

Projektiranje servopneumatskog aktuatora za upravljanje kočnicom bubnja dizalice naftnog bušnog vretena

Valek, Danijel

Master's thesis / Diplomski rad

2012

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:235:840950>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-11-04**

Repository / Repozitorij:

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



Sveučilište u Zagrebu

Fakultet strojarstva i brodogradnje

DIPLOMSKI RAD

Danijel Valek

Zagreb, 2012.

Sveučilište u Zagrebu

Fakultet strojarstva i brodogradnje

DIPLOMSKI RAD

Voditelj rada:

Prof. dr.sc. Joško Deur

Danijel Valek

Zagreb, 2012.

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

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

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

Zahvala prof.dr.sc. Jošku Petriću i prof.dr.sc. Željku Šitumu za pruženu literaturu i korisne savjete.

Zahvaljujem svojim roditeljima na podršci tijekom studiranja.



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	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Danijel Valek**

Mat. br.: 0035163007

Naslov rada na
hrvatskom jeziku:

**Projektiranje servopneumatskog aktuatora za upravljanje kočnicom
bubnja dizalice naftnog bušnog vretena**

Naslov rada na
engleskom jeziku:

**Servopneumatic actuator design for oil-well drill-string hoist drum
brake control**

Opis zadatka:

Tijekom naftnog bušenja potrebno je ravnomjerno spuštati regulirani elektromotorni pogon bušnog vretena naftne garniture. U tu se svrhu kao standardno rješenje koristi pojasna kočnica na bubnju vitla dizalice naftnog bušnog vretena, čijim radom upravlja operater (bušač) preko odgovarajućeg polužnog mehanizma. Kako bi se olakšao rad bušača potrebno je osmisliti sustav automatskog upravljanja momentom kočnice. U tom smislu u radu je potrebno:

- opisati pogon vitla dizalice naftnog bušnog vretena, s posebnim naglaskom na pogon pojasne kočnice bubnja dizalice;
- predložiti prigradnju linearnog pneumatskog aktuatora na postojeći polužni mehanizam za ručno upravljanje kočnicom, uključujući dimenzioniranje pneumatskog aktuatora i pripadajućih ventila i dodatne opreme, te razradu pneumatskih shema spajanja;
- analizirati statičke i dinamičke karakteristike pneumatskog aktuatora za slučajeve upravljanja putem:
 - 1) tlačnog ventila,
 - 2) proporcionalnog/servo ventila,temeljem čega treba postaviti odgovarajući matematički i simulacijski model pneumatskog aktuatora, proširen modelom polužnog prijenosnog mehanizma i kočnice;
- analizirati kvalitetu upravljanja silom kočnice primjenom tlačnog i proporcionalnog/servo ventila, uključujući simulacije na računalu.

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

Zadatak zadan:

17. studenog 2011.

Rok predaje rada:

19. siječnja 2012.

Predvideni datum obrane:

25., 26. i 27. siječnja 2012.

Zadatak zdao:

Prof. dr. sc. Joško Deur

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Franjo Čajner

Sadržaj

Popis oznaka.....	9
Sažetak	11
1. Uvod	12
2. Naftno bušno postrojenje	13
3. Sustav za podizanje i spuštanje bušnog vretena.....	14
3.1 Sustav kolotura.....	14
3.1.1 Nepomično koloturje.....	16
3.1.2 Pomično koloturje	16
3.1.3 Uže.....	17
3.1.4 Sidro	18
3.1.5 Bušaća kuka	19
3.2 Konstrukcija tornja	19
3.3 Kombinirani pogon bušaće dizalice	20
3.3.1 Pogonski sklop dizalice	22
3.3.2 Sustav prijenosa.....	23
4. Pojasna kočnica	24
4.1 Princip rada	24
4.2 Model pojasne kočnice.....	26
5. Izvedbeno rješenje s pneumatskim aktuatorom	28
5.1 Prigradnja cilindra.....	28
5.2 Proračun potrebnog protoka zraka kroz cilindar	33
5.3 Varijanta s proporcionalnim tlačnim regulatorom.....	35
5.3.1 Proporcionalni tlačni regulator	35
5.3.2 Pojačalo za proporcionalni tlačni regulator	37
5.3.3 Pneumatska shema spajanja	38
5.3.4 Dinamički model sustava	39
5.4 Varijanta s proporcionalnim servo ventilom.....	41
5.4.1 Proporcionalni 5/3 servo ventil	41
5.4.2 Pneumatska shema spajanja	42
5.4.3 Dinamički model sustava [10].....	42
6. Simulacijski model sustava u Simulink-u i simulacije.....	47

