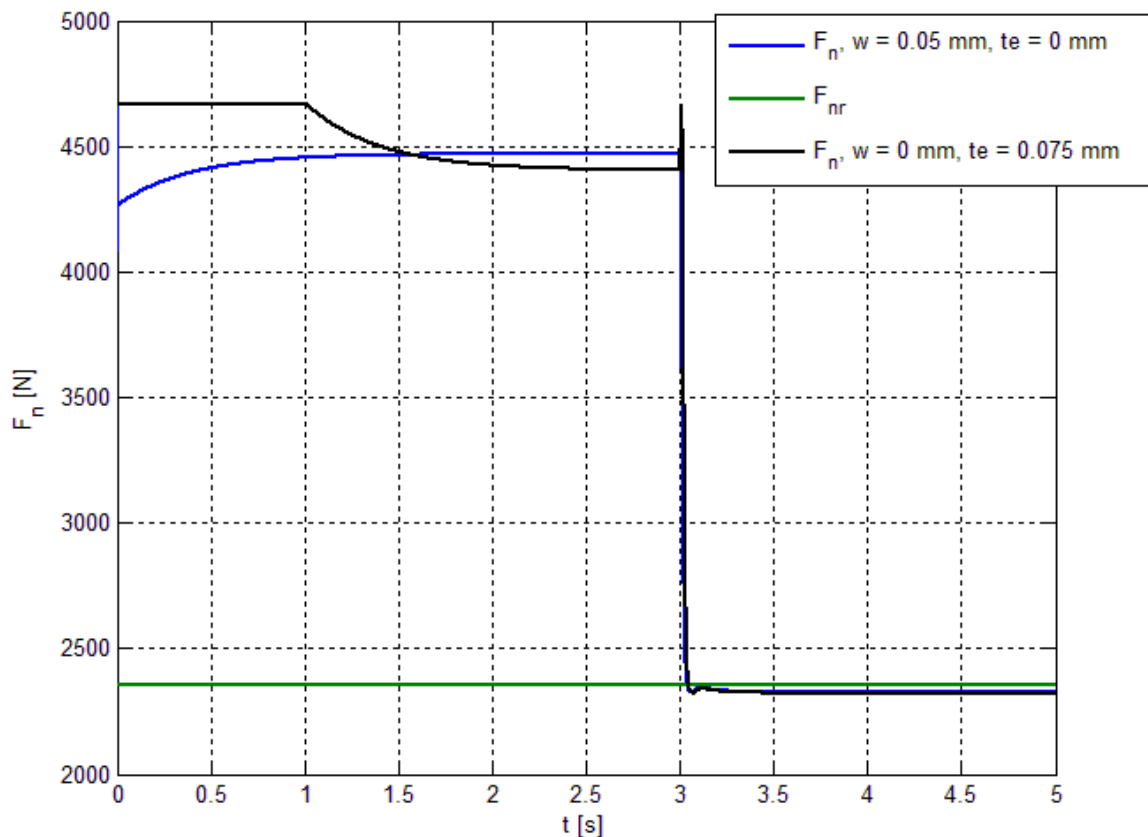
na slici 38. Potrebno je deaktivirati zatvoreni regulacijski (postaviti struju beskoлектorkog motor u $i = 0$) krug pozicije klipa radnog i pogonskog cilindra te očitati poziciju radnog klipa. Dok je regulacijska petlja deaktivirana opruge u aktuatorskom sustavu i spojci nađu ravnotežu bez vanjskih djelovanja. Na slici 56 je prikazano detektiranje stupnja trošenja spojke. Na potpuno isti način detektira se i stupanj toplinskog širenja. Trošenje i toplinsko širenje modelirani su na isti način i oboje imaju za posljedicu pomak opruga unutar spojke samo u suprotnom smjeru, zbog toga međusobno interferiraju i pri detekciji preko pozicije radnog cilindra ne mogu se razdvojiti. Postupak trošenja je mnogo sporiji od toplinskog širenja pa se stoga prije početka svakog dužeg rada spojke dok je spojka hladna preko pozicije klipa radnog cilindra može izmjeriti stupanj trošenja čime će se onda znati za koliko se točno spojka toplinski raširila prilikom eksploatacije. Kad je stupanj toplinskog širenja odnosno trošenja poznat kompenzacijskim se djelovanjem može eliminirati njegov utjecaj.



