

Aktivno prigušenje vibracija elektromotornog pogona naftnog bušnog vretena primjenom estimatora torzijskog momenta

Valek, Danijel

Undergraduate thesis / Završni rad

2010

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://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:352366>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-12-27**

Repository / Repozitorij:

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



Sveučilište u Zagrebu

Fakultet strojarstva i brodogradnje

ZAVRŠNI RAD

Danijel Valek

Zagreb, 2010

Sveučilište u Zagrebu

Fakultet strojarstva i brodogradnje

ZAVRŠNI RAD

Voditelj rada:

Prof. dr.sc. Joško Deur

Danijel Valek

Zagreb, 2010

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečeno znanje i navedenu literaturu.

Zahvaljujem prof.dr.sc. Jošku Deuru na prihvaćanju mentorstva za ovaj rad.

Zahvala dr.sc. Danijelu Pavkoviću za vođenje kroz rad i za korisne savjete.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne 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 | Prilog |
| Klasa: | |
| Ur.broj: | |

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Danijel Valek**

Mat. br.: 0035163007

Naslov: **Aktivno prigušenje vibracija elektromotornog pogona naftnog bušnog vretena primjenom estimatora torzijskog momenta**

Opis zadatka:

Regulirani elektromotorni pogon naftnog bušnog vretena karakteriziran je izraženom torzijskom elastičnošću zbog velike duljine vretena. Torzijska elastičnost u kombinaciji s visokim statičkim trenjem na strani tereta uzrokuje izražene torzijske vibracije pogona. Torzijske vibracije narušavaju kvalitetu procesa bušenja, te ih je potrebno prigušiti primjenom prikladnih regulacijskih algoritama. U radu je potrebno:

- Opisati strukturu i postaviti odgovarajući matematički model pogona naftnog bušnog vretena;
- provesti sintezu sustava regulacije brzine vrtnje pogonskog elektromotora primjenom kriterija simetričnog optimuma;
- realizirati Luenbergerov estimator torzijskog momenta temeljem mjerenja struje i brzine vrtnje pogonskog motora;
- provesti sintezu sustava aktivnog prigušenja torzijskih vibracija, koji djeluje u grani referentne vrijednosti brzine vrtnje pogonskog motora;
- ispitati projektirani sustav aktivnog prigušenja simulacijom na računalo i analizirati njegovu robusnost na promjene parametara pogona.

U radu je, također, potrebno navesti korištenu literaturu, te eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

11. prosinca 2009.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Joško Deur

Rok predaje rada:

Prosinac 2010.

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Dubravko Majetić

Sažetak

U radu je istražen utjecaj trenja i torzijskih vibracija na brzinu dlijetla na kraju bušnog vretena. Postavljen je matematički model na temelju teoretskih razmatranja modela dvomasenog sustava s elastičnom vezom. Projektiran je PI regulator brzine vrtnje motora. Zatim je izvedeni realiziran estimator momenta i brzine na strani motora koji se uklapa u sustav aktivnog prigušenja temeljenog na estimiranim veličinama i povratnoj vezi po brzini vrtnje motora. Ispitana je robustnost regulacijskog sustava na promjene parametara bušnog pogona. Rezultati svih simulacija izvedeni su u programskom paketu MATLAB/SIMULINK.

Ključne riječi: regulacija, bušno vreteno, estimator, torzijske vibracije, aktivno prigušenje, PI regulator

Sadržaj

| | |
|---|----|
| Popis slika | 8 |
| Popis simbola..... | 10 |
| 1. Uvod | 11 |
| 2. Tehnička izvedba i značajke pogona bušnog vretena | 12 |
| 2.1. Opis procesa bušenja i sastavnih uređaja | 12 |
| 2.1.1. Rotacijsko bušenje (eng. rotary drilling)..... | 12 |
| 2.2. Naftno bušno postrojenje | 15 |
| 2.3. Načini prijenosa snage na bušno vreteno | 20 |
| 2.3.1. Okretni stol | 20 |
| 2.3.2. Vršni pogon..... | 21 |
| 3. Matematički model pogona naftnog bušnog vretena..... | 22 |
| 3.1. Matematički model | 23 |
| 3.2. Trenje..... | 25 |
| 3.2.1. Karnopp-ov model trenja | 25 |
| 3.3. Parametri modela..... | 27 |
| 4. Provedba simulacije pogona naftnog bušnog vretena..... | 29 |
| 4.1. Simulacijski model nereguliranog pogona | 29 |
| 4.1.1. Rezultati simulacija..... | 29 |
| 4.1.2. Odziv bez trenja..... | 29 |
| 4.1.3. Odziv uz dodane učinke trenja | 30 |
| 4.2. Simulacijski model s PI regulatorom brzine vrtnje | 32 |
| 4.2.1. Podešavanje PI regulatora..... | 32 |
| 4.2.2. Odzivi bez trenja..... | 34 |
| 4.2.3. Odzivi uz trenje..... | 35 |
| 5. Sustav procjene torzijskog momenta i brzine vrtnje motora..... | 38 |
| 5.1. Luenberger-ov estimator - izvod | 38 |
| 5.2. Simulacija Luenberger-ovog estimatora..... | 41 |
| 5.2.1. Odzivi estimatora | 41 |
| 6. Sustav aktivnog prigušenja torzijskih vibracija..... | 43 |
| 6.1. Simulacija uz početnu referencu brzine | 44 |
| 6.1.1. Odzivi bez trenja..... | 44 |
| 6.1.2. Odzivi uz trenje..... | 45 |
| 6.1.3. Podešavanje parametra <i>KM-komp</i> | 46 |

| | | |
|--------|--|----|
| 6.2. | Simulacija za modificiranu vrijednost reference brzine | 47 |
| 6.2.1. | Odzivi bez razmatranja trenja | 47 |
| 6.2.2. | Odzivi uz razmatranje trenja | 48 |
| 6.2.3. | Podешavanje parametra <i>TIR</i> | 49 |
| 6.2.4. | Usporedba odziva s odzivom reguliranog pogona | 50 |
| 7. | Analiza sustava aktivnog prigušenja na promjenu parametara pogona bušnog vretena i parametara simulacijskog modela | 51 |
| 7.1. | Promjena povratne veze brzine vrtnje | 51 |
| 7.2. | Promjena inercije J_1 na strani motora | 52 |
| 7.3. | Promjena krutosti bušnog vretena..... | 53 |
| 7.4. | Promjena inercije J_2 | 54 |
| | Zaključak..... | 55 |
| | Literatura | 56 |
| | PRILOG 1 M-file (Neregulirani pogon)..... | 57 |
| | PRILOG 2 M-file (Regulirani pogon)..... | 58 |
| | PRILOG 3 M-file (Aktivno prigušenje)..... | 59 |
| | PRILOG 4 M-file (Proračun estimatora)..... | 60 |
| | PRILOG 5 (SIMULINK model trenja dlijetla)..... | 60 |

Popis slika

| | |
|---|----|
| Slika 2.2 Bušne cijevi..... | 13 |
| Slika 2.1 Bušne glave (dlijetla) | 13 |
| Slika 2.3 Teške cijevi | 14 |
| Slika 2.4 Stabilizator vretena | 14 |
| Slika 2.5 Naftno bušno postrojenje | 15 |
| Slika 2.6 Nepokretni koloturnik..... | 16 |
| Slika 2.7 Pomični sklop | 16 |
| Slika 2.8 Kuka..... | 17 |
| Slika 2.9 Isplačna spojka | 17 |
| Slika 2.10 Spoj radne šipke i okretnog stola..... | 17 |
| Slika 2.11 Sustav za dizanje | 18 |
| Slika 2.12 Crpka za cirkulaciju bušne isplake..... | 18 |
| Slika 2.13 Protuerupcijska zaštita..... | 19 |
| Slika 2.14 Isplačni rezervoar | 19 |
| Slika 2.15 Okretni stol..... | 20 |
| Slika 2.16 Vršni pogon | 21 |
| Slika 3.1 Eksperimentalni odziv – oscilacije..... | 22 |
| Slika 3.2 Shema sustava..... | 23 |
| Slika 3.3 Principna shema dvomasenog sustava | 23 |
| Slika 3.4 Blokovski dijagram matematičkog modela bušnog vretena | 24 |
| Slika 3.5 Karnopp-ov model trenja | 25 |
| 3.6 Karnopp-ov model trenja | 26 |
| Slika 4.1 Model bušnog vretena | 29 |
| Slika 4.2 Odziv brzine motora na pobudu motora | 29 |
| Slika 4.3 Odziv momenta i brzine dlijetla | 30 |
| Slika 4.4 Odzivi brzine motora na pobudu momenta..... | 30 |
| Slika 4.5 Odzivi momenta i brzine dlijetla | 31 |
| Slika 4.6 Moment trenja vrha dlijetla | 31 |
| Slika 4.7 Simulacijski model sustava s PI regulatorom | 32 |
| Slika 4.8 Blok shema PI regulatora u petlji momenta | 32 |
| Slika 4.9 PI regulator..... | 33 |
| Slika 4.10 Anti windup sklop..... | 34 |
| Slika 4.11 Odziv momenta motora i brzine okretnog stola | 34 |
| Slika 4.12 Odziv brzine dlijetla i momenta dlijetla | 35 |
| Slika 4.13 Odziv momenta motora i brzine okretnog stola | 35 |
| Slika 4.14 Odzivi brzine dlijetla i momenta dlijetla | 36 |
| Slika 4.15 Moment trenja vrha dlijetla | 36 |
| Slika 4.16 Brzina okretnog stola i brzina dlijetla - usporedba | 36 |
| Slika 5.1 Luenberger-ov estimator | 40 |
| Slika 5.2 Stvarni i estimirani moment motora..... | 41 |
| Slika 5.3 Stvarna i estimirana brzina motora..... | 42 |
| Slika 6.1 SIMULINK model - aktivno prigušenje..... | 43 |
| Slika 6.4 Brzina okretnog stola i brzina dlijetla..... | 44 |

| | |
|--|----|
| Slika 6.2 Usporedba referenci brzina | 44 |
| Slika 6.3 Momenti motora i dlijetla | 44 |
| Slika 6.5 Usporedba referenci brzina | 45 |
| Slika 6.6 Momenti motora i dlijetla | 45 |
| Slika 6.7 Brzina okretnog stola i brzina dlijetla..... | 45 |
| Slika 6.8 Odzivi brzine dlijetla za različite parametre KM_komp | 46 |
| Slika 6.9 Usporedba referenci brzina | 47 |
| Slika 6.10 Momenti motora i moment dlijetla | 47 |
| Slika 6.11 Brzina okretnog stola i brzina dlijetla..... | 47 |
| Slika 6.12 Usporedba referenci brzina | 48 |
| Slika 6.13 Moment motora..... | 48 |
| Slika 6.14 Brzina okretnog stola i brzina dlijetla..... | 48 |
| Slika 6.15 Odzivi brzine dlijetla za različite iznose parametra TIR..... | 49 |
| Slika 6.16 Usporedba brzina dlijetla | 50 |
| Slika 7.1 Usporedba odziva za promjenu povratne veze..... | 51 |
| Slika 7.2 Utjecaj promjene J1 na odziv brzine dlijetla | 52 |
| Slika 7.3 Utjecaj krutosti bušnog vretena na odziv brzine dlijetla..... | 53 |
| Slika 7.4 Utjecaj promjene inercije J2 na odziv brzine dlijetla | 54 |

Popis simbola

| Simbol | Opis |
|--------------------------------------|---|
| $\hat{m}(s)$ | derivacija estimiranog momenta |
| $\hat{\omega}$ | estimirana brzina dlijetla |
| J_1 | ekvivalentna inercija elektromotora i okretnog stola svedena na osovinu elektromotora |
| J_1^* | ekvivalentna inercija elektromotora i okretnog stola svedena na okretni stol |
| J_2 | ekvivalentna inercija teških cijevi i dlijetla |
| J_m | inercija motora |
| J_r | inercija okretnog stola |
| K_{E1}, K_{E2}, K_{E3} | pojačanja estimatora |
| T_{mr} | kašnjenje razvoja momenta |
| m_1, m_2 | momenti motora i dlijetla |
| m_{f2} | moment trenja dlijetla |
| r_{EM} | omjer frekvencija |
| r_M | omjer inercija |
| $\Omega_0, \Omega_{01}, \Omega_{02}$ | vlastite frekvencije |
| ω_{okr} | kutna brzina okretnog stola |
| ω_1 | kutna brzina motora |
| nr | ukupni prijenosni omjer reduktora i okretnog stola |
| $D2, D3$ | karakteristični koeficijenti |
| G | modul smika |
| T_{sl} | Coulombovo trenje, |
| T_{st} | statičko trenje na dlijetlu |
| $\Delta\alpha$ | kut uvijanja elastičnog prijenosnog mehanizma |
| ρ | gustoća materijala |
| I | polarni moment tromosti |
| c | ekvivalentna konstanta krutosti vretena |
| d | ekvivalentni faktor prigušenja vretena |
| s | Laplace-ov operator |
| t | vrijeme |
| $\Delta\omega$ | razlika brzina vrtnje okretnog stola i dlijetla |
| $\zeta, \zeta_{01}, \zeta_{02}$ | koeficijent prigušenja |
| T_e | nadomjesna vremenska konstanta zatvorenog reg. kruga brzine vrtnje |
| T_I | integralna vremenska konstanta zatvorenog reg. kruga brzine vrtnje |
| ω_R | referenca brzine vrtnje |
| K_{cw} | pojačanje regulatora brzine |
| K_m | konstanta momenta motora |
| K_w | pojačanje senzora brzine |
| T_{par} | parazitska vremenska konstanta regulacijskog kruga brzine |
| T_I | vremenska konstanta PI regulatora struje |

Uvod

Na temelju zapažanja i mjerenja provedenih na pogonima naftnih bušotina utvrđeno je da su bušna vretena tokom bušenja podložna intenzivnim vibracijama. Uzrok vibracija su u glavnoj mjeri trenje između dlijetla i dna bušotine prilikom čega dolazi do naglih promjena momenta tereta bušnog vretena uz pojavu tzv. „stick-slip“ gibanja uslijed trenja na strani dlijetla i izražene torzijske elastičnosti kolone bušnih cijevi. Tako nastale torzijske vibracije mogu prouzročiti ubrzani zamor materijala, što se manifestira pojačanim trošenjem dlijetla i pucanjem bušnog vretena (što predstavlja značajan financijski gubitak).

Stoga se u ovom radu provodi simulacijska analiza učinaka trenja i torzijskih vibracija u sustavu regulacije brzine vrtnje bušnog vretena s tradicionalnim PI regulatorom brzine vrtnja. Kako sam PI regulator nije u mogućnosti kvalitetno potisnuti torzijske oscilacije bušnog vretena, sustav regulacije se proširuje nadređenim sustavom aktivnog prigušenja temeljenim na povratnoj vezi po estimiranom momentu torzije bušnog vretena i povratnoj vezi po brzini vrtnje motora.

Rad je strukturiran kako slijedi. U drugom poglavlju opisani su posustavi naftne bušotine koji uključuju i sustav bušnog vretena. U trećem poglavlju predstavljen je matematički model bušnog vretena koji uključuje model dvomasenog sustava s elastičnom vezom i klasične modele trenja na strani dlijetla. Rezultati simulacijske analize nereguliranog sustava bušnog vretena i sustava regulacije brzine vrtnje s tradicionalnim PI regulatorom prikazani su u četvrtom poglavlju. U petom poglavlju opisuje se postupak sinteze Luenbergerovog estimatora momenta torzije bušnog vretena, a efikasnost navedenog estimatora potkrepljuje se simulacijskim rezultatima. Efikasnost sustava aktivnog prigušenja zasnovana na estimaciji momenta torzije bušnog vretena ilustrira se simulacijskim rezultatima u šestom poglavlju, dok se u sedmom poglavlju provodi kratka simulacijska analiza robusnosti predloženog sustava aktivnog prigušenja na primjene parametara pogona bušnog vretena.

2. Tehnička izvedba i značajke pogona bušnog vretena

2.1. Opis procesa bušenja i sastavnih uređaja

2.1.1. Rotacijsko bušenje (eng. rotary drilling)

Tehnologija bušenja koja se koristi za naftne bušotine jest rotacijsko bušenje. Tijekom 20. st. rotacijsko bušenje postalo je preferirana metoda za bušenje i u potpunosti je istisnulo zastarjelu metodu udarnog bušenja. Kod rotacijskog bušenja specijalni alat, **dlijetlo** ili **bušna glava** (eng. *bit*) pričvršćeno je na bušno vreteno. Kad se vreteno okreće s njim se okreće i dlijetlo te svojom rotacijom i pritiskom drobi materijal pri dnu i prodire u dubinu. Vjerojatno najveća prednost rotacijskog bušenja pred udarnim jest da ovdje kroz bušotinu konstantno cirkulira bušni mulj koji sprječava erupcije i ima ulogu odvođenja krhotina iz rupe. Na taj način se osigurava neprekidno bušenje sve dok se bušna glava – dlijetlo ne potroši. Kad cijev uđe svojom cijelom duljinom u zemlju na nju se cijevnom spojnicom nadoveže druga cijev te se taj proces ponavlja sve dok bušotina na dosegne naftonosni sloj. Rotacijskim bušenjem mogu se postići dubine bušenja preko 9000m.

Proces dubokog bušenja nafte počinje nastankom rupe koja se dobiva složenim gibanjem rotacije i translacije kolone bušnih alatki odnosno bušnog vretena (engl. *drillstring*) s ciljem pronalaženja naftonosnog sloja kod kojeg nafta i plin počinju navirati u bušotinu zbog utjecaja prirodnog pretlaka u tlu.

Bušna kolona ili **bušno vreteno** je niz međusobno spojenih alatki u kanalu bušotine. Bušna kolona sastoji se od:

- ✚ Bušnih cijevi (eng. *drill pipes*)
- ✚ Teških cijevi (eng. *drill collars*)
- ✚ Stabilizatora vretena (eng. *drillstring stabilizer*)
- ✚ Dlijetla (eng. *bit*)

Dlijetlo je mehanizam koji se nalazi na donjoj strani bušnog vretena . Služi za rezanje odnosno drobljenje stijena na dnu rupe tijekom procesa bušenja. Postoje razne izvedbe bušnih glava koje ovise o: vrsti procesa (metodi) bušenja, vrsti i formaciji tla i stijena i

materijalu izrade te konstrukciji bušne glave. Dlijetla se dijele u dvije glavne skupine – žrvanjska dlijetla (*eng. rock drilling bit*) i dijamantna dlijetla (*eng. diamond drilling bit*).



Slika 2.1 Bušne glave (dlijetla)

Bušne cijevi su dugačke teške bešavne čelične cijevi visoke čvrstoće koje prenose moment od okretnog stola na dlijetlo i kroz njih također cirkulira bušni mulj. Na vrhu cijevi nalazi se spojnica s unutarnjim navojem, dok se na dnu nalazi spojnica s vanjskim navojem. Izrađuju se u različitim duljinama, obično su duge oko 9 metara a promjeri variraju od 6 – 16,8 centimetara s debljinom stjenke oko 10 milimetara.



Slika 2.2 Bušne cijevi

Teške cijevi su čelične cijevi slične bušnim cijevima ali znatno veće mase. Imaju veći promjer, deblju stjenku i jaču spojnicu od bušnih cijevi. Nekoliko teških cijevi stavlja se na dno vretena neposredno prije dlijetla s razlogom koncentracije mase na dlijetlo, preuzimanja tlačnog naprezanja i povećanja stabilnosti vretena kako bi dlijetlo imalo stabilan vertikalni smjer bušenja.