6.1	Simulacijski model s proporcionalnim servo ventilom (klip fiksiran)	47
6.1.1	Rezultati simulacija za skokovite promjene referentnog tlaka	49
6.1.2	Rezultati simulacija za slijeđenje sinusne reference tlaka	50
6.1.3	Rezultati simulacija za linearnu promjenu referentnog tlaka	52
6.1.4	Rezultati simulacija za veliki skok tlaka	53
6.2	Simulacijski model sa proporcionalnim servo ventilom (sa krutom oprugom)	54
6.2.1	Rezultati simulacija za skokovite promjene reference sile kočenja	56
6.2.2	Rezultati simulacija za praćenje sinusne reference sile kočenja	59
6.2.3	Rezultati simulacija za linearne promjene referentne sile kočenja.....	61
7.	Zaključak.....	63
8.	Prilozi.....	64
8.1	M-file [Regulacija tlaka-klip fiksiran].....	64
8.2	M-file [Regulacija tlaka-pojasna kočnica kao kruta opruga]	65
8.2	Electro-pneumatic Proportional Valve, Series VEF/VEP	67
8.3	Power Amplifier for Electro-pneumatic Proportional Valve, Series VEA	67
8.4	ISO/VDMA cylinders Series C95	67
8.5	Proportional directional control valves MPYE, FESTO	67
9.	Popis literature	68

Popis slika

<i>Slika 1 Naftno bušno postrojenje [1].....</i>	<i>13</i>
<i>Slika 2 Sustav za podizanje [2].....</i>	<i>14</i>
<i>Slika 3 Koloturni sustav - prostorni raspored [2]</i>	<i>15</i>
<i>Slika 4 Nepomično koloturje.....</i>	<i>16</i>
<i>Slika 5 Pomično koloturje</i>	<i>17</i>
<i>Slika 6 Čelično uže (jednostruko, dvostruko i trostruko pleteno)</i>	<i>17</i>
<i>Slika 7 Sidro</i>	<i>18</i>
<i>Slika 8 Bušača kuka</i>	<i>19</i>
<i>Slika 9 Konstrukcija tornja.....</i>	<i>20</i>
<i>Slika 10 Bušača dizalica.....</i>	<i>20</i>
<i>Slika 11 Pojasna kočnica</i>	<i>21</i>
<i>Slika 12 Shema mehaničkog razvoda energije [4]</i>	<i>22</i>
<i>Slika 13 Istosmjerni motor s rashladnim sustavom i upravljačkom kutijom [6].....</i>	<i>23</i>
<i>Slika 14 Pojasna kočnica Cardwell [5].....</i>	<i>24</i>
<i>Slika 15 Pojasevi kočnice</i>	<i>25</i>
<i>Slika 16 Shematski prikaz pojasevne kočnice.....</i>	<i>26</i>
<i>Slika 17 Simulink model pojasevne kočnice</i>	<i>27</i>
<i>Slika 18 Prigradnja cilindra na postojeće polužje</i>	<i>28</i>
<i>Slika 19 Sile na polugu.....</i>	<i>28</i>
<i>Slika 20 Prikaz okomite komponente sile u točki A.....</i>	<i>29</i>
<i>Slika 21 Cilindar SMC-C95.....</i>	<i>30</i>
<i>Slika 22 Prikaz cilindra spojenog na polugu</i>	<i>30</i>
<i>Slika 23 Prikaz kinematike cilindra spojenog na polugu</i>	<i>31</i>
<i>Slika 24 Prikaz efektivne komponente sile cilindra na polugu.....</i>	<i>32</i>
<i>Slika 25 Ovisnost sile o hodu klipnjace cilindra</i>	<i>32</i>
<i>Slika 26 Prikaz brzina na poluzi.....</i>	<i>33</i>
<i>Slika 27 Proporcionalni tlačni regulator SMC VEP3121-2</i>	<i>35</i>
<i>Slika 28 Statička karakteristika ventila SMC VEP3121-2</i>	<i>35</i>
<i>Slika 29 Presjek proporcionalnog tlačnog regulatora SMC VEP 3121-1</i>	<i>36</i>
<i>Slika 30 Pojačalo za upravljanje ventilom.....</i>	<i>37</i>
<i>Slika 31 Shema spajanja.....</i>	<i>38</i>
<i>Slika 32 Izvedba eksperimenta i snimljena karakteristika [8]</i>	<i>39</i>
<i>Slika 33 FESTO MPYE-5-1/8-HF-010B proporcionalni servoventil</i>	<i>41</i>
<i>Slika 34 Pogled presjeka ventila (1 –kućište, 2 – razvodni klip, 3 – kućište s elektronikom)</i>	<i>41</i>
<i>Slika 35 Pneumatska shema spajanja servoventila i cilindra</i>	<i>42</i>
<i>Slika 36 Shematski prikaz 5/3 proporcionalnog ventila [10].....</i>	<i>43</i>
<i>Slika 37 Simulink model regulacijskog kruga tlaka u komori A.....</i>	<i>47</i>
<i>Slika 38 Model proporcionalnog elektromagneta</i>	<i>47</i>
<i>Slika 39 Model masenog protoka</i>	<i>48</i>
<i>Slika 40 Model izgradnje tlaka u komori.....</i>	<i>48</i>
<i>Slika 41 PI regulator</i>	<i>49</i>
<i>Slika 42 Odzivi tlaka i pomaka razvodnog klipa ventila</i>	<i>49</i>
<i>Slika 43b Odzivi tlaka i pomaka razvodnog klipa ventila</i>	<i>51</i>
<i>Slika 44 Protok zraka kroz ventil/cilindar</i>	<i>51</i>
<i>Slika 45 Odzivi tlaka i pomaka razvodnog klipa ventila</i>	<i>52</i>
<i>Slika 46 Protok zraka kroz ventil/cilindar</i>	<i>52</i>
<i>Slika 47 Odzivi tlaka i pomaka razvodnog klipa ventila</i>	<i>53</i>
<i>Slika 48 Protok zraka kroz ventil/cilindar</i>	<i>53</i>