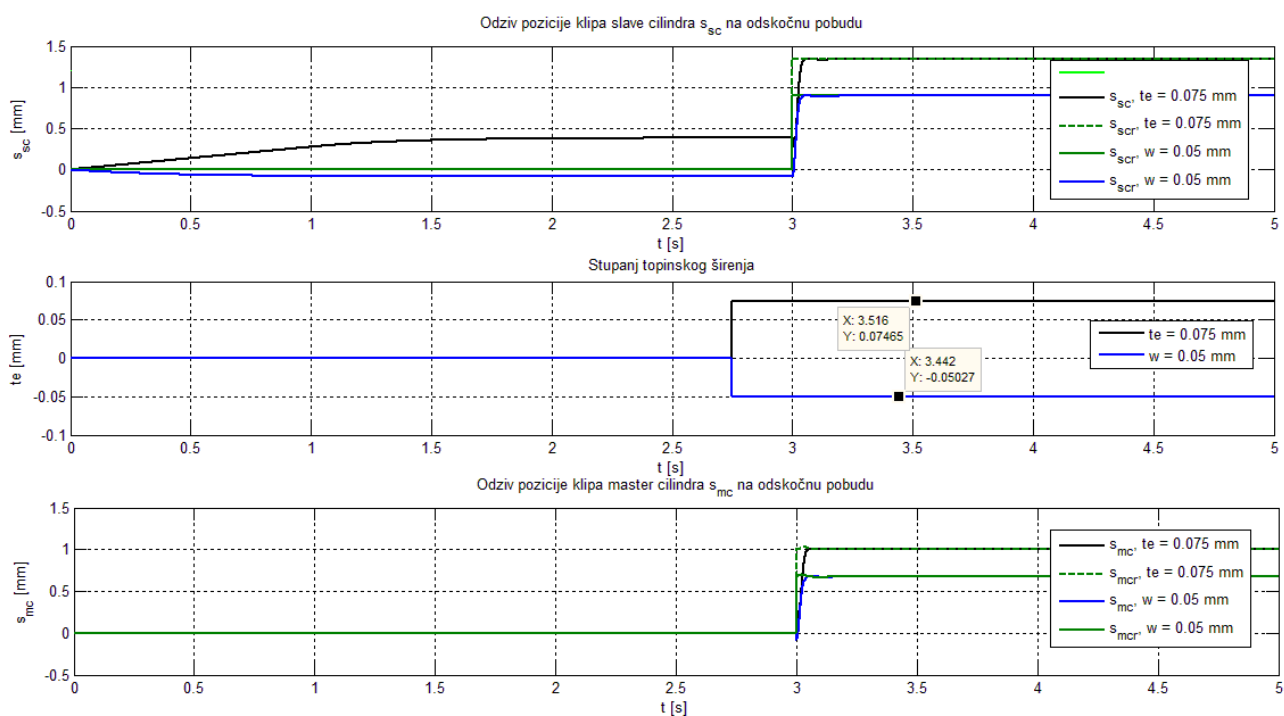
Slika 56. Detekcija stupnja trošenja tarne obloge

Na slici 57 prikazan je odziv normalne sile spojke na odskočnu pobudu u slučaju trošenja i u slučaju toplinskog širenja uz aktivnu kompenzaciju trošenja i toplinskog širenja. Na slikama 58 i 59 prikazani su popratni odzivi pozicija klipova, brzina klipova, tlaka fluida i struje DC motora. Na slici 58 prikazana je i detekcija stanja spojke, gdje negativne vrijednosti označuju stupanj trošenja, a pozitivne stupanj toplinskog širenja. Do treće sekunde sustav se pušta da se istitra i da uravnoteži poziciju klipa radnog cilindra kako bi se odredio stupanj trošenja ili toplinskog širenja. Nakon toga aktivira se kaskadni sustav upravljanja normalnom