Slika 2.3 Teške cijevi

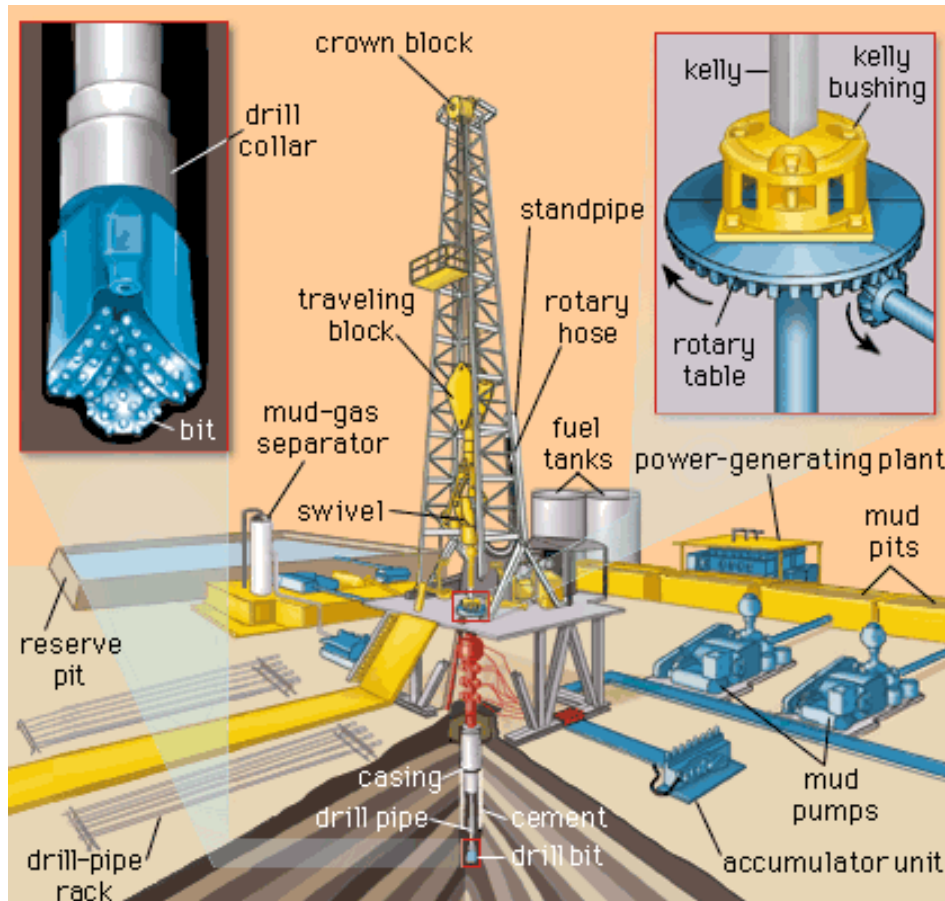
Dubinski bušni sklop (*eng. bottomhole assembly*) sastoji se od dlijetla, nekoliko teških šipki i stabilizatora. Njegov zadatak jest da osigurava stabilan i centriran položaj bušnog vretena. Stabilizator je sličan teškoj šipki ali je puno kraći i ima lopatice sa strane koje dodiruju stjenku bušotine te na taj način stabiliziraju i centriraju bušno vreteno. Dvije su osnovne izvedbe stabilizatora: sa ravnim lopaticama(*eng. straight blades*) i sa spiralnim lopaticama(*eng. spiral blades*).



Slika 2.4 Stabilizator vretena

2.2. Naftno bušno postrojenje

Tipično naftno bušno postrojenje prikazano je slikom. Sastoji se od mnogo zasebnih dijelova koji spojeni u zajedno čine funkcionalnu cjelinu.



Slika 2.5 Naftno bušno postrojenje

Čelična konstrukcija tornja (*eng. derrick*) je vertikalni toranj koji se montira iznad bušotine. On nosi svu opremu za izvođenje bušenja. Prije su čelične konstrukcije bile fiksne, montirane na jednoj lokaciji. Moderne konstrukcije mogu se prenositi s jedne lokacije na drugu.

Nepokretni koloturnik (*eng. crown block*) je statički dio koji ima funkciju nošenja kolotura na koje je namotano čelično uže. Nalazi se na vrhu tornja i pričvršćen je za konstrukciju tornja. Dio je sustava za dizanje vretena iz bušotine.



Slika 2.6 Nepokretni koloturnik

Pomični sklop (*eng. travelling block*) je sklop obješen čeličnim užetom za gornji nepomični koloturnik. Funkcija mu je izvlačenje i spuštanje opreme. Pogoni se bušnom dizalicom. Kombinacijom pomičnog bloka, nepomičnog koloturnika i čeličnog bušnog užeta postiže se mogućnost podizanja vrlo velikih tereta.



Slika 2.7 Pomični sklop

Isplačna spojka (*eng. swivel*) je sklop obješen na kuki (*eng. hook*) ispod pokretnog koloturnika koji spaja rotacijski i cirkulacijski isplačni sustav bušnog postrojenja. Isplačni sustav omogućuje slobodnu rotaciju radne šipke (*eng. kelly*) i istovremeno propušta isplačni fluid u radnu šipku kroz isplačno crijevo.



Slika 2.9 Isplačna spojka



Slika 2.8 Kuka

Isplačna cijev (*engl. standpipe*) je dio cirkulacijskog sustava i nalazi se na boku bušnog tornja. To je vertikalna cijev kroz koju struji isplačni fluid iz elastičnog bušnog crijeva (*eng. rotary hose*) koje je obješeno između vrha spojke i isplačne glave.

Radna šipka (*eng. kelly*) nalazi se na samom vrhu bušnog vretena te je smještena između isplačne spojke i bušne šipke s kojom je spojena. Prolazi kroz okretni stol za koji je uklinjena pomoću uložka kupole (*eng. kelly bushing*). Ona svojim oblikom prenosi snagu na bušno vreteno.



Slika 2.10 Spoj radne šipke i okretnog stola

Sustav za dizanje (*eng. drawworks*) osigurava snagu za dizanje i kočenje pri izvlačenju i spuštanju bušnog vretena. Glavni dijelovi dizalice su bubanj (*eng. drawworks drum*), kočnice, transmisija i vitlo. Bubanj osigurava gibanje pokretnog koloturnika, te je na njega namotano bušno užje. Bitna karakteristika sustava su kočnice koje moraju imati dostatnu kočionu silu za zaustavljanje i zadržavanje vretena.



Slika 2.11 Sustav za dizanje

Crpka za cirkulaciju bušne isplake (*eng. mud pump*) je najčešće klipna crpka. Ovisno o potrebi koriste se dvoradne dvocilindarske ili trocilindarske jednoradne izvedbe. Zadaća crpke jest da pumpa isplaku kroz šupnje bušne cijevi na dno bušotine i tjera je natrag prema vrhu oko bušnog vretena.



Slika 2.12 Crpka za cirkulaciju bušne isplake

Protuerupcijska oprema ili **preventer** (*eng. blowout preventer*) je sigurnosni uređaj koji kontrolira pretlak u bušotini. To je veliki „ventil“ koji brtvi površinu oko bušnog vretena. Prilikom bušenja taj ventil može biti zatvoren ako pretlak iz tla uzrokuje ulazak nafte u bušotinu i pritom ugrožava proces bušenja. Zatvaranjem tog ventila (obično je upravljani hidrauličkim aktuatorima) posada bušnog postrojenja može spriječiti erupciju.



Slika 2.13 Protuerupcijska zaštita

Isplačni rezervoar (*eng. mud tank*) je čelični rezervoar iz kojeg se usisava bušna isplaka. Bušačko postrojenje ima više takvih rezervoara, obično 2 ili 3 u nizu. Bušačka isplaka koja cirkulira kroz bušotinu i izlazi natrag van prolazi kroz vibracijska sita i ulazi u isplačni rezervoar sa sitom (*eng. shaker mud tank*) koji se nalazi na jednom kraju niza isplačnih rezervoara. Potom odlazi u drugi isplačni rezervoar gdje se onda talože čestice stijenja koje su donešene sa bušnom isplakom. Taj rezervoar se zove isplačni taložnik (*eng. settling pit*). Na kraju niza nalazi se usisni isplačni rezervoar (*eng. mud suction tank*) iz kojeg pumpa usisava bušnu isplaku za novi ciklus.



Slika 2.14 Isplačni rezervoar

2.3. Načini prijenosa snage na bušno vreteno

2.3.1. Okretni stol

Okretni stol (*eng. rotary table*) je mehanička naprava koja osigurava prijenos sile odnosno okretnog momenta na bušno vreteno. Smješten je u sredini ispod čelične konstrukcije tornja. Izrađuje se od legiranog čelika. Kroz centar okretnog stola, kroz vodilicu koja se nalazi u sredini, prolazi radna šipka a prije nje i sve teške i bušne cijevi, odnosno kompletan bušni alat. Okretni stol uzima se kao referentna nulta dubina za mjerenja u kanalu bušotine.



Slika 2.15 Okretni stol

2.3.2. Vršni pogon

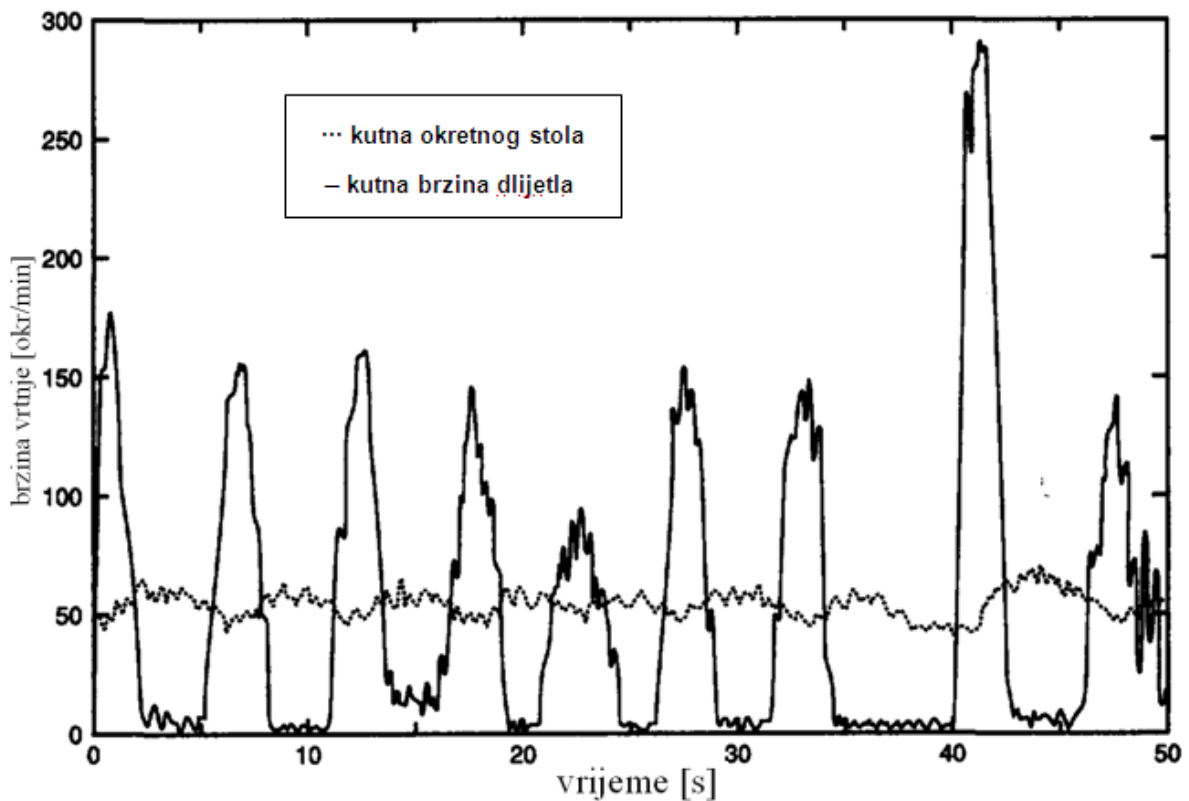
Vršni pogon (*eng. top drive*) je mehanička naprava koja također, kao okretni stol, omogućava prijenos snage na bušno vreteno. Nalazi se na mjestu isplačne glave i može se slobodno gibati gore-dolje po čeličnoj konstrukciji. Kod uporabe vršnog pogona nije nam potreban radni stol, kupola radnog stola, radna šipka i isplačnu glavu. Primjenom vršnog pogona može se izbušiti interval duljine do tri bušne cijevi prije nego se koloni bušnog vretena dodaju još tri. Za vrijeme spuštanja i dizanja vretena nije potrebno prekidati cirkulaciju isplačnog fluida pa je time smanjena mogućnost zaglavlivanja i opasnost od loma vretena.



Slika 2.16 Vršni pogon

3. Matematički model pogona naftnog bušnog vretena

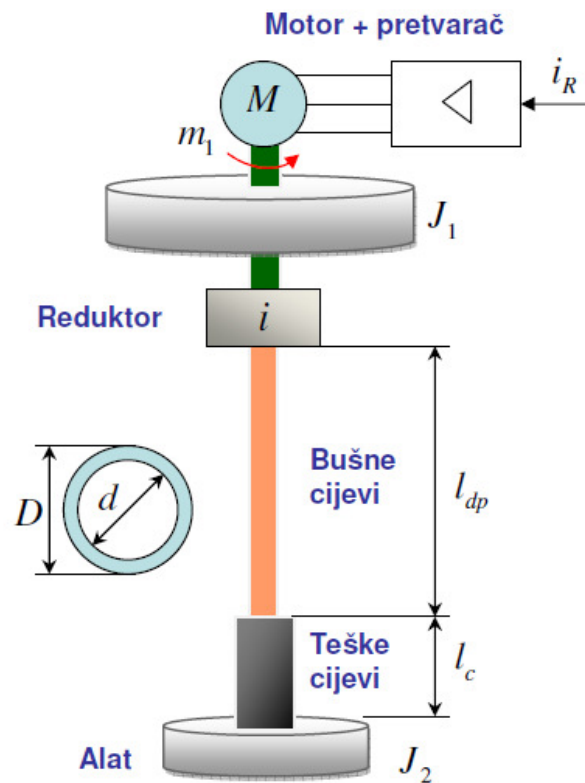
Bušno vreteno se posredovanjem okretnog stola pogoni pomoću elektromotora. Mehanički sustav bušnog vretena je zbog velike duljine i malog promjera cijevi izložen uvijanju koje u kombinaciji s pritiskom silom uzrokuje pojavu neželjenih torzijskih vibracija. Vibracije znatno narušavaju kvalitetu bušenja i trajanje bušnog alata.



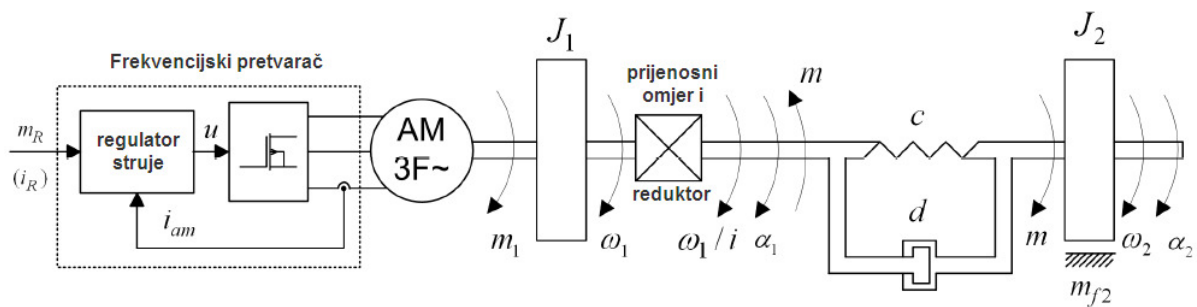
Slika 3.1 Eksperimentalni odziv – oscilacije

Bušno vreteno modelirano je kao torzijsko njihalo s dvije zamašne mase. Pritom bušne cijevi predstavljaju torzijsku oprugu krutosti c , i prigušenja d . Teške cijevi i okretni stol modeliraju se kao diskovi rotirajućih zamašnih masa. U modelu je pretpostavljeno da su sve mase koncentrirane u rotirajućim masama na strani motora i na strani radnog mehanizma. Inercije spojnice, bušnih cijevi, teških cijevi i alata spojene su u jednu inerciju J_2 . Inercija motora i prijenosnog mehanizma (reduktora) spojene su u zajedničku inerciju J_1 . Mrtvi hod u reduktoru i gubici trenja u reduktoru su zanemareni.

3.1. Matematički model



Slika 3.2 Shema sustava



Slika 3.3 Principna shema dvomasenog sustava

Dinamički model bušnog vretena opisan je diferencijalnim jednadžbama:

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = m_1 - m \quad (3.1)$$

$$\frac{d\Delta\alpha}{dt} = \Delta\omega = \omega_1 - \omega_2 \quad (3.2)$$

$$m = c\Delta\alpha - d\Delta\omega \quad (3.3)$$

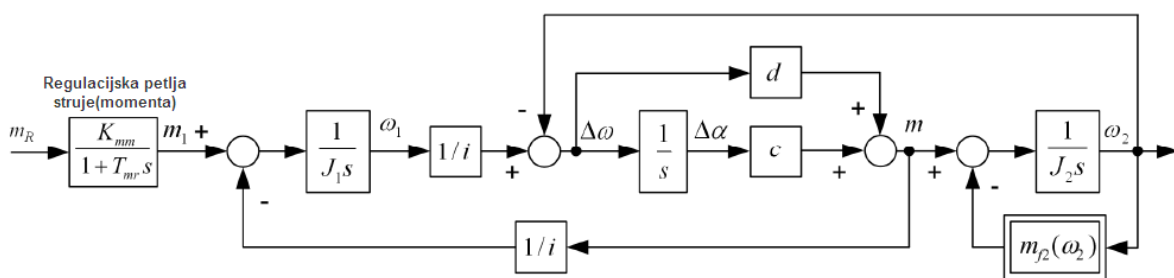
$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = m - m_{f2} \quad (3.4)$$

$$\frac{J_2 d\omega_2}{dt} = m - m_2 - m_{f2} \quad (3.5)$$

$$\frac{d\Delta\alpha}{dt} = \Delta\omega = \omega_1 - \omega_2 \quad (3.6)$$

$$m = c\Delta\alpha + d\Delta\omega \quad (3.7)$$

Ukupni model bušnog vretena koji uključuje učinke elastičnosti bušnog vretena i trenje u dlijetlu opisan je blokovskim dijagramom na slici.



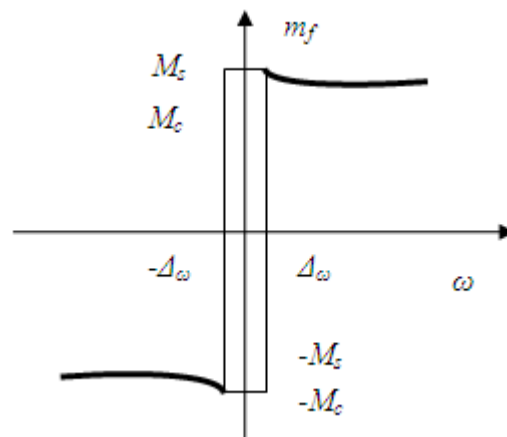
Slika 3.4 Blokovski dijagram matematičkog modela bušnog vretena

3.2. Trenje

Trenje je definirano kao otpor koji nastaje pri klizanju dvaju tijela u dodiru. Sila trenja (moment trenja) suprotstavlja se gibanju za oba smjera gibanja a iznos joj je proporcionalan sili okomitoj na smjer gibanja. Trenje ovisi o hrapavosti i materijalu dodirnih površina te sredstvu za pomazivanje a ne ovisi o ploštini dodirne površine. Trenje se u ovom slučaju javlja kod rotacije dlijetla na dnu naftne bušotine. U ovom radu se za modeliranje tog trenja koristi Karnopp-ov model trenja.

3.2.1. Karnopp-ov model trenja

Karnopp-ov model trenja koristi karakteristiku trenja prema kojoj se dodaje mali pojas oko nulte brzine vrtnje. U tom pojasu $\langle -\Delta\omega, \Delta\omega \rangle$ smatra se da je pogon u mirovanju odnosno da je brzina jednaka nuli. Moment trenja se stoga u tom intervalu izjednačuje sa primijenjenim momentom ograničenim na iznos $\pm M_S$. Taj pojas se naziva STICK pojas. Izvan stick pojasa ($|\omega| > \Delta\omega$) pogon je u gibanju, tzv. SLIP pojas, a veličina trenja je u tom pojasu određena Stribeck-ovom karakteristikom trenja.