<i>Slika 49 Simulacijski model sustava</i>	<i>54</i>
<i>Slika 50 Model klipa cilindra</i>	<i>54</i>
<i>Slika 51 Model za izračun efektivne sile</i>	<i>55</i>
<i>Slika 52 Izračun reference tlaka za referencu sile kočenja</i>	<i>55</i>
<i>Slika 53 Racunanje reference p_{Aref}</i>	<i>56</i>
<i>Slika 54 Odzivi tlaka i pomaka razvodnog klipa</i>	<i>57</i>
<i>Slika 55 Odziv pomaka i brzine klipa cilindra</i>	<i>57</i>
<i>Slika 56 Odzivi tlakova i protoka zraka u komorama</i>	<i>58</i>
<i>Slika 57 Prikaz sile na cilindru i efektivne sile na polugu</i>	<i>58</i>
<i>Slika 58 Odzivi tlaka i pomaka razvodnog klipa</i>	<i>59</i>
<i>Slika 59 Odzivi pomaka i brzine klipa cilindra</i>	<i>59</i>
<i>Slika 60 Odzivi tlakova i protoka zraka u komorama</i>	<i>60</i>
<i>Slika 61 Prikaz sile na cilindru i efektivne sile</i>	<i>60</i>
<i>Slika 62 Odzivi tlaka i pomaka razvodnog klipa</i>	<i>61</i>
<i>Slika 63 Odzivi pomaka i brzine klipa cilindra</i>	<i>61</i>
<i>Slika 64 Odzivi tlakova i protoka zraka u komorama</i>	<i>62</i>
<i>Slika 65 Prikaz sile u cilindru i efektivne sile na polugu</i>	<i>62</i>

Popis oznaka

F_1 – sila natezanja pojasa na kraju gdje je on fiksno učvršćen

F_2 – sila natezanja pojasa na pokretnom kraju pojasa

F_p – tangencijalna sila na kočnom bubnju (razlika $F_1 - F_2$)

μ – faktor trenja između pojaseva i bubnja

β – kut obuhvata kočnih pojaseva

M_k – kočni moment na bubnju

D_k – promjer kočnog bubnja

i – prijenosni omjer polužja kočnice

M_{st} – statički moment tereta na bubanj kočnice

$F_{uže}$ – sila u čeličnom užetu prema bubnju

D_{bu} – promjer bubnja na koji je namotano uže

$F_{ručna}$ – sila kojom operater mora ručno djelovati na polugu kočnice

$F_{cilindra}$ – sila kojom cilindar mora djelovati na polugu kočnice

v_1 – brzina na kraju poluge kojom upravlja operater

v_2 – brzina gibanja klipnjače cilindra

A – površina klipa cilindra

Q – protok zraka