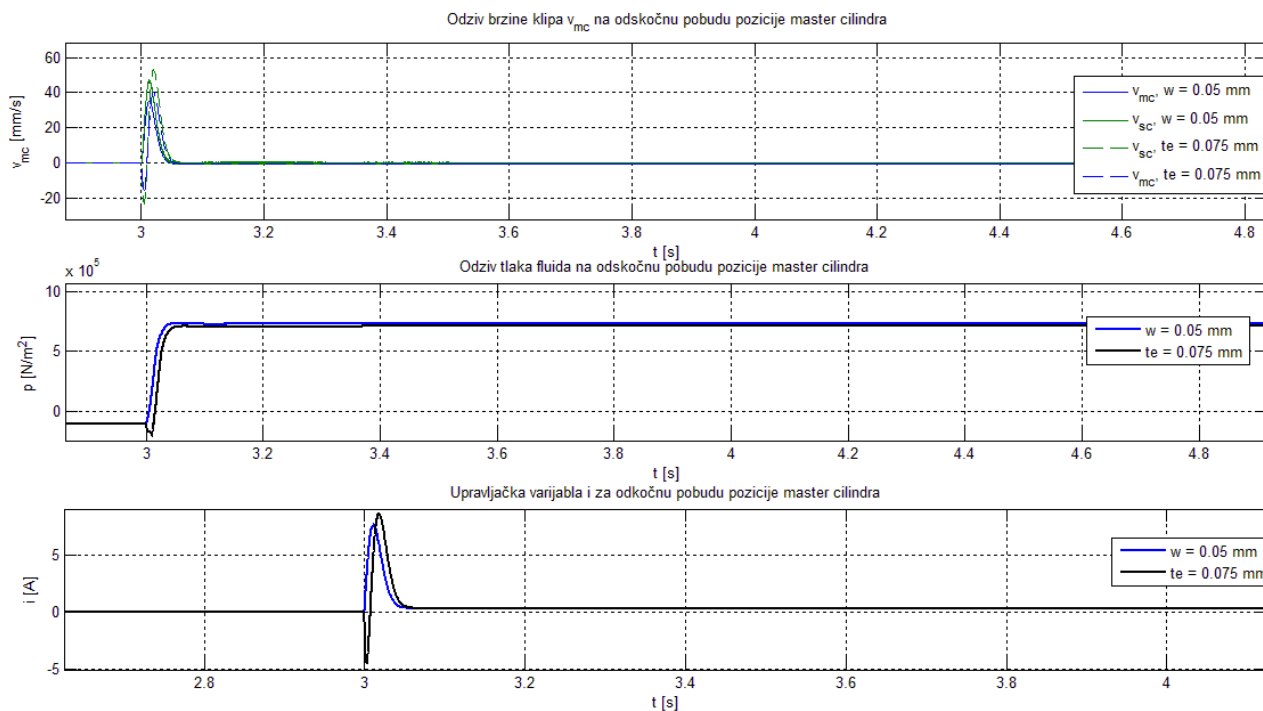
silom. Iako se kompenzacijom ne može potpuno eliminirati odstupanje normalne sile F_n od njezine reference F_{nr} zbog utjecajnih faktora ta se pogreška svodi na prihvatljivu razinu.



Slika 57. Odziv normalne sile spojke na odskočnu pobudu u slučaju trošenja i u slučaju toplinskog širenja uz aktivnu kompenzaciju trošenja i toplinskog širenja



Slika 58. Odzivi pozicije klipova cilindara za odskočnu pobudu normalne sile



Slika 59. Odzivi brzina klipova, tlaka fluida i struje DC motora za odskočnu pobudu normalne sile

6. ZAKLJUČAK

U ovom radu predstavljena je kaskadna struktura upravljanja normalnom silom spojke pomoću elektro-hidrauličkog aktuatora. Kaskadna struktura upravljanja odabrana je zbog praktičnosti kod podešavanja parametara, upuštanja u rad te limitiranja varijabli naspram alternativa kao što je regulator stanja. Potrebni su samo senzori pozicije klipova pogonskog i radnog cilindra koji dolaze unaprijed ugrađeni u HCA i CSS module što je pogotovo povoljno za smanjenje cijene proizvodnje u velikim serijama.

Na najvišoj hijerarhijskoj razini obavlja se upravljanje normalnom silom spojke u otvorenoj petlji pomoću unaprijed snimljene look-up tablice. Analizirani su i simulirani utjecaji toplinskog širenja potisne ploče i trošenja tarnih obloga na normalnu silu spojke. Osmišljen je način njihove detekcije, mjerenjem pozicije klipa radnog cilindra, i kompenziranja utjecajnih faktora korigiranjem reference pozicije klipa radnog cilindra.