Slika 3.5 Karnopp-ov model trenja

Izraz za iznos trenja na strani dlijetla glasi:

$$m_{f2}(\omega_2) = \left[M_C + (M_S - M_C) e^{-\left(\frac{\omega_2}{\omega_s}\right)^\delta} \right] \text{sgn}(\omega_2) \quad (3.8)$$

M_C – Coulomb – ovo trenje (moment)

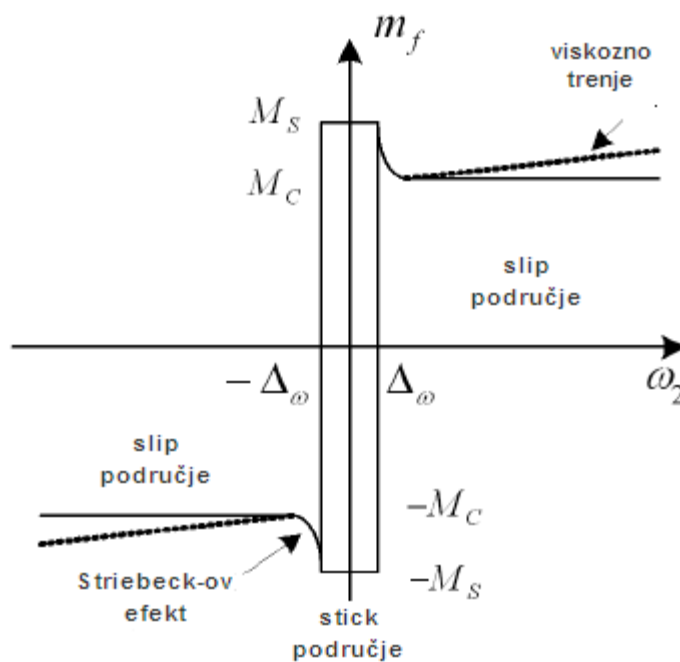
M_S – maksimalno statičko trenje (moment)

ω_s – Striebeck – ova brzina klizanja

ω_2 – brzina dlijetla

δ – Striebeck – ov koeficijent (0.5 – 2)

U model trenja može biti uključen i član $b\omega$ koji uključuje viskozno trenje. Slučaj je prikazan slikom 3.6



3.6 Karnopp-ov model trenja

3.3. Parametri modela

Parametri bušnog vretena

| | |
|---|---|
| Vanjski promjer teških šipki, $d_{o,hw}$ | 0.1270 m |
| Unutarnji promjer teških šipki, $d_{i,hw}$ | 0.0762 m |
| Vanjski promjer bušaćih šipki, $d_{o,dp}$ | 0.1270 m |
| Unutarnji promjer bušaćih šipki, $d_{i,dp}$ | 0.1086 m |
| Ukupna duljina kolone teških šipki, L_c | 150 m |
| Ukupna duljina kolone bušaćih šipki, l_{dp} | 1000 m |
| Gustoća materijala vretena, ρ | 7850 kg/m ³ |
| Modul smika, G | 79.6 x 10 ⁹ N/m ² |
| Statičko trenje na dijetlu, T_{st} | 10000 Nm |
| Columbovo trenje, T_{sl} | 7700 Nm |
| Moment inercije vretena, J_2 | 380 Nms ² /rad |
| Moment inercije na strani motora, J_1 | 10.35 Nms ² /rad |
| Ekvivalenti koeficijent prigušenja, d | 20 Ns/rad |
| Ekvivalenti koeficijent krutosti, c | 960 Nm/rad |

Ukupni moment inercije J_2

$$J_2 = J_2^* + \rho \frac{\pi}{32} \left[l_{hw} (d_{o,hw}^4 - d_{i,hw}^4) + \frac{l_{dp}}{3} (d_{o,dp}^4 - d_{i,dp}^4) \right] \quad (3.9)$$

J_2^* – moment inercije alata (dijetla) referiran na stranu motora

Moment inercije na strani motora J_1

Dobije se iz zakona očuvanja kinetičke energije:

$$\frac{J_1 \omega_m^2}{2} = \frac{J_m \omega_m^2}{2} + \frac{J_r \omega_1^2}{2} \quad (3.10)$$

$$J_1 = J_m + J_r \left(\frac{1}{i}\right)^2 \quad (3.11)$$

Koeficijent krutosti vretena

$$c = \frac{G}{l_{dp}} \frac{\pi}{32} (d_{o,dp}^4 - d_{i,dp}^4) \quad (3.12)$$

Vlastita frekvencija sustava

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{c}{i^2} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{i^2}{J_2} \right)} \quad (3.13)$$

Vlastita frekvencija vibracija motora

$$\Omega_{01} = \sqrt{\frac{c}{J_1 i^2}} \quad (3.14)$$

Vlastita frekvencija vibracija tereta

$$\Omega_{02} = \sqrt{\frac{c}{J_2}} \quad (3.15)$$

Koeficijent prigušenja sustava

$$\zeta = \frac{\Omega d}{2c} \quad (3.16)$$

Omjer inercija

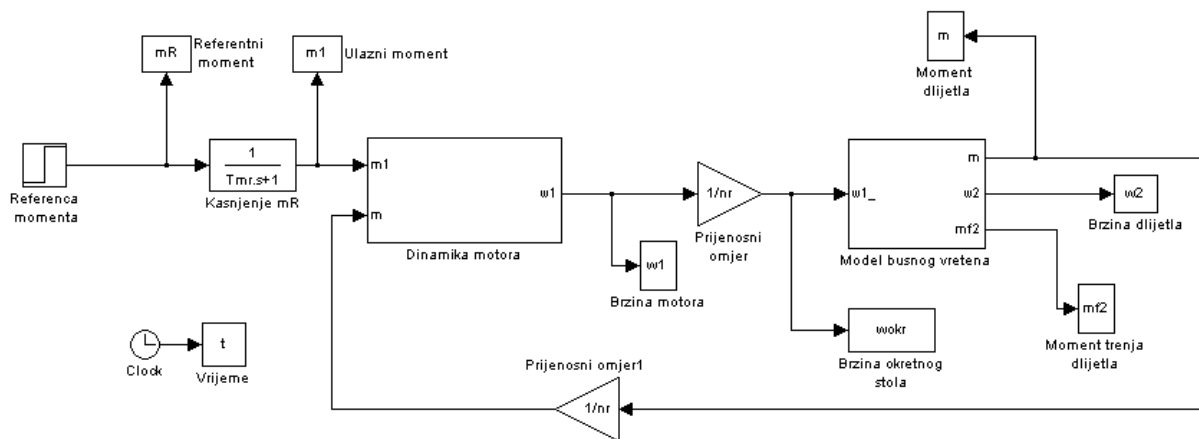
$$r_M = \frac{J_2^*}{J_1} \quad (3.17)$$

| J_1 | Ω_0 | Ω_{01} | Ω_{02} | ζ_0 | ζ_{01} | ζ_{02} | r_M |
|-------|------------|---------------|---------------|-----------|--------------|--------------|-------|
| 10.35 | 1.1780 | 0.8026 | 1.5893 | 0.0185 | 0.021 | 0.049 | 0.255 |

4. Provedba simulacije pogona naftnog bušnog vretena

4.1. Simulacijski model nereguliranog pogona

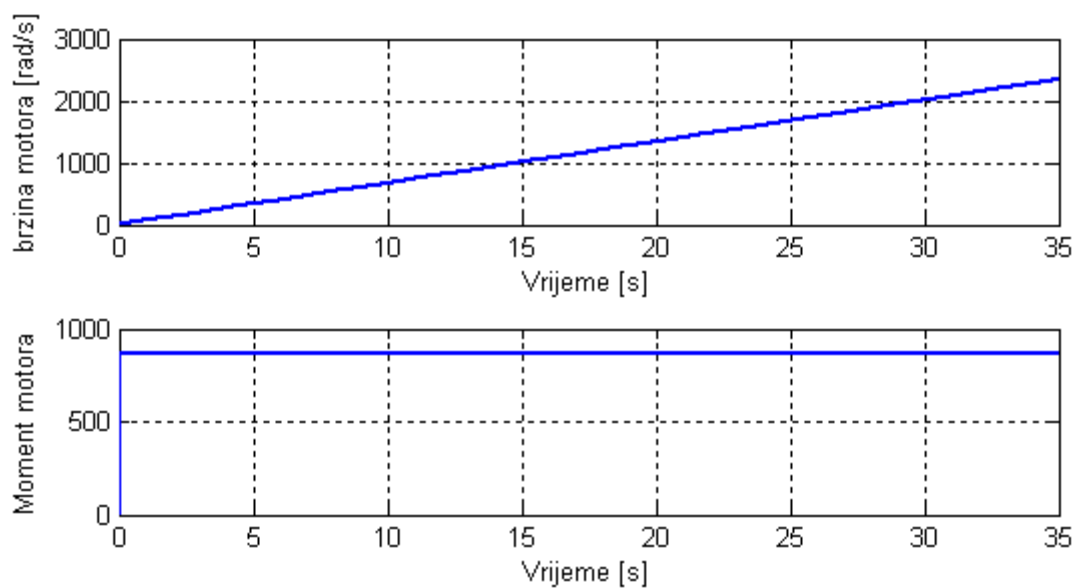
Simulacijski model bušnog vretena implementiran je u SIMULINK modulu programskog paketa MATLAB. Model se sastoji od dinamike motora i modela bušnog vretena sa dodanim Karnopp-ovim modelom trenja. Na ulaz u model bušnog vretena dovodi se referentni moment (proporcionalan struji) u obliku STEP funkcije (skokovita promjena momenta) u svrhu provjere funkcionalnosti modela.



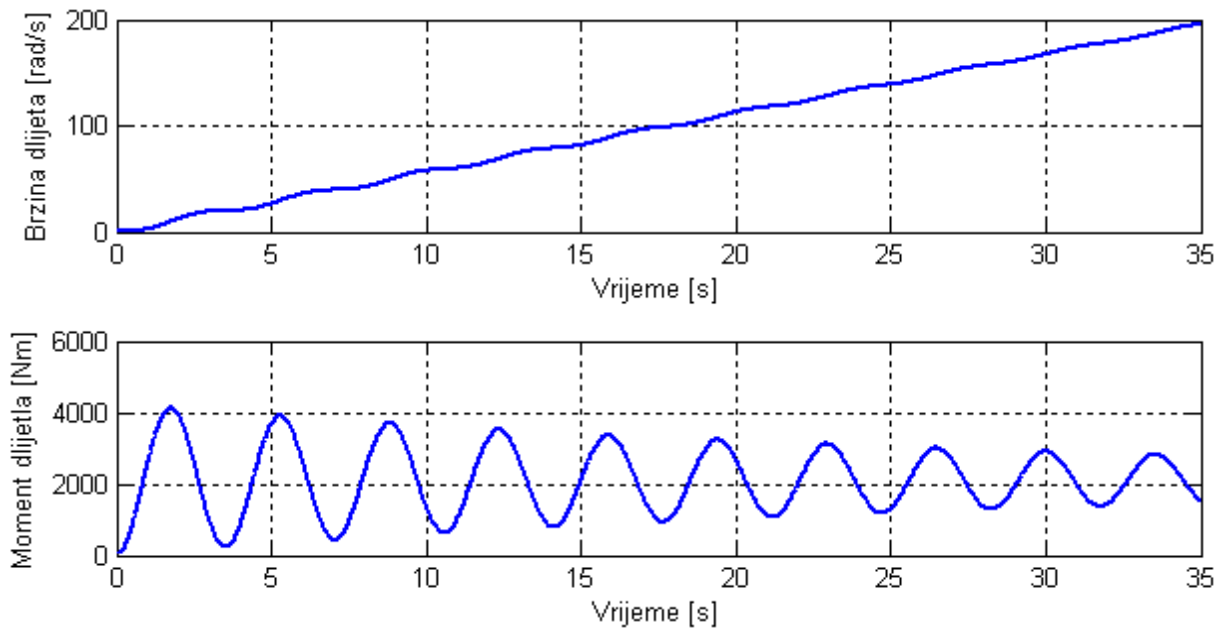
Slika 4.1 Model bušnog vretena

4.1.1. Rezultati simulacija

4.1.2. Odziv bez trenja



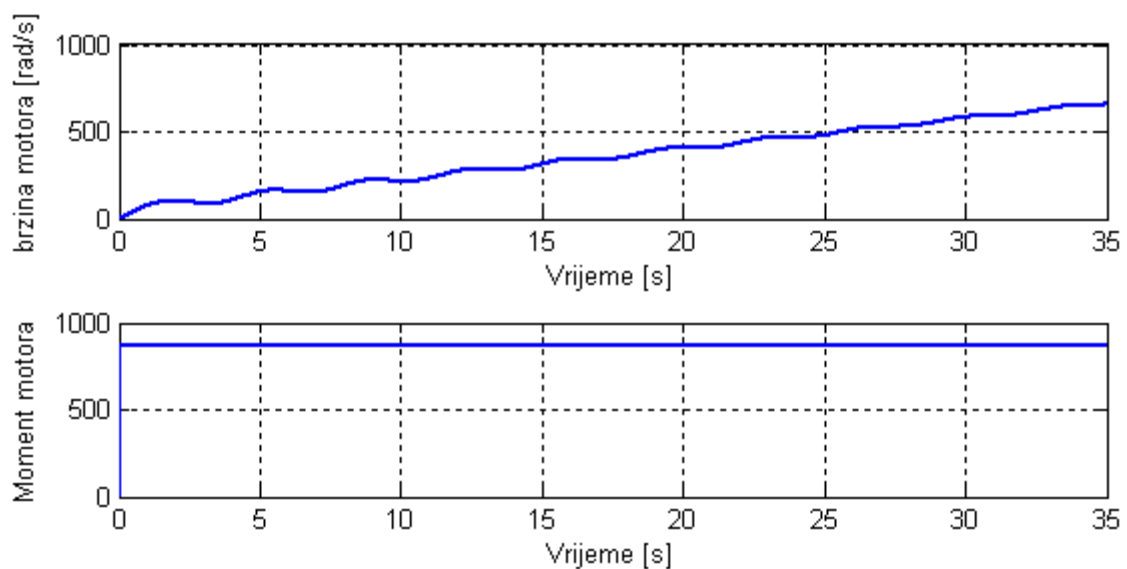
Slika 4.2 Odziv brzine motora na pobudu motora



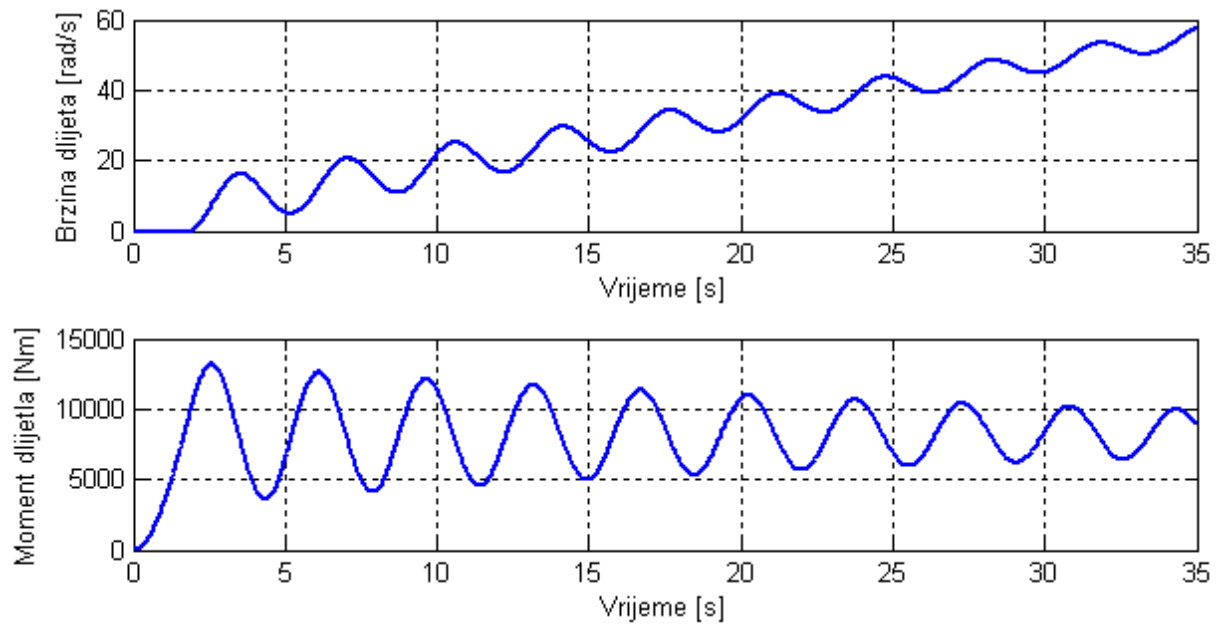
Slika 4.3 Odziv momenta i brzine dlijetla

Iz slika se može zaključiti da se model ponaša realno. Vidljivo je da za nametnutu referencu momenta brzina motora raste bez izraženih vibracija. Međutim moment na strani dlijetla ima izrazito naglašene vibracije koje se polako smanjuju kako brzina raste. Brzina dlijetla raste proporcionalno s brzinom motora ali uz oscilacije.

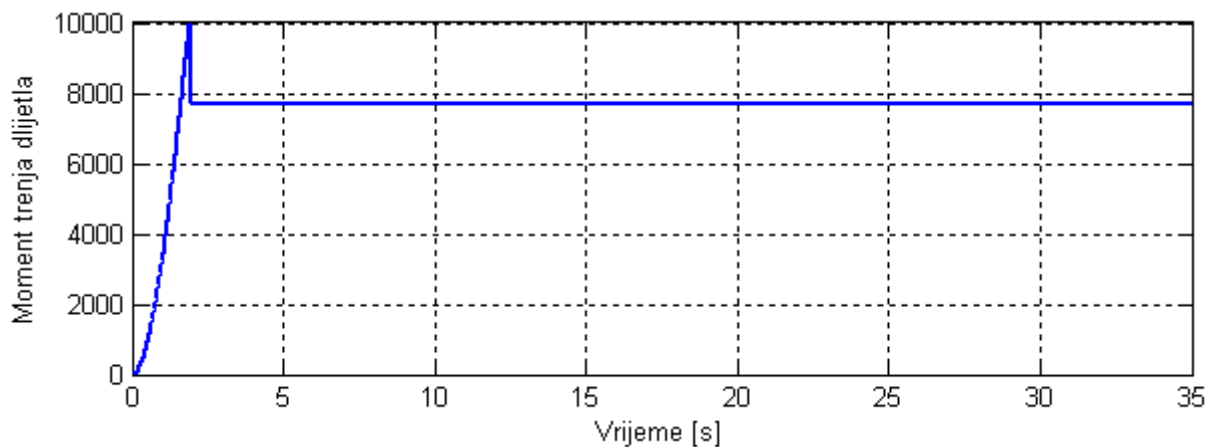
4.1.3. Odziv uz dodane učinke trenja



Slika 4.4 Odzivi brzine motora na pobudu momenta



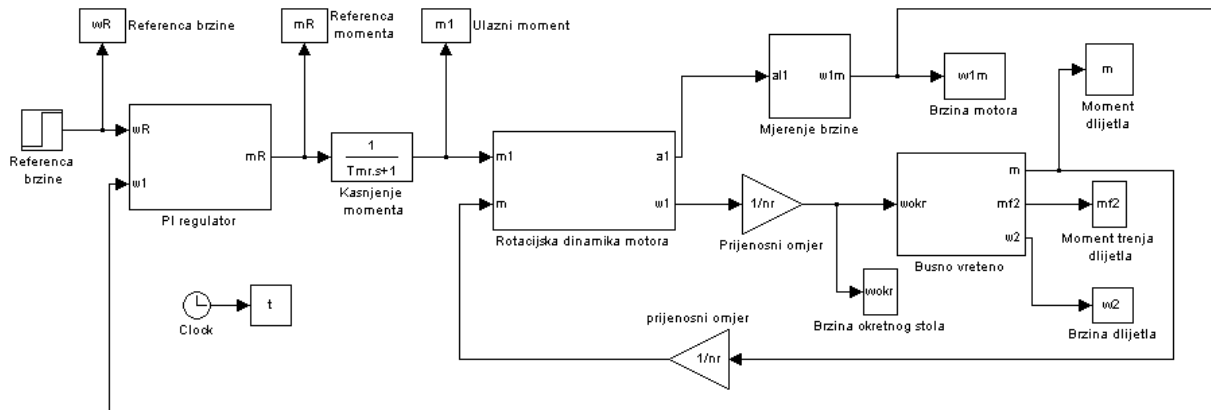
Slika 4.5 Odzivi momenta i brzine dlijetla



Slika 4.6 Moment trenja vrha dlijetla

Iz prethodnih dijagrama zaključuje se da uključanjem modela trenja dobivamo brzinu motora sa puno više oscilacija nego u slučaju bez trenja. Brzina dlijetla ima sada puno veću amplitudu oscilacija. Oscilacije momenta dlijetla imaju preko dva puta veće amplitude oscilacija nego u slučaju kada trenje nije bilo uključeno u model. Na dijagramu je prikazan i moment trenja dlijetla. Vidljivo je da kod konstantne reference momenta (struje) ne dolazi do pojave STICK-SLIP gibanja jer brzina konstantno raste, i unatoč oscilacijama ne pada u pojas $\langle -\Delta\omega, \Delta\omega \rangle$.

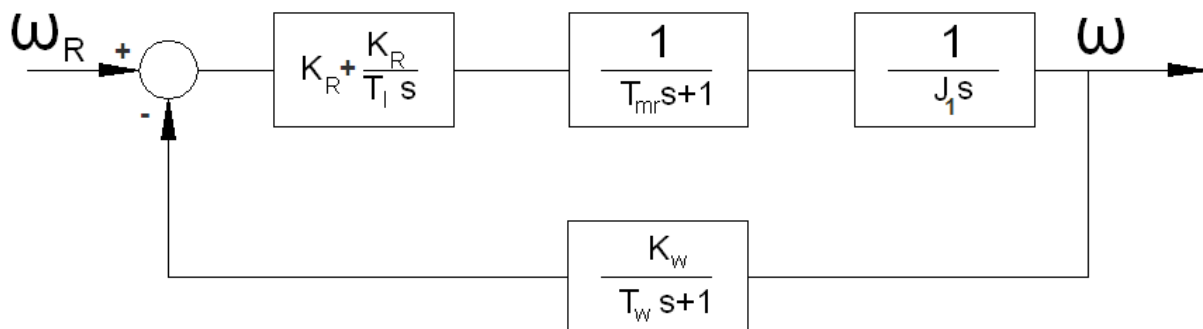
4.2. Simulacijski model s PI regulatorom brzine vrtnje



Slika 4.7 Simulacijski model sustava s PI regulatorom

4.2.1. Podešavanje PI regulatora

PI regulator je podešen prema simetričnom optimumu za brz i dobro prigušen odziv motora. Prvo treba naći prijenosnu funkciju zatvorenog kruga regulacije brzine vrtnje sa inercijom motora J_1 u glavnoj grani.



Slika 4.8 Blok shema PI regulatora u petlji momenta

Parazitna dinamika senzora brzine i kašnjenja momenta može se radi pojednostavnjenja nadomjestiti zajedničkom prijenosnom funkcijom koja glasi:

$$G_{par}(s) = \frac{1 \cdot K_{\omega}}{(T_{mr}s + 1) \cdot (T_{\omega}s + 1)} \approx \frac{K_{\omega}}{T_{par}s + 1} \quad (4.1)$$

Prijenosna funkcija sustava onda glasi:

$$G(s) = \frac{\omega(s)}{\omega_R(s)} = \frac{T_I s + 1}{\frac{T_I T_{par} J_1}{K_R K_{\omega}} s^3 + \frac{T_I J_1}{K_R K_{\omega}} s^2 + T_I s + 1} \quad (4.2)$$

Parametri PI regulatora K_R i T_I izračunavaju se na način da se karakteristični polinom prijenosne funkcije zatvorenog regulacijskog kruga brzine vrtnje izjednačuje sa karakterističnim polinomom optimuma dvostrukog odnosa koji glasi:

$$A(s) = D_2^2 D_3 T_e^3 s^3 + D_2 T_e^2 s^2 + T_e s + 1 \quad (4.3)$$

Pa iz toga slijedi:

$$\frac{T_I T_{par} J_1}{K_R K_\omega} = D_2^2 D_3 T_e^3 \quad (4.4)$$

$$\frac{T_I J_1}{K_R K_\omega} = D_2 T_e^2 \quad (4.5)$$

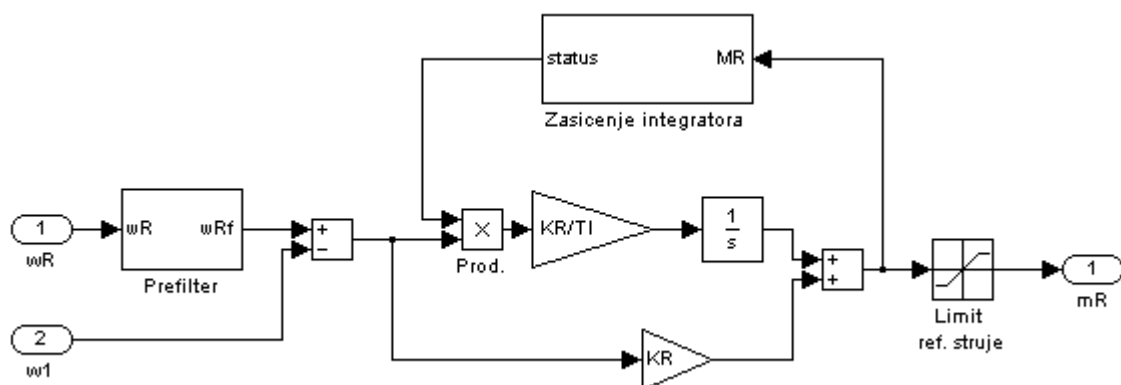
$$T_I = T_e \quad (4.6)$$

Rješavanjem triju jednadžbi dobivaju se iznosi pojačanja K_R i integralne vremenske konstante T_I te ekvivalentne vremenske konstante T_e :

$$K_R = \frac{2 \cdot J_1}{T_{par}}; \quad T_e = T_I; \quad T_I = 4 \cdot T_{par} \quad (4.7)$$

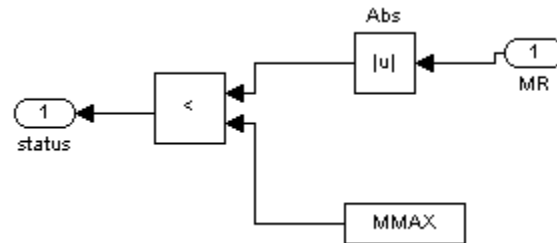
Da bi se eliminiralo derivirajuće djelovanje nule u prijenosnoj funkciji koje bi uzrokovalo nadvišenje na skokovitu pobudu, u granu referentne vrijednosti brzine dodaje se prefilter prvog reda tako da se pokradi nula regulatora.

Simulacijski model PI regulatora sa prefilterom u grani reference brzine i ograničenjem (limitiranjem) vrijednosti momenta prikazan je sljedećom slikom:



Slika 4.9 PI regulator

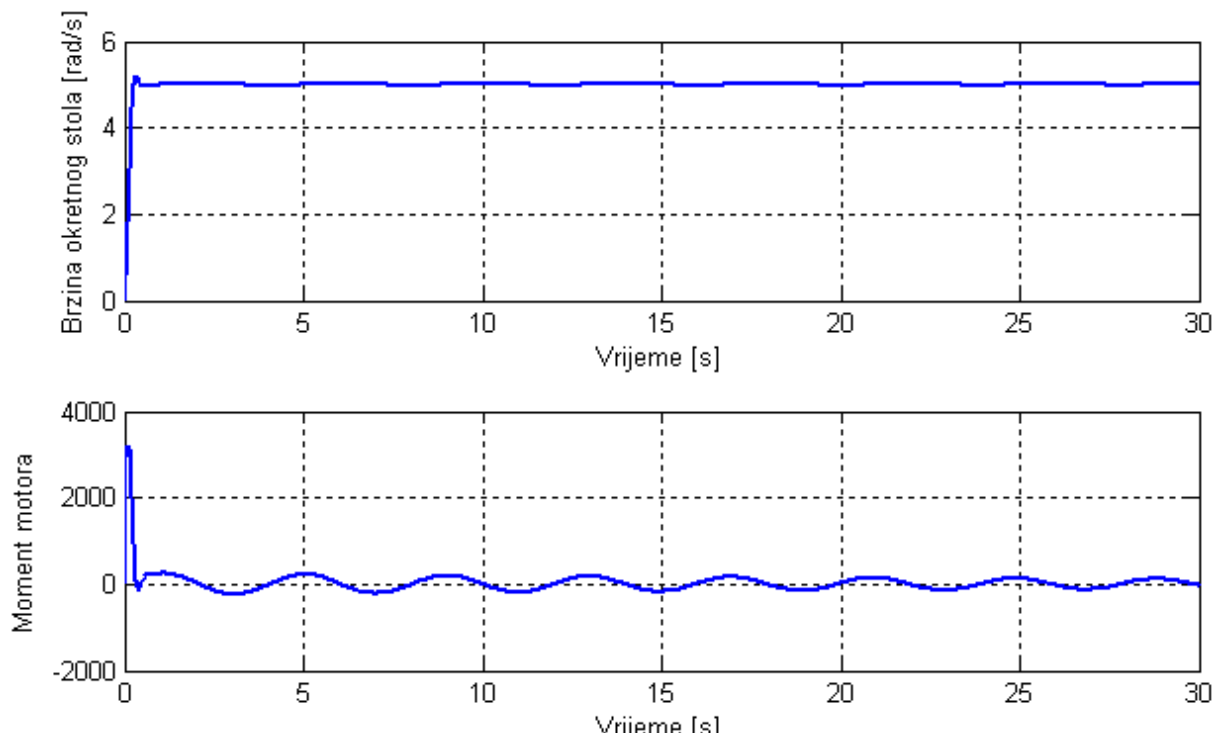
Za ispravan rad PI regulatora potrebno je osim limitiranja momenta, naročito kod velikih promjena referenca, ograničiti stanje integratora. Zbog integriranja greške integrator može postići vrlo visoke apsolutne iznose. Taj efekt se naziva se WINDUP efekt ili prenaživanje (odlazak integratora na visoke vrijednosti u odnosu na limit izlazne vrijednosti). U tu svrhu se PI regulatoru dodaje sklop za sprječavanje prenaživanja zaustavljanjem integracije u I-kanalu PI regulatora. Sklop je prikazan slikom:



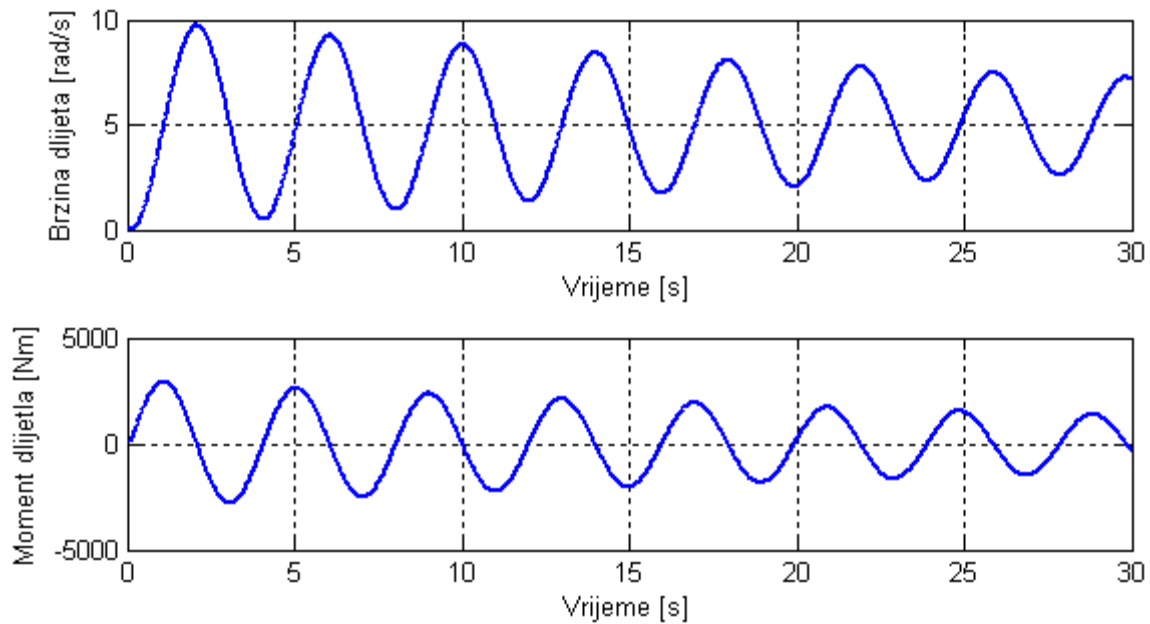
Slika 4.10 Anti windup sklop

Sklop radi tako da ukoliko izlaz regulatora prijeđe limit vrijednost dolazi do zaustavljanja integriranja dovođenjem nule na njegov ulaz. To se postiže množenjem signala regulacijske pogreške s nulom na ulazu u integrator. U suprotnom, signal signal na ulazu u integrator se ne mijenja.

4.2.2. Odzivi bez trenja



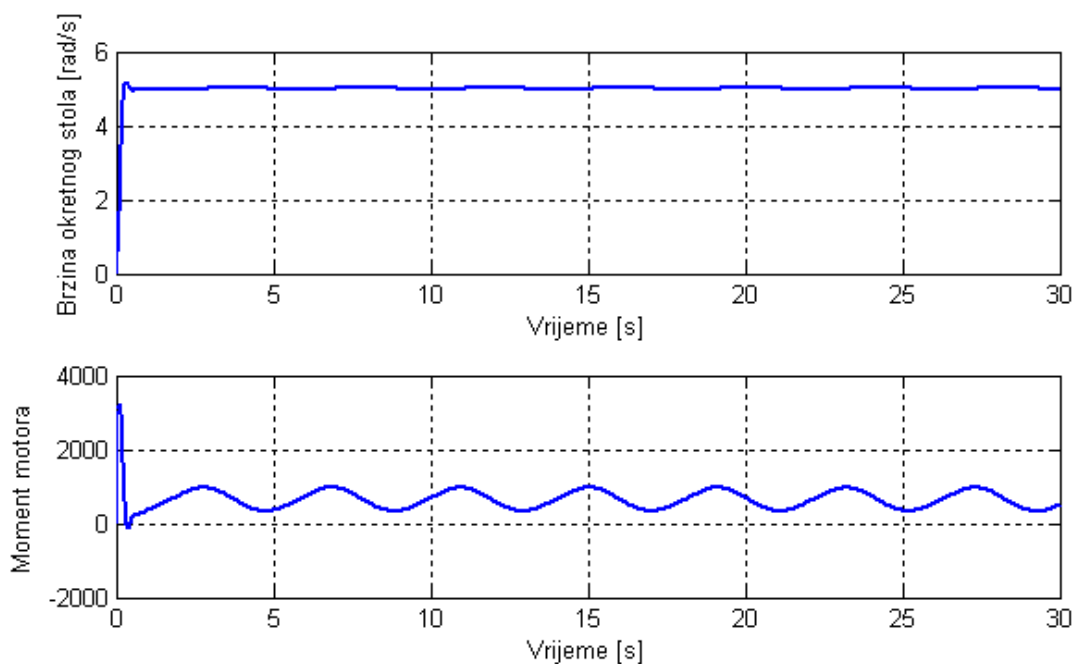
Slika 4.11 Odziv momenta motora i brzine okretnog stola



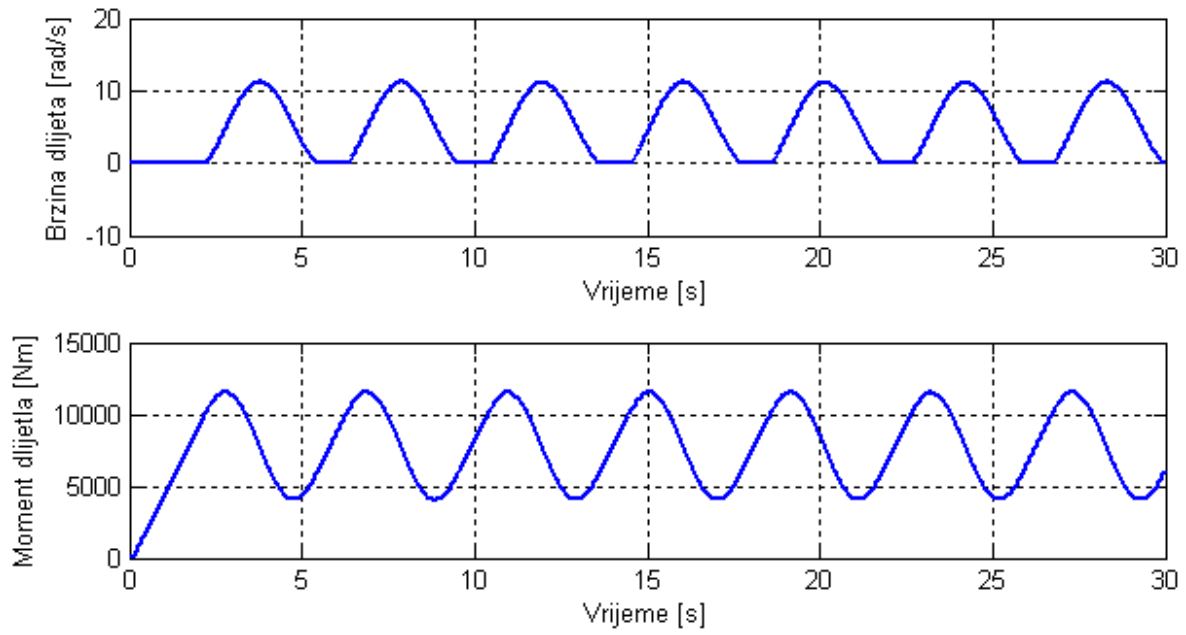
Slika 4.12 Odziv brzine dlijetla i momenta dlijetla

Zadana je vrijednost reference momenta u iznosu od 60 rad/s. Iz odziva se vidi da je brzina okretnog stola dobro regulirana na referentnu vrijednost. Iz druge slike se vidi da brzina dlijetla oscilira oscilacijama prilično velike amplitude oko referentnog iznosa od 5 rad/s (s obzirom na prijenosni omjer reduktora), a to je zbog toga jer se dlijetlo nalazi na slobodnom kraju elastičnog bušnog vretena i ne ulazi u petlju povratne veze.