Na među razini I regulator regulira poziciju klipa radnog cilindra u zatvorenoj regulacijskoj petlji. Osim I djelovanja na ovoj razini dodano je i predupravljačko djelovanje, koje skaliranu referencu radnog cilindra prosljeđuje izravno podređenom regulacijskom krugu pozicije pogonskog cilindra, radi što bržeg odziva pozicije radnog klipa. U granu referente varijable I regulatora dodan je referentni model, kako bi I regulator sudjelovao samo u otklanjanju poremećaja, a ne i u ubrzavanju odziva koje bi dovelo do nadvišenja. Sinteza I regulatora obavljena je koristeći optimum dvostrukog odnosa. Simulacijski je pokazana uloga i smisao I regulatora u realnom slučaju kada je stlačivost fluida prisutna. Prednost ovakvog I regulatora potopmognutog s predupravljanjem i referentnim modelom je mogućnost ostvarivanja točno tražene pozicije klipa radnog cilindra koja direktno utječe na normalnu silu spojke što se nebi moglo ostvariti samo podređenim PID regulatorom.

Na najnižoj hijerarhijskoj razini PID regulator regulira poziciju klipa pogonskog cilindra, a sinteza regulacijskog kruga također je provedena koristeći optimum dvostrukog odnosa. U sintezi je uvedena pretpostavka nestlačivosti fluida, čime je podmodel radnog cilindra sveden na onaj pomoćnog cilindra. Za normalne radne uvijete to se može pretpostaviti bez unošenja značajnije greške u sintezu, što je pokazano simulacijama, a zadatak utjecaja stlačivosti fluida na stacionarnu pogrešku ima nadređeni I regulator. Analiziran je i utjecaj trenja te je odgovarajućim kompenzacijskim djelovanjem ublažen.

Sinteze parametara PID i I regulatora su obavljene tako da se osigura što brži odziv reguliranih varijabli sa aperiodskim odzivom. Značajnije nadvišenje pozicija klipova pogonskog ili radnog cilindra imati će za posljedicu udaranja klipova u graničnike i nadvišenja normalne sile spojke što bi se prilikom vožnje moglo osjetiti kao neugodni trzaji vozila tokom otvaranja ili zatvaranja spojke.

Upravljačka struktura bi se dodatno mogla poboljšati optimiranjem karakterističnih odnosa optimuma dvostrukog odnosa kako bi se dobio još brži aperiodski odziv. Parametri dinamičkih sustava pretpostavljeni su na osnovi djelomične tehničke dokumentacije prikupljene iz više izvora, te bi ih trebalo potvrditi i po potrebi korigirati temeljem eksperimentalne identifikacije i uvida u stvarno sklopovlje e-spojke. Isto vrijedi i za sustav regulacije, koji se treba potvrditi kroz eksperimentalne odzive i po potrebi prepodesiti i modificirati. Na predloženu upravljačku strukturu mogla bi se nadodati nadređena regulacijska petlja koja će regulirati brzinu klizanja spojke.

LITERATURA

- [1] Tehnika motornih vozila, HOK/POUZ, Zagreb, 2006.
- [2] P. Giani, M. Tanelli, S. M. Savaresi, D. Selmanaj: Electro-mechanical clutch-by-wire control for spot motorcycles, 2014 European Control Conference, Strasbourg, 2014.
- [3] P.J. Dolcini, C.C. de Wit, H. Bechart: Dry clutch control for Automotive application, Springer, London, 2010.
- [4] J. Deur, V. Ivanović, Z. Herold, M. Kostelac: Dry clutch control based on electromechanical actuator position feedback loop, Int. J. Vehicle Design, Vol. 60, Nos. 3/4, 2012.
- [5] J.Kroll, M. Hausner, R. Seebacher: Mission CO2 Reduction - The future of the manual transmission, LuK Symposium 2014.
- [6] M. Zink, R. Shead, R. Welter: Clutch Release Systems, LuK Symposium 2002
- [7] Bond graph, 5.7.2015., <https://en.wikipedia.org/wiki/Bond_graph>
- [8] V. Ivanović, J. Deur, H.E. Tseng: Bond graph of Electromechanical Actuation System for a Dry Dual Clutch
- [9] D. Pavković, J. Deur, "Modeling and Control of Electronic Throttle Drive: A practical approach – from experimental characterization to adaptive control and application", Lambert Academic Publishing, Saarbrücken, 2011.
- [10] J. Deur, D. Pavković: nastavni materijali iz kolegija "Elektromotorni servopogoni"