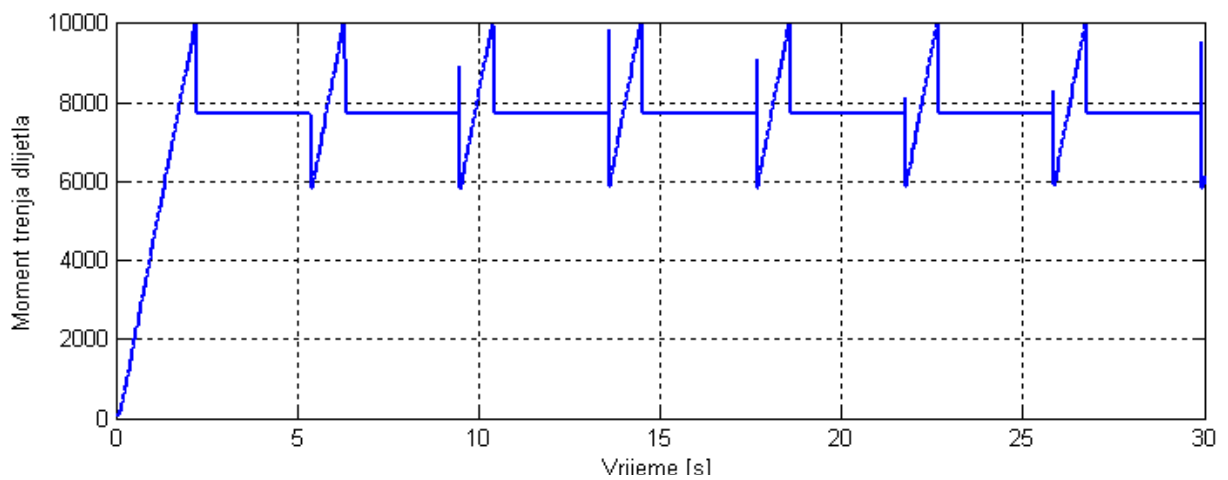
4.2.3. Odzivi uz trenje



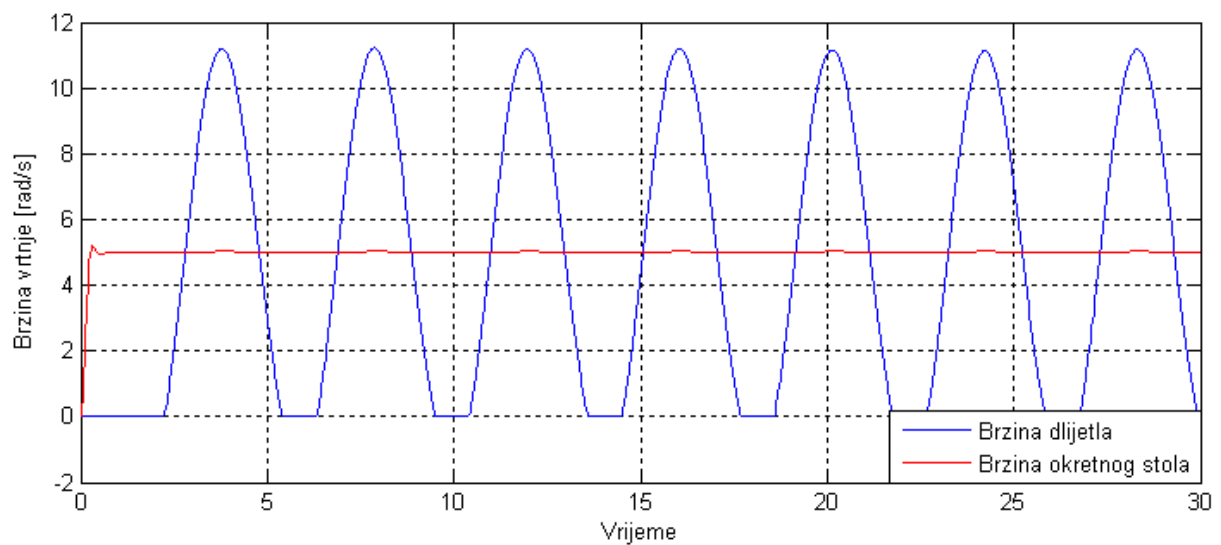
Slika 4.13 Odziv momenta motora i brzine okretnog stola



Slika 4.14 Odzivi brzine dlijetla i momenta dlijetla



Slika 4.15 Moment trenja vrha dlijetla



Slika 4.16 Brzina okretnog stola i brzina dlijetla - usporedba

Odzivi su dobiveni uz referencu brzine vrtnje od 60 rad/s uz uključen model trenja. PI regulator drži kvalitetno brzinu okretnog stola na referentnom iznosu. Međutim na strani dlijetla dolazi do pojave STICK-SLIP gibanja. To je zbog utjecaja trenja. Kad bi se povećala referenca brzine otišli bi van područja STICK-SLIP gibanja ali dlijetlo još uvijek jako osciliralo oko referentnog iznosa brzine. Prikazano je trenje na strani dlijetla i usporedba brzine na okretnom stolu i brzine dlijetla. Zaključak je da PI regulator dobro drži brzinu okretnog stola ali brzinu dlijetla zbog torzijskih vibracija ne može regulirati jer dlijetlo nije uključeno u povratnu petlju.

5. Sustav procjene torzijskog momenta i brzine vrtnje motora

Vidljivo je iz prethodnih simulacija da se sa PI regulatorom u opisanoj strukturi regulacije ne može kvalitetno regulirati brzina dljetla. Iz tog razloga je potrebno PI regulator proširiti dodatnim petljama povratne veze. To je učinjeno na način da se PI regulatoru dodao sustav aktivnog prigušenja temeljen na prigušnoj petlji povratne veze po torzijskom momentu, te dodanoj povratnoj vezi po brzini motora u svrhu održanja statičke točnosti sustava regulacije brzine.

5.1. Luenberger-ov estimator - izvod

Luenberger-ov estimator predstavlja sliku dinamičkog modela rotacijske dinamike motora gdje se oscilatorni moment torzije osovine tretira kao poremećajna veličina. U svaku jednadžbu stanja dodana je korekcija estimacijske pogreške $e = \omega_1 - \hat{\omega}_1$

$$\frac{d\hat{\omega}_1}{dt} = \frac{1}{J_1}(m_1 - \hat{m}) + K_{1e}(\omega_1 - \hat{\omega}_1) \quad (5.1)$$

$$\frac{d\hat{m}}{dt} = \hat{m} - K_{2e}(\omega_1 - \hat{\omega}_1) \quad (5.2)$$

$$\frac{d\hat{\dot{m}}}{dt} = -K_{3e}(\omega_1 - \hat{\omega}_1) \quad (5.3)$$

U gornjem sustavu jednadžbi stanja $\hat{\omega}_1$ je estimirana brzina motora, \hat{m} i $\hat{\dot{m}}$ procijenjeni moment i derivacija estimiranog momenta. K_{1e}, K_{2e}, K_{3e} su korekcijska pojačanja estimacijske pogreške. Varijable stanja iz gornjih jednadžbi zapisane su u prostoru stanju pa slijedi:

$$\begin{bmatrix} \hat{\omega}_1 \\ \hat{m} \\ \hat{\dot{m}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{J_1} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{\omega}_1 \\ \hat{m} \\ \hat{\dot{m}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{J_1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} [m_1] \quad (5.4)$$

$$\hat{\dot{x}} = \mathbf{A} \cdot \hat{x} + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u}$$

$$y = [1 \quad 0 \quad 0] \begin{bmatrix} \hat{\omega}_1 \\ \hat{m} \\ \hat{\dot{m}} \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

$$\hat{y} = \mathbf{C} \cdot \hat{x}$$

$$\hat{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \cdot \hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} \quad \hat{\mathbf{y}} = \mathbf{C} \cdot \hat{\mathbf{x}}$$

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} \quad \mathbf{y} = \mathbf{C} \cdot \mathbf{x}$$

$$e = y - \hat{y}$$

$$\hat{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \cdot \hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} + \mathbf{K} \cdot (y - \hat{y})$$

$$\hat{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \cdot \hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} + \mathbf{K}\mathbf{C}\mathbf{x} - \mathbf{K}\mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}$$

$$\hat{\mathbf{x}} = (\mathbf{A} - \mathbf{K}\mathbf{C}) \cdot \hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} + \mathbf{K}\mathbf{C}\mathbf{x} \quad / \text{Primjena Laplace-ove transformacije}$$

$$s \cdot \hat{\mathbf{x}}(s) = (\mathbf{A} - \mathbf{K}\mathbf{C}) \cdot \hat{\mathbf{x}}(s) + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u}(s) + \mathbf{K}\mathbf{C}\mathbf{x}(s)$$

$$[s \cdot \mathbf{I} - (\mathbf{A} - \mathbf{K}\mathbf{C})] \cdot \hat{\mathbf{x}}(s) = \mathbf{B} \cdot \mathbf{u}(s) + \mathbf{K}\mathbf{C}\mathbf{x}(s) \quad \mathbf{y}(s) = \mathbf{C} \cdot \mathbf{x}(s)$$

$$\hat{\mathbf{x}}(s) = [s \cdot \mathbf{I} - (\mathbf{A} - \mathbf{K}\mathbf{C})]^{-1} \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{u}(s) + [s \cdot \mathbf{I} - (\mathbf{A} - \mathbf{K}\mathbf{C})]^{-1} \cdot \mathbf{K}\mathbf{y}(s) \quad (5.6)$$

Iz jednadžbe za estimirane veličine $\hat{\mathbf{x}}(s)$ izračuna se karakteristični polinom koji je potreban za izračunavanje parametara K_{1e}, K_{2e}, K_{3e} koji se nalaze u matrici \mathbf{K} . Karakteristični polinom dobije se iz sljedećeg izraza:

$$A_c(s) = \det[s \cdot \mathbf{I} - (\mathbf{A} - \mathbf{K}\mathbf{C})] \quad (5.7)$$

Izračunavanjem determinante dobiva se karakteristični polinom koji glasi:

$$A_c(s) = \frac{-J_1}{K_{3e}} s^3 - J_1 \frac{K_{1e}}{K_{3e}} s^2 + \frac{K_{2e}}{K_{3e}} s + 1 \quad (5.8)$$

Dobiva se polinom trećeg stupnja. Taj polinom se sada koristi za izračunavanje parametara Luenberger-ovog estimatora prema metodi *optimuma dvostrukog odnosa*. Polinom za metodu optimuma dvostrukog odnosa glasi:

$$A(s) = D_2^2 D_3 T_e^3 s^3 + D_2 T_e^2 s^2 + T_e s + 1 \quad (5.9)$$

Izjednačavanjem koeficijenata uz s^3 , s^2 i s karakterističnog polinoma optimuma dvostrukog odnosa i koeficijenata karakterističnog polinoma Luenberger-ovog estimatora dobivaju se izrazi za koeficijente K_{1e}, K_{2e}, K_{3e} koji onda glase:

$$K_{e1} = \frac{1}{D_2 D_3 T_e}; \quad K_{e2} = -\frac{J_1}{D_2^2 D_3 T_e^2}; \quad K_{e3} = -\frac{J_1}{D_2^2 D_3 T_e^3}; \quad (5.10)$$

Model prijenosne funkcije u Laplace-ovom području dobiven je sljedećim postupkom:

Definirana je matrica $C_1 = [0 \ 1 \ 0]$ kojom se iz prostora stanja izvuče estimirani moment motora \hat{m} , prema sljedećem izrazu:

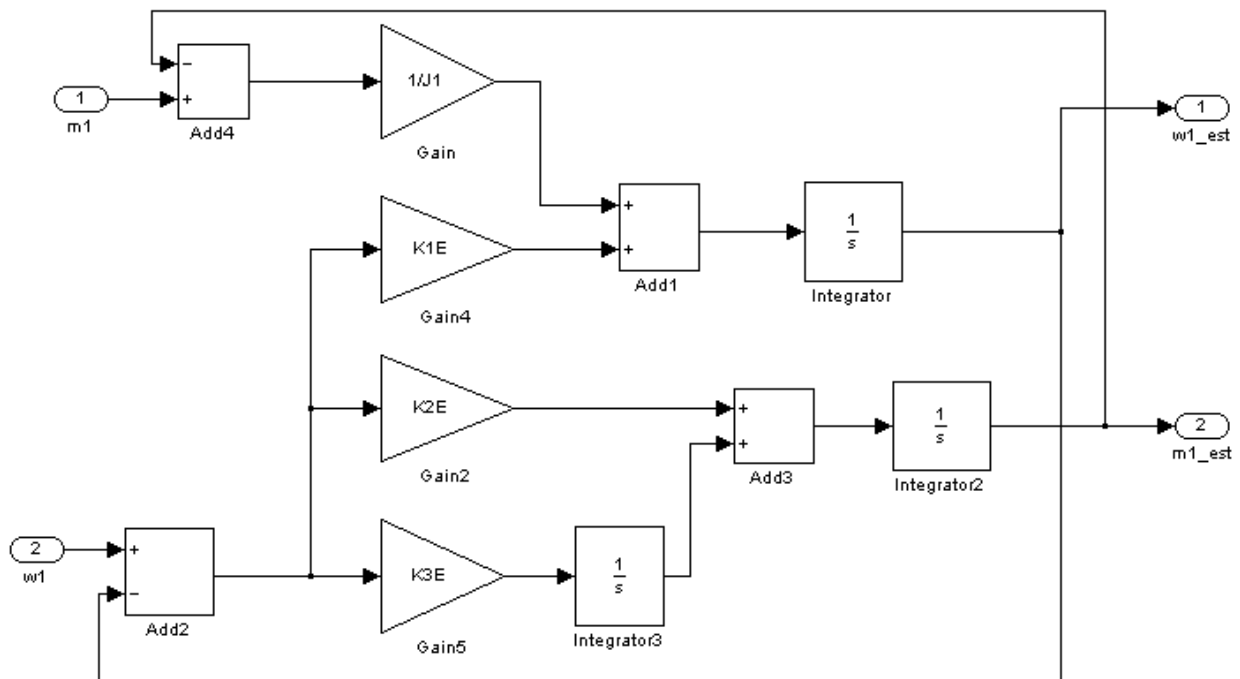
$$\hat{m}(s) = C_1 \cdot [s \cdot I - (A - KC)]^{-1} \cdot B \cdot u(s) + C_1 \cdot [s \cdot I - (A - KC)]^{-1} \cdot K \cdot y(s) \quad (5.11)$$

pri čemu je $u(s) = m_1$, $y(s) = \omega_1$, $K = \begin{bmatrix} K_1 \\ K_2 \\ K_3 \end{bmatrix}$

pa se rješavanjem prethodne jednadžbe dobiva prijenosna funkcija koja glasi:

$$\hat{m}(s) = \frac{\frac{K_{2e}}{K_{3e}}s + 1}{\frac{-J_1}{K_{3e}}s^3 - J_1 \frac{K_{1e}}{K_{3e}}s^2 + \frac{K_{2e}}{K_{3e}}s + 1} (m_1(s) - sJ_1\omega_1(s)) \quad (5.12)$$

U jednadžbi je m_1 moment motora a ω_1 je mjerena brzina motora. Estimator je izveden prema diferencijalnim jednadžbama u programu MATLAB i njegovom modulu SIMULINK i prikazan je na sljedećoj slici:



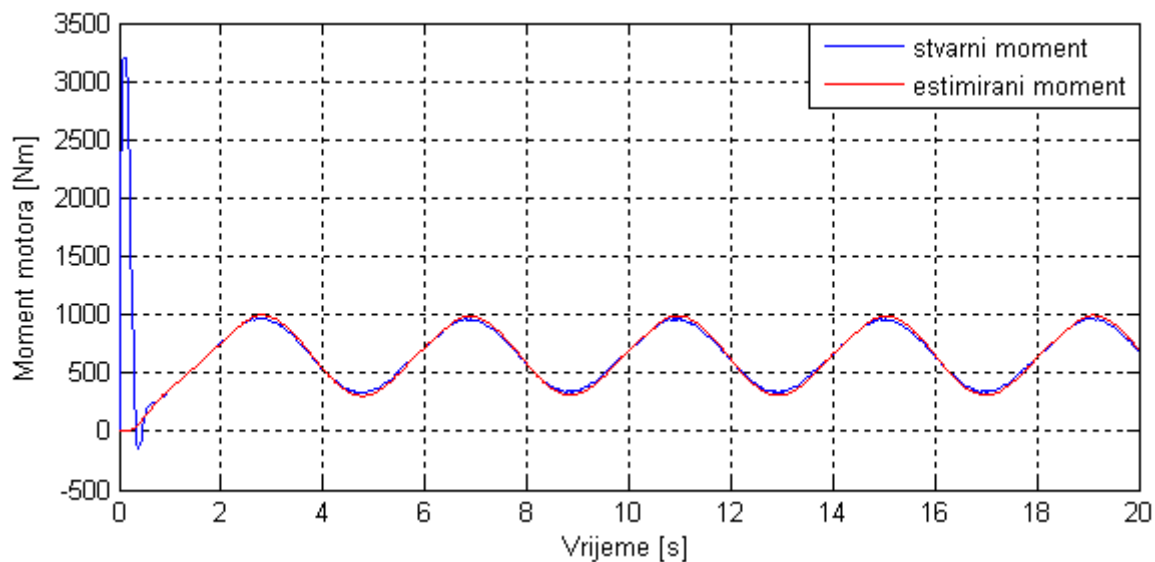
Slika 5.1 Luenberger-ov estimator

5.2. Simulacija Luenberger-ovog estimatora

Shema Luenberger-ovog estimatora dodana je u strukturu s PI regulatorom od prijašnje simulacije u svrhu da se provjeri kakve rezultate daje estimator. Na ulaz modela estimatora se dovode moment motora i brzina motora a na izlazu dobivamo estimiranu brzinu i estimirani moment motora.

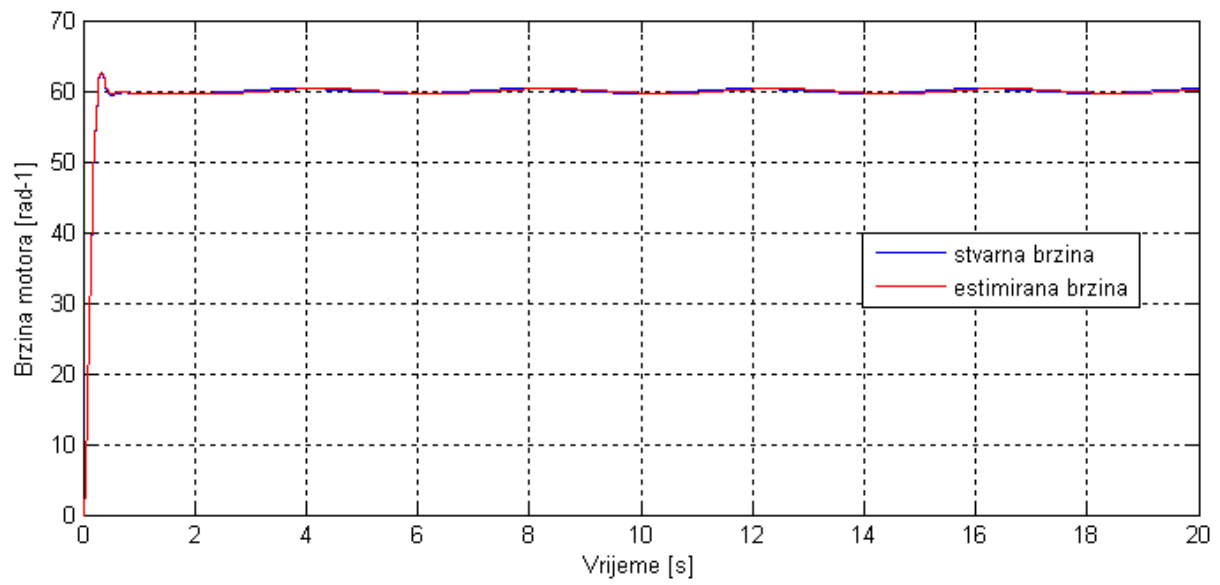
5.2.1. Odzivi estimatora

Odzivi estimatora snimljeni su u sustavu regulacije brzine vrtnje pogona bušnog vretena s PI regulatorom. Rezulati simulacija za iznos momenta dlijetla, momenta tereta, brzine vrtnje i brzine dlijetla ostaju isti. Estimator samo iz sustava uzima brzinu motora i moment motora. Odzivi su prikazani za slučaj sa trenjem.



Slika 5.2 Stvarni i estimirani moment motora

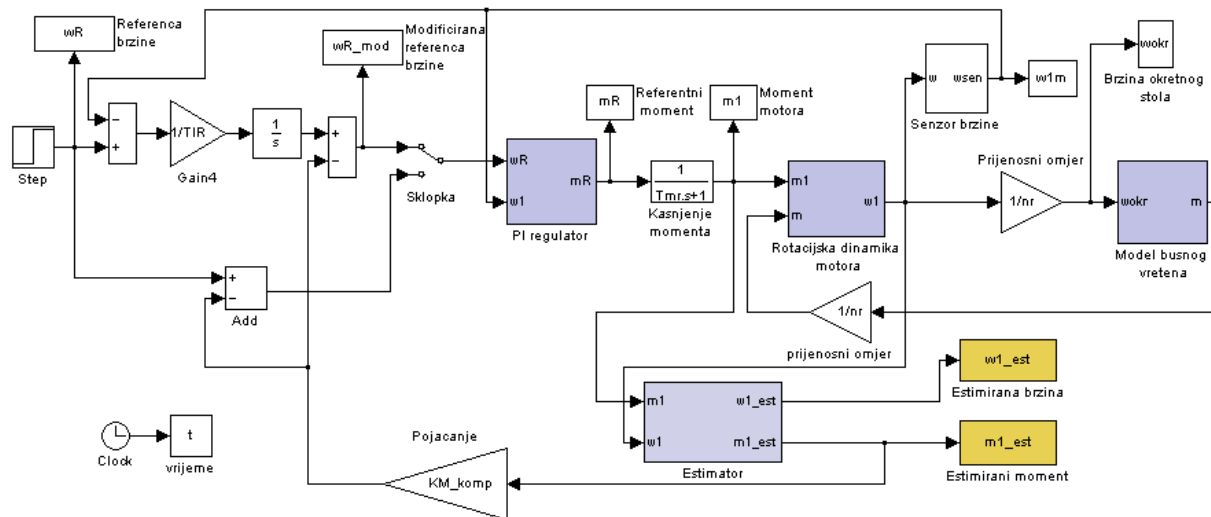
Iz slike se vidi da estimator dobro procjenjuje iznos momenta motora. Jedino veliko odstupanje procijenjenog momenta u odnosu na estimirani je na početku kod pokretanja motora kada moment motora poraste na iznos nazivnog momenta od $M_N = 3200Nm$ a estimator to ne može predvidjeti. Estimator dobro procjenjuje stvarnu brzinu motora na čitavom području odziva.



Slika 5.3 Stvarna i estimirana brzina motora

1. Sustav aktivnog prigušenja torzijskih vibracija

U svrhu poboljšanja prigušenja odziva, sustavu regulacije brzine vrtnje s PI regulatorom dodan je nadređeni sustav aktivnog prigušenja, a koji je zasnovan na Luenbergerovom estimatoru momenta torzije (opisanom u prethodnom poglavlju). Kako bi očuvala statička točnost sustava regulacije brzine vrtnje, sustavu aktivnog prigušenja se u granu reference brzine vrtnje motora dodaje nadređeni I regulator. Navedeni sustava aktivnog prigušenja prikazan je na slici 6.1.



Slika 1.1 SIMULINK model - aktivno prigušenje

Na slici je prikazan SIMULINK model bušnog vretena sa PI regulatorom i dodanim aktivnim prigušenjem. Simulacija je provedena u dva koraka kako bi se pokazao postupak dolaženja do pravog rješenja.

Prvi korak (početna referencna brzine)

Sklopka na SIMULINK modelu je u donjem položaju, što znači da je povratna petlja po estimiranom momentu sa pojačanjem KM_{komp} dovedena na sumator gdje se zbraja sa iznosom referentne vrijednosti brzine i taj signal ulazi direktno na ulaz PI regulatora gdje se uspoređuje sa brzinom motora. U ovom koraku se podešava parametar KM_{komp} .

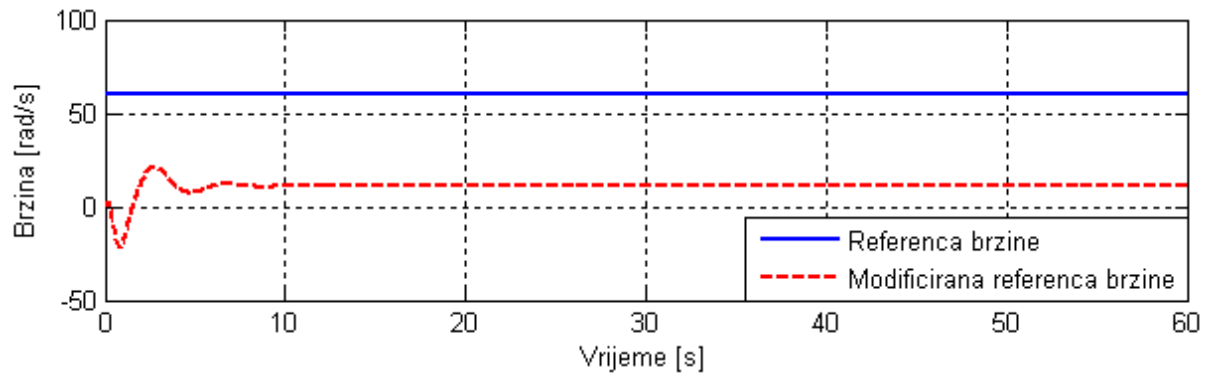
Drugi korak (modificirana referencna brzine)

Sklopka na SIMULINK modelu je u gornjem položaju. To znači da se na ulaz PI regulatora dovodi modificirana referencna brzine. Početnoj referenci brzine dodana je povratna veza po brzini motora (negativan predznak), zatim se vrijednost koja se dobiva na izlazu iz sumatora početne reference i povratne petlje po brzini motora uz pojačanje TIR integrira i

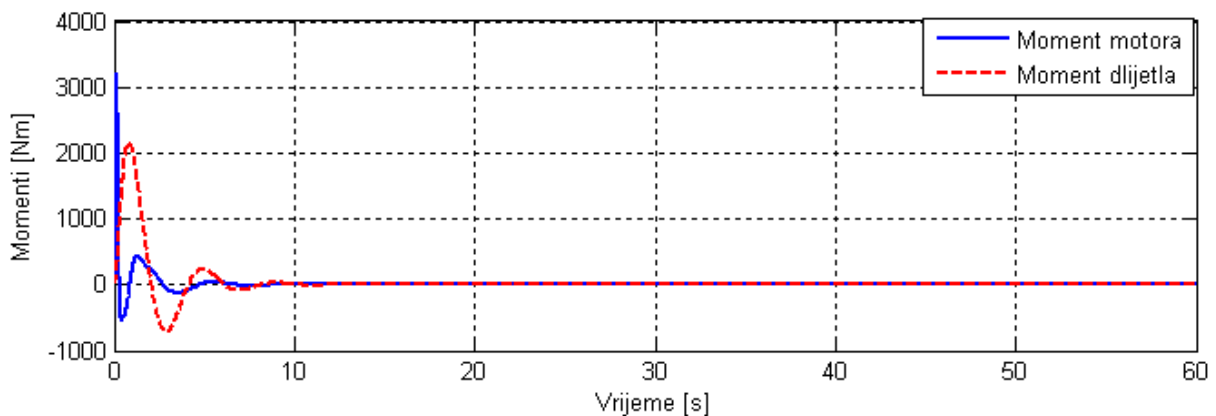
dovodi na drugi sumator gdje se zbraja sa estimiranim momentom (negativan predznak) te na kraju privodi na ulaz PI regulatora. U ovom koraku podešava se TR prema metodi pokušaja.

6.1. Simulacija uz početnu referencu brzine

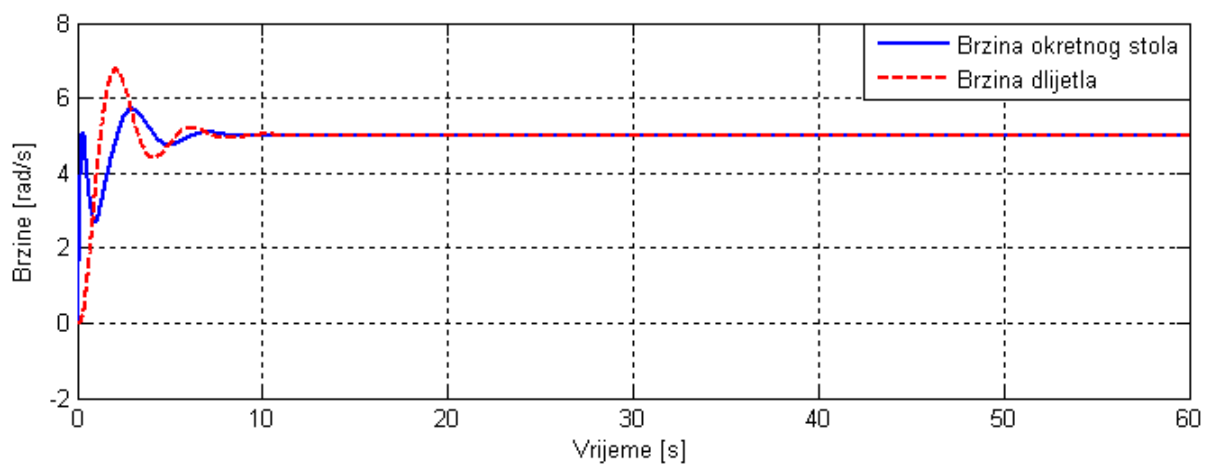
6.1.1. Odzivi bez trenja



Slika 6.2 Usporedba referenci brzina

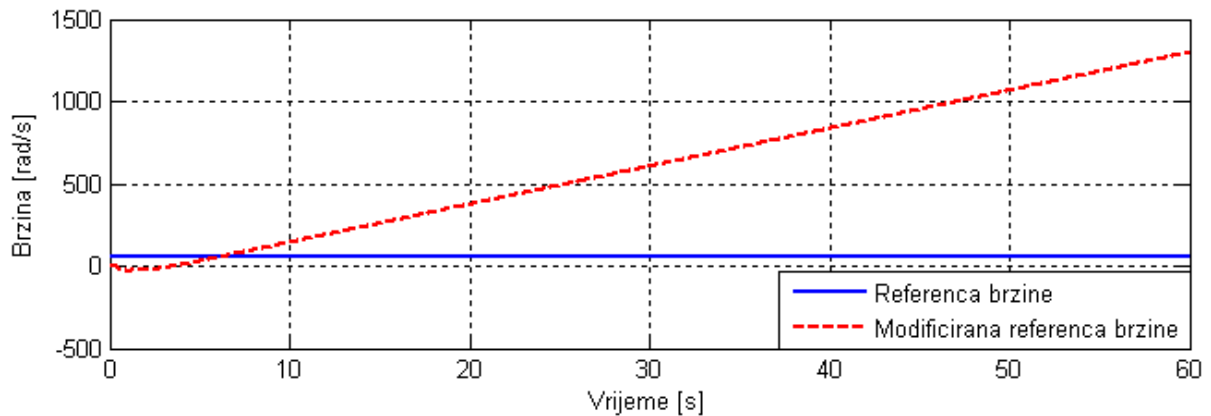


Slika 6.3 Momenti motora i dlijetla

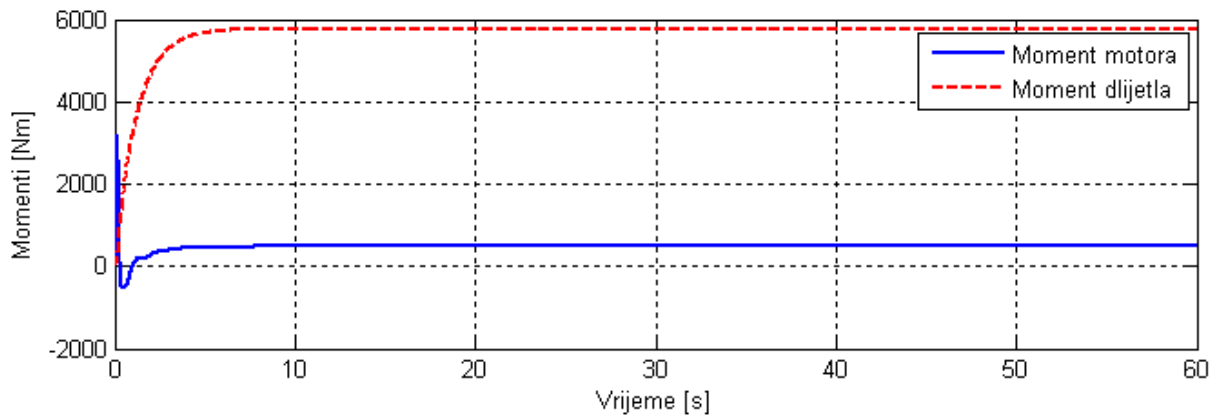


Slika 6.4 Brzina okretnog stola i brzina dlijetla

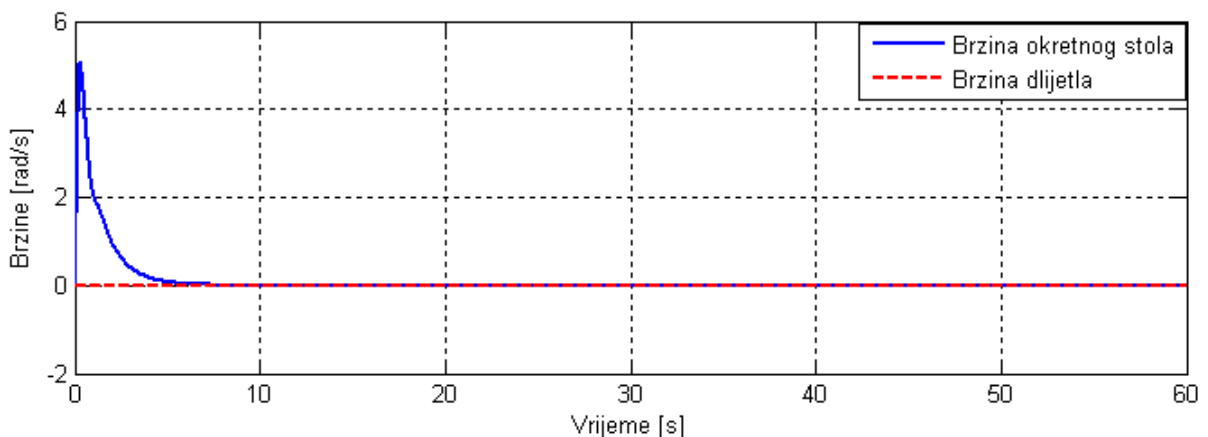
6.1.2. Odzivi uz trenje



Slika 6.5 Usporedba referenci brzina



Slika 6.6 Momenti motora i dlijetla

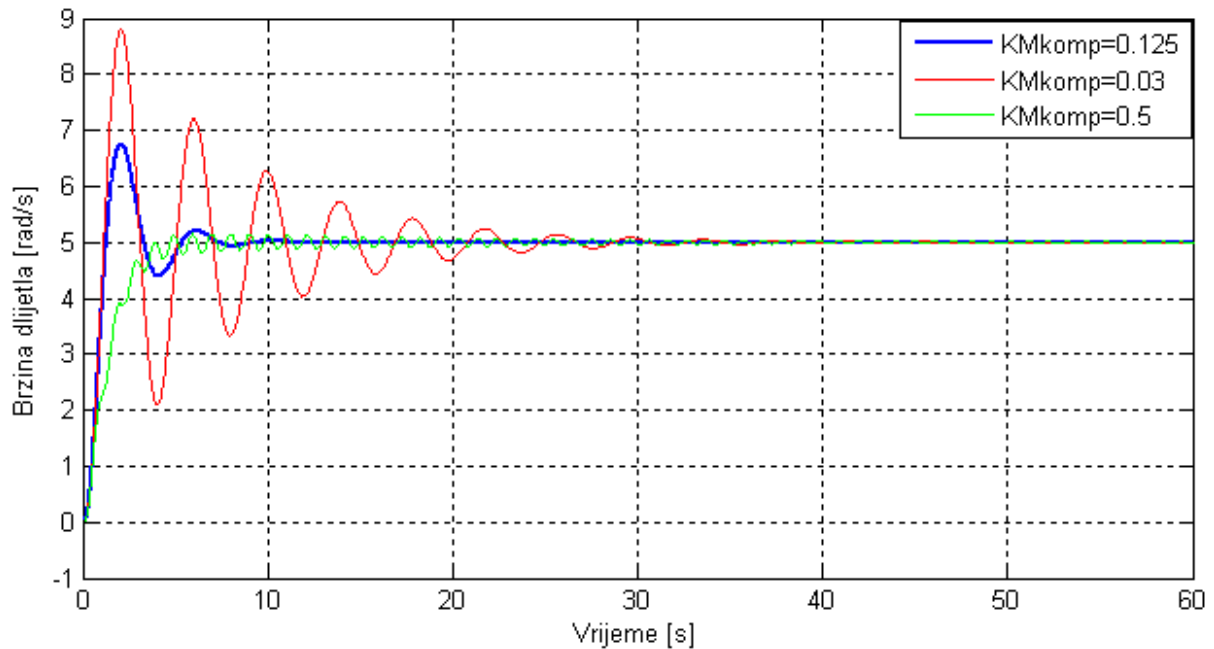


Slika 6.7 Brzina okretnog stola i brzina dlijetla

Za slučaj bez trenja odziv brzine dlijetla je relativno brz i dobro prigušen što možemo vidjeti na slici. Taj slučaj korišten je za podešavanje parametra KM_komp metodom pokušaja da se nađe prava vrijednost prema kojoj se dobiva optimalan odziv brzine vrtnje dlijetla. To je moguće jer na strani tereta, dlijetla, nema opterećenja (model trenja je isključen iz simulacije). Kada se uključi model trenja u sustav regulacije brzina dlijetla pada na nulu.

6.1.3. Podešavanje parametra *KM-komp*

Parametar *KM_komp* odabran je metodom pokušaja. Provodi se za slučaj kada je sklopka na SIMULINK modelu u donjem položaju. To znači da se na ulaz dovodi referenca brzine umanjena za iznos povratne veze po estimiranom momentu sa pojačanjem *KM_komp*. Drugi uvjet jest da je trenje u SIMULINK modelu isključeno. Na taj način je moguće izabrati pravi parametar *KM_komp* kojim se dobije optimalan odziv brzine dlijetla. To se radi u nekoliko iteracija u nastojanju da se dobije optimalan odziv brzine dlijetla. Odzivi brzine dlijetla za različite iznose *KM_komp* prikazani su sljedećom slikom.

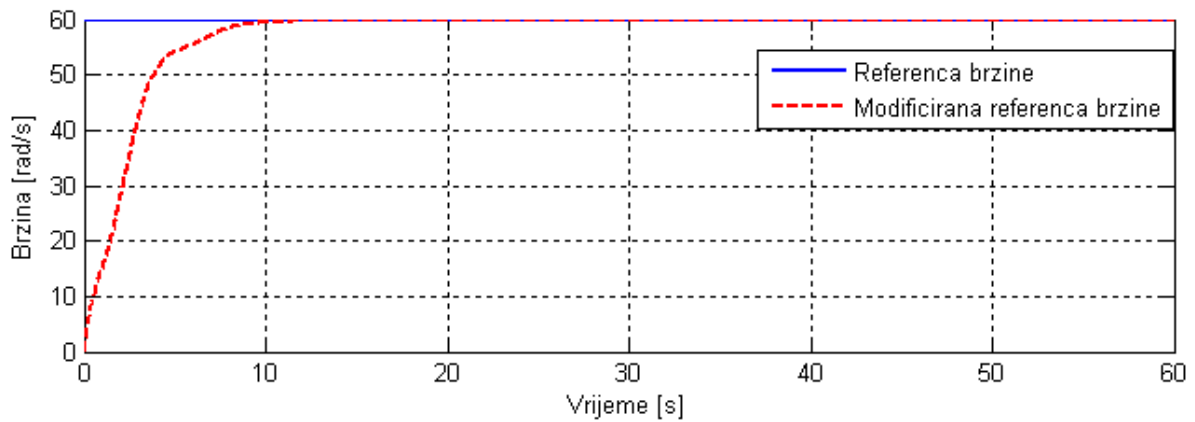


Slika 6.8 Odzivi brzine dlijetla za različite parametre *KM_komp*

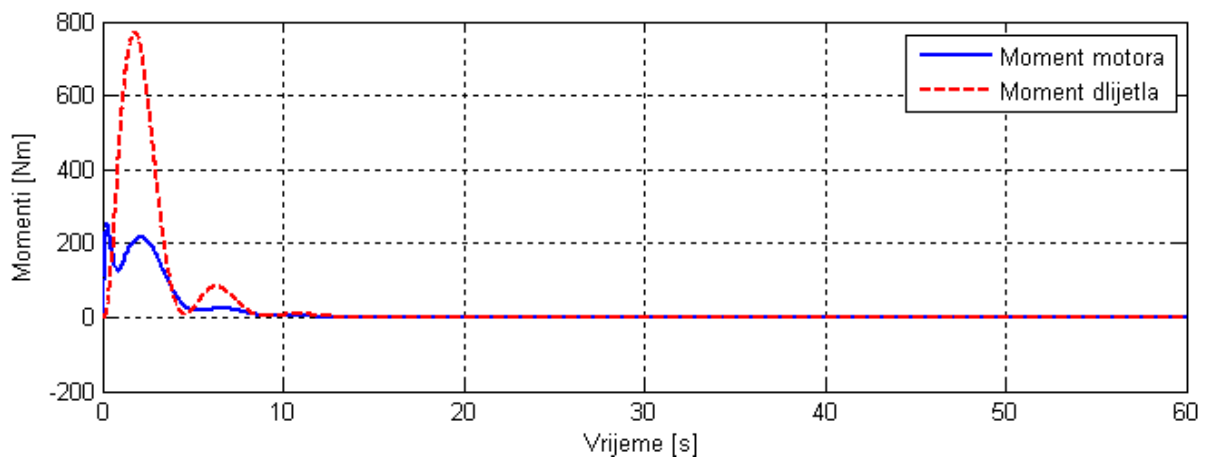
Vidljivo je iz slike da se za povećanje *KM_komp* dobiva sporiji odziv uz puno oscilacija. Za preveliko smanjenje *KM_komp* dobiva se brži odziv ali uz veliko nadvišenje i također velike oscilacije. Stoga se izabire optimalan iznos *KM_komp*=0.125 prikazan slikom.

6.2. Simulacija za modificiranu vrijednost reference brzine

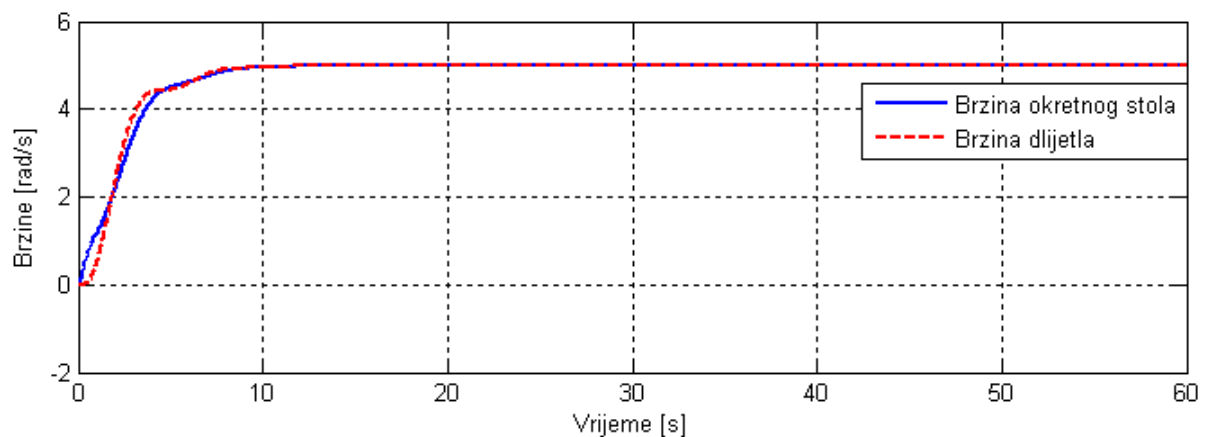
6.2.1. Odzivi bez razmatranja trenja



Slika 6.9 Usporedba referenci brzina



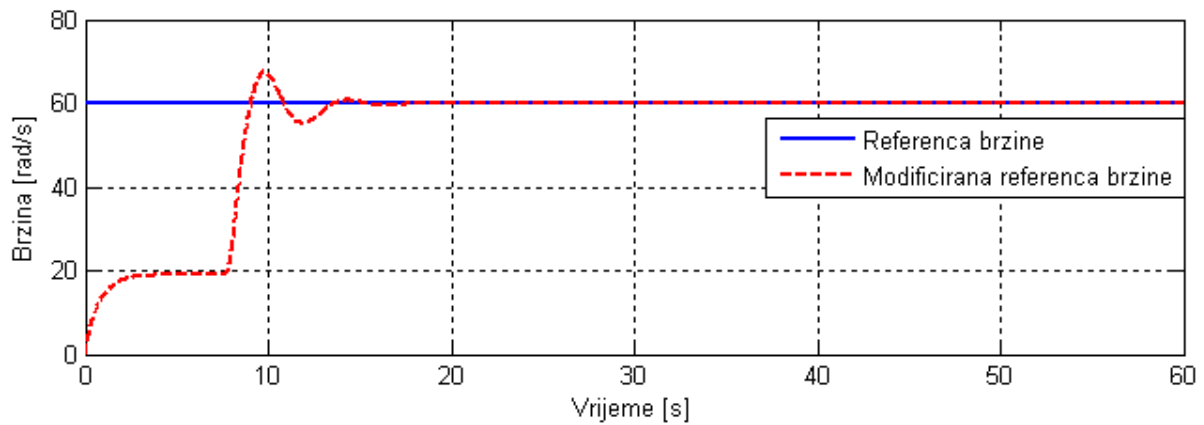
Slika 6.10 Momenti motora i moment dlijetla



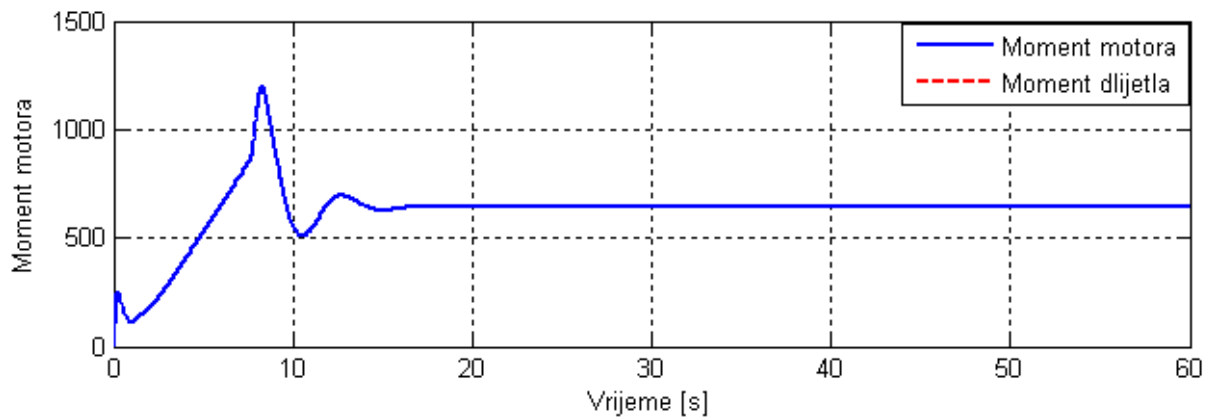
Slika 6.11 Brzina okretnog stola i brzina dlijetla

Za slučaj bez trenja odziv brzine dlijetla je unutar 10 sekundi i nema prebačaja. To vrijedi za idealan slučaj koji u praksi ne postoji.

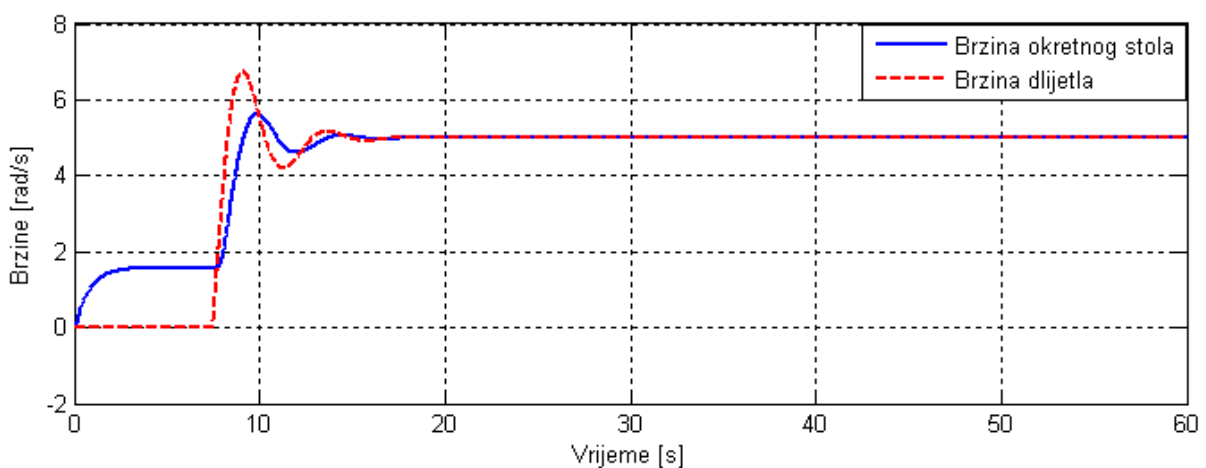
6.2.2. Odzivi uz razmatranje trenja



Slika 6.12 Usporedba referenci brzina



Slika 6.13 Moment motora



Slika 6.14 Brzina okretnog stola i brzina dlijetla

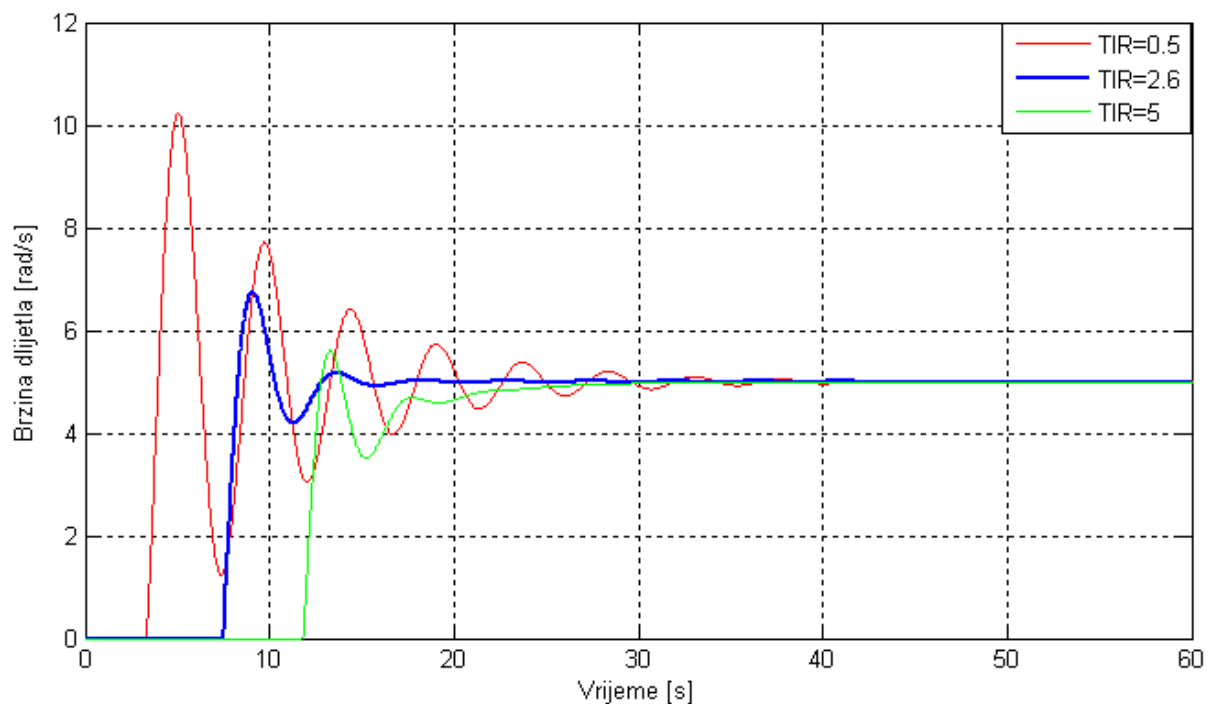
Za odzive sa uključenim trenjem vidi se da se brzina dlijetla uspijeva izregulirati na zadanu vrijednost. Iz dijagrama brzina se vidi da se modificirana referencna brzine bitno razlikuje od početne reference brzine. Na taj se način postiže dobro prigušenje oscilacija zbog

torzijskih vibracija na strani dlijetla što se može vidjeti iz slike. Brzina dlijetla stabilizira se na zadanu vrijednost u roku 10 sekundi s time da postoji prebačaj od oko 1.8 rad/s na početku odziva. U odzivu se pojavljuju i male oscilacije amplitude približno 0.5 rad/s koje se do 15. sekunde potpuno prigušuju. Prikazan je i odziv momenta na strani motora iz kojeg se primjećuju oscilacije na početku odziva koje se također potpuno prigušuju.

Zaključak je da sustav aktivnog prigušenja uspijeva dobro prigušiti oscilacije brzine dlijetla koje nastaju zbog torzijskih vibracija bušnog vretena (uslijed elastičnosti vretena i djelovanja trenja).

6.2.3. Podešavanje parametra TIR

Parametar TIR podešen je prije simulacija metodom pokušaja na optimalan iznos što je prikazano sljedećom slikom.

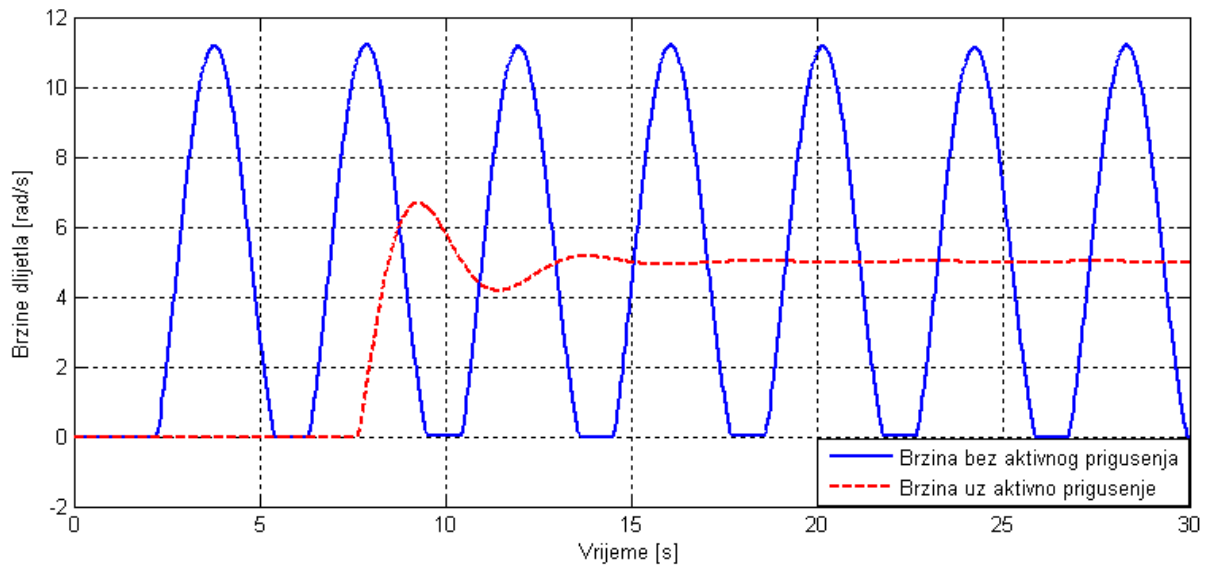


Slika 6.15 Odzivi brzine dlijetla za različite iznose parametra TIR

Dijagram prikazuje da je optimalan iznos približno $TIR=2.6$. Za povećanje iznosa tog parametra dobiva se dobro prigušen ali sporiji odziv brzine dlijetla. Smanjenjem parametra TIR dobije se brži odziv ali s velikim prebačajem i oscilacijama i dugim vremenom smirivanja.

6.2.4. Usporedba odziva s odzivom reguliranog pogona

Dan je prikaz odziva brzine dlijetla za slučaj PI regulatora podešenog za brz i dobro prigušen odziv brzine motora, bez aktivnog prigušenja, i prikaz odziva brzine dlijetla za slučaj kada je PI regulatoru dodano aktivno prigušenje.

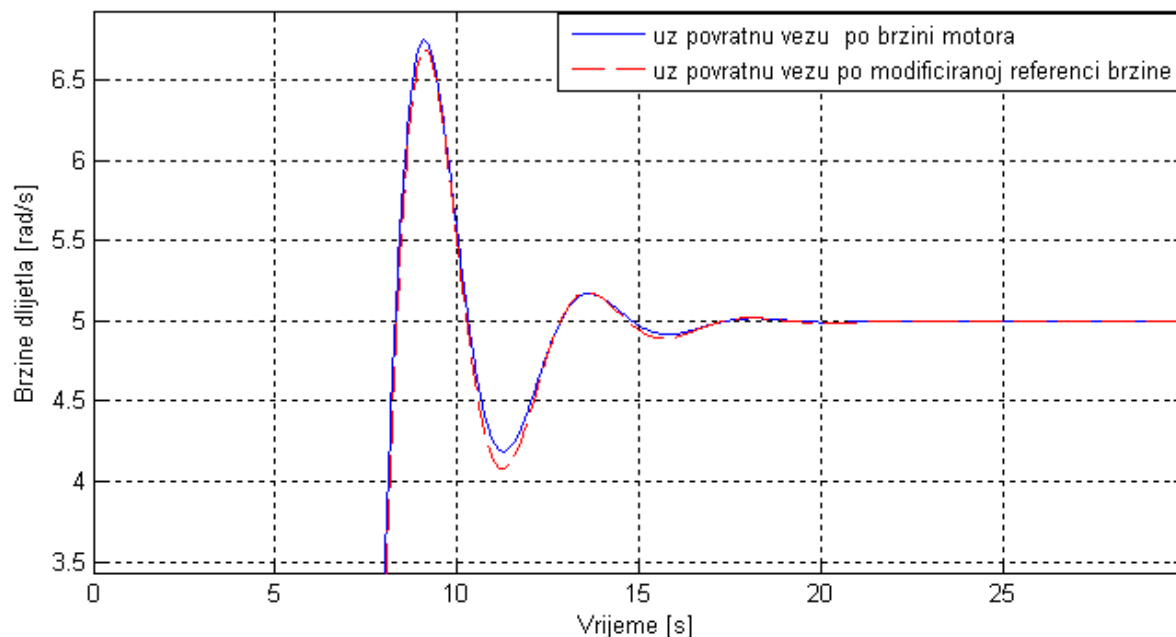


Slika 6.16 Usporedba brzina dlijetla

7. Analiza sustava aktivnog prigušenja na promjenu parametara pogona bušnog vretena i parametara simulacijskog modela

7.1. Promjena povratne veze brzine vrtnje

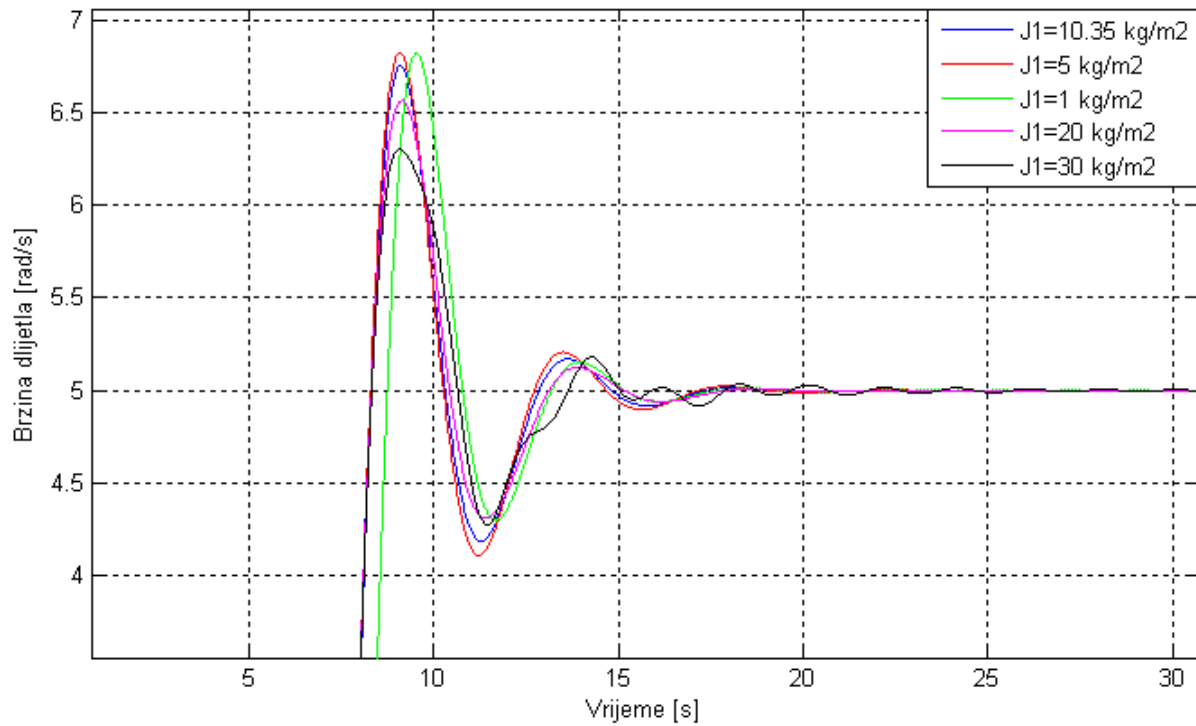
U ovoj točki radi analize ponašanja promijenjena je povratna veza po brzini vrtnje. To je učinjeno na način da je umjesto mjerene brzine motora, kao što je to bio slučaj do sada, na ulaz sumatora dovedena modificirana referenca brzine. Rezultat je prikazan slikom. Vidi se iz slike da nema velike razlike u odzivu. Odziv uz povratnu vezu po brzini motora ipak je za nijansu bolji od odziva sa povratnom vezom po referenci modificirane brzine. Provedena je i analiza za veće i manje reference brzine, za promjenu krutosti, promjenu inercija J_1 i J_2 i utvrđeno da se odzivi ni tada bitno ne razlikuju s obzirom na povratnu vezu po brzini motora naspram povratne veze po modificiranoj brzini.



Slika 7.1 Usporedba odziva za promjenu povratne veze

7.2. Promjena inercije J_1 na strani motora

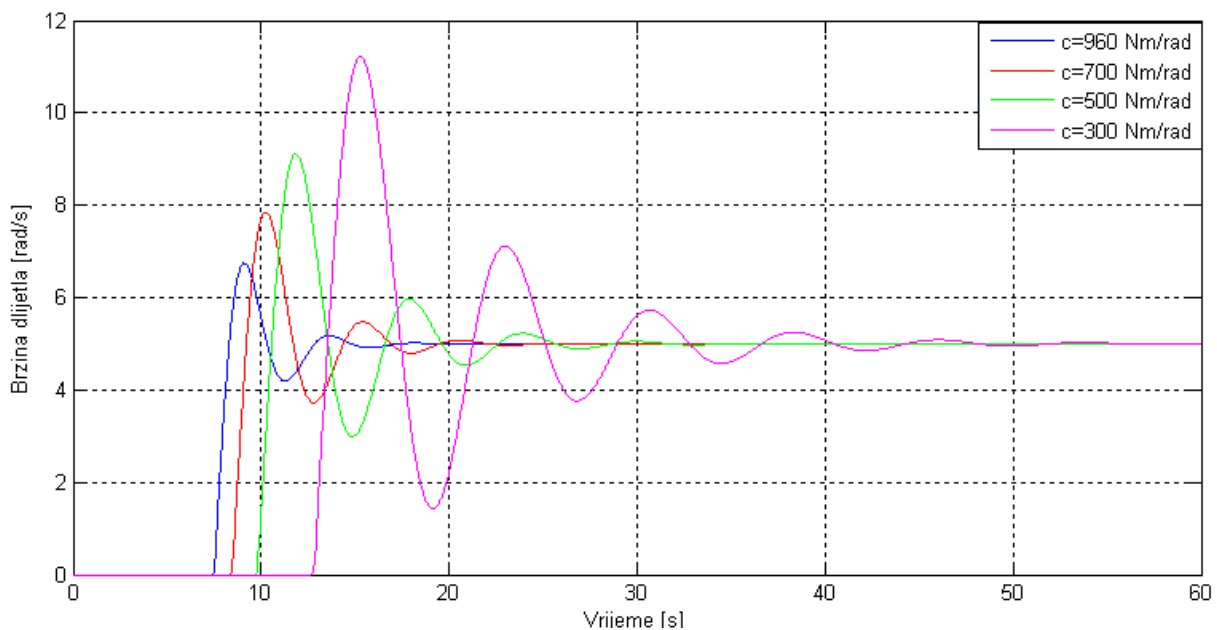
Inercija na strani motora sastoji se od inercije motora i inercije reduktora svedene na stranu motora. Zadana inercija je iznosa $J_1=10.35$. Odziv je prikazan slikom. Zaključak je da se promjenom inercije na strani motora ne može znatno poremetiti odziv sustava.



Slika 7.2 Utjecaj promjene J_1 na odziv brzine dlijetla

7.3. Promjena krutosti bušnog vretena

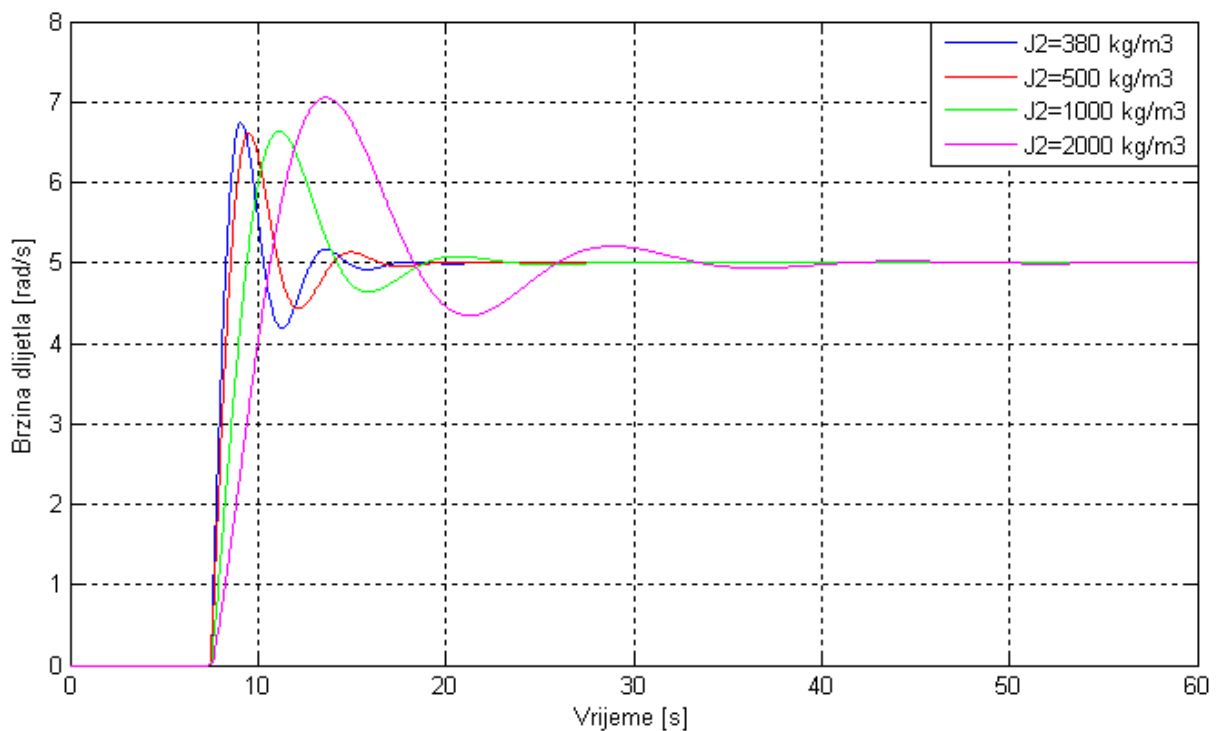
Kod procesa bušenja kad se izbuši duljina jedne cijevi (ili duljina tri cijevi ako se koristi vršni pogon) dodaju se cijevi da bi se proces bušenja nastavio pa se s time povećava ukupna duljina vretena a s povećanjem duljine vretena ukupna krutost se smanjuje. Utjecaj smanjivanja krutosti na odziv prikazan je slikom. Iz slike se vidi da se za smanjivanje krutosti povećavaju oscilacije, sporiji je odziv brzine i duže vrijeme smirivanja ali sustav na kraju ipak uspijeva u potpunosti prigušiti oscilacije. Smanjivanje krutosti sa 960Nm/rad na 300Nm/rad odgovara približno 2000m izbušene dubine (sa 1000m na 3000m dubine). Prepodešavanjem parametara aktivnog prigušenja odziv brzine dlijetla se može uvelike poboljšati. Stoga bi bilo potrebno izvesti algoritam prema kojem se mijenjaju parametri aktivnog prigušenja s obzirom na promjenu parametara sustava bušnog vretena.



Slika 7.3 Utjecaj krutosti bušnog vretena na odziv brzine dlijetla

7.4. Promjena inercije J_2

Kod bušenja je nekad potrebno primijeniti veći pritisak na dlijetlo ako je otpor bušenju velik pa nema učinka. To se radi na način da se promijeni sastav dubinskog bušnog sklopa. Dodaju se teške cijevi iznad dlijetla čime se povećava pritisak na dlijetlo a time se povećava i ukupna inercija J_2 . Analiza robustnosti regulacijskog sustava na takve promjene prikazana je slikom 7.4. Iz slike se vidi da je sustav otporan na promjenu inercije J_2 .



Slika 7.4 Utjecaj promjene inercije J_2 na odziv brzine dlijetla

Zaključak

U radu je razmotren utjecaj trenja i torzijskih vibracija na brzinu bušnog vretena. Projektiran je PI regulator koji je podešen za brzi i dobro prigušen odziv brzine motora odnosno okretnog stola. Utvrđeno je da se samo s PI regulatorom može uspješno regulirati brzina motora, ali se ne mogu prigušiti oscilacije brzine na strani dlijetla. U tu svrhu sustav regulacije proširen je aktivnim prigušenjem nadređenim PI regulatoru brzine vrtnje motora temeljenim na povratnoj prigušnoj petlji po estimiranom momentu, čime se oscilacije momenta torzije i brzine vrtnje na strani dlijetla uspješno prigušuju. U svrhu očuvanja statičke točnosti regulacijskog sustava dodana je i povratna veza po brzini vrtnje motora. Također je provedena i simulacijska analiza robusnosti sustava aktivnog prigušenja na promjene parametara bušnog vretena. Utvrđeno je da regulacijski sustav aktivnog prigušenja podešen za dobo prigušenje odziva brzine vrtnje tereta nije jako osjetljiv na promjenu momenta inercije na strani dlijetla i na strani motora (ne uočava se značajna pojava torzijskih oscilacija čak i uz velike promjene momenata inercije). Međutim, sustav aktivnog prigušenja jest osjetljiv na promjenu faktora krutosti bušnog vretena (koji se mijenja s duljinom bušnih cijevi, odnosno dubinom bušenja). Za taj slučaj potrebno je prepodesiti parametre sustava aktivnog prigušenja, odnosno izvesti analitičke izraze za iznose parametre sustava aktivnog prigušenja, što u ovom radu nije bilo moguće napraviti zbog vremenskog ograničenja.

Literatura

- [1] Predavanja i vježbe iz Elektromotornih servopogona – FSB Zagreb
- [2] Vježbe iz Neizrastog i digitalnog upravljanja – FSB Zagreb
- [3] Regulacija elektromotornog pogona naftnog bušnog vretena – završni rad, Matija Krznar
- [4] "NONLINEAR DYNAMICS OF OILWELL DRILLSTRINGS", J.D. Jansen, Ph. D thesis, Delft University of Technology, Delft University Press, Delft 1993.
- [5] Internet
- [6] Miroslav Perić, "ENGLJSKO-HRVATSKI ENCIKLOPEDIJSKI RIJEČNIK ISTRAŽIVANJA I PROIZVODNJE NAFTE I PLINA", INA Industrija nafta d. d. ,Zagreb 2007.

PRILOG 1 M-file (Neregulirani pogon)

```

-----
%%% Model naftnog bušnog vretena %%%
-----

%Ulaznipodaci
Tmr = 1e-2;          % kasnjenje momenta (10 ms)
Tw = 2e-2;          % vremenska konstanta senzora brzine (20 ms)
Kw = 1;             % pojačanje senzora brzine
Tpar = Tmr + Tw;    % parazitna vremenska konstanta
J1 = 10.35;          % inercija na strani motora (motor + reduktor) 10 kgm^2
nr = 12.0;           % prijenosni omjer reduktora

% Omjer inercija:
% 1. laki teret: rM <= 0.3
% 2. srednje laki teret: rM ~ 0.6
% 3. izjednaceni (srednji) teret: rM ~ 1.0
rM = 0.255;

% Inercija alata referirana na stranu motora
J2_ = rM*J1;

% Stvarna inercija alata
J2 = J2_*nr*nr;

% Krutost busnog vretena
c = 960.0; % Nm/rad
% Koeficijent prigusenja busnog vretena
d = 20.0; % Nms/rad

% Trenje na strani tereta
TC = 7700.0;        % Coulomb-ovo trenje = 7700 Nm
TS = 10000.0;       % Prekidno(breakaway) trenje = 10000 Nm
Dom = 0.01;
deltas = 1.0;
OMs = 0.01;
Kv = 0.0;

% Ukljucenje/iskljucenje trenja na strani tereta:
% fric_on = 0 (OFF)
% fric_on = 1 (ON)
fric_on = 1;

% Vlastite frekvencije
W0 = sqrt(c*(1/J1 + nr*nr/J2)/nr/nr);
W01 = sqrt(c/J1/nr/nr);
W02 = sqrt(c/J2);

% Nazivni moment motora
MN = 3200.0;

% Skokovita referenca momenta
MR_step = 870;

```

PRILOG 2 M-file (Regulirani pogon)

```
-----  
%%%%Model naftnog bušnog vretena %%%  
-----  
  
Tmr = 1e-2;      % kasnjenje momenta (10 ms)  
Tw = 2e-2;      % Vremenska konstanta senzora brzine (20 ms)  
Kw = 1;         % pojačanje senzora brzine  
Tpar = Tmr + Tw; % parazitna vremenska konstanta  
J1 = 10.35;     % inercija na strani motora (motor + reduktor) 10 kgm^2  
nr = 12.0;      % prijenosni omjer reduktora  
  
% Omjer inercija:  
% 1. laki teret: rM <= 0.3  
% 2. srednje laki teret: rM ~ 0.6  
% 3. ravnomjerni teret: rM ~ 1.0  
rM = 0.255;  
  
% Inercija alata referirana na stranu motora  
J2_ = rM*J1;  
  
% Stvarna inercija alata  
J2 = J2_*nr*nr;  
  
% Koeficijent krutosti bušnog vretena  
c = 960.0; % Nm/rad  
% Koeficijent prigušenja bušnog vretena  
d = 20.0; % Nms/rad  
  
% Trenje na strani tereta  
TC = 7700.0; % Coulomb-ovo trenje = 7700 Nm  
TS = 10000.0; % Breakaway trenje = 10000 Nm  
Dom = 0.01;  
deltas = 1.0;  
OMs = 0.01;  
Kv = 0.0;  
  
% Uključivanje/isključivanje trenja:  
% fric_on = 0 (OFF)  
% fric_on = 1 (ON)  
fric_on = 1;  
  
% Nazivni moment motora  
MN = 3200.0;  
  
% Skokovita referenca brzine  
wR_step = 60.0;  
% Parametri PI regulatora prema simetricnom optimumu  
TI = 4.0*Tpar;  
KR = 2.0*J1/TI;  
MMAX = MN;          %Gornji limit momenta  
MMIN = -MN;        %Donji limit momenta
```

PRILOG 3 M-file (Aktivno prigušenje)

```

%-----
%%%%Model naftnog bušnog vretena %%%%
%-----

Tmr = 1e-2; % Kasnjenje momenta (10 ms)
Tw = 2e-2; % Vremenska konstanta senzora brzine (20ms)
Kw=1; %Pojacanje senzora brzine
Tpar = Tmr + Tw; % Parazitna vremenska konstanta
J1 = 10.35; % inercija na strani motora (motor + reduktor) 10 kgm^2
nr = 12.0; % prijenosni omjer reduktora

% Omjer inercija:
% 1. laki teret: rM <= 0.3
% 2. srednje laki teret: rM ~ 0.6
% 3. ravnomjerni teret: rM ~ 1.0
rM = 0.255;

% Inercija alata referirana na stranu motora
J2_ = rM*J1;

% Stvarna inercija alata
J2 = J2_*nr*nr;

% Koeficijant krutosti busnog vretena
c = 960.0; % Nm/rad
% Koeficijent prigusenja busnog vretena
d = 20.0; % Nms/rad

% Trenje na strani tereta
TC = 7700.0; % Coulomb-ovo trenje = 7700 Nm
TS = 10000.0; % Prekidni (breakaway) trenje = 10000 Nm
Dom = 0.01;
deltas = 1.0;
OMs = 0.01;
Kv = 0.0;

% Ukljucivanje/iskljucivanje trenja:
% fric_on = 0 (OFF)
% fric_on = 1 (ON)
fric_on = 1;

% Vlastite frekvencije
W0 = sqrt(c*(1/J1 + nr*nr/J2)/nr/nr);
W01 = sqrt(c/J1/nr/nr);
W02 = sqrt(c/J2);

% Nazivni moment motora
MN = 3200.0;

% Skokovita referenca brzine
wR_step = 60.0;

% Podesenja PI regulatora prema simetričnom optimumu
TI = 4.0*Tpar;
KR = 2.0*J1/TI;
MMAX = MN;
MMIN = -MN;

```

```

% Luenberger-ov estimator momenta busnog vretena
% Podesenja prema optimumu dvostrukog odnosa
Te = 0.3; D2 = 0.5; D3 = 0.5;
% Pojacanja estimatora
K1E = 1/D2/D3/Te;
K2E = J1/D2/D2/D3/Te/Te;
K3E = J1/D2/D2/D3/Te/Te/Te;

% Parametri aktivnog prigusenja
KM_komp=0.125;
TIR=2.6;

```

PRILOG 4 M-file (Proračun estimatora)

```

% Izracunavanje karakteristicnog polinoma i prijenosne
% funkcije estimiranog momenta

syms J1 K1 K2 K3 s m1 w1 % zadane simboličke varijable
A=[0 -1/J1 0;0 0 1;0 0 0]; % matrica stanja
B=[1/J1;0;0]; % matrica ulaza
C=[1 0 0]; % matrica izlaza
K=[K1; K2; K3]; % vektor pojačanja
I=[1 0 0;0 1 0;0 0 1]; % jedinica matrica
kar_polinom=det(s*I-(A-K*C)) % izracunavanje karakteristicnog polinoma

C1=[0 1 0]; % matrica izlaza (za estimirani moment)

m_est=C1*inv(s*I-(A-K*C))*B*m1+C1*inv(s*I-(A-K*C))*K*w1 %izraz za
estimirani moment

pretty(simple(m_est)) %pojednostavnjenje izraza

```

PRILOG 5 (SIMULINK model trenja dlijetla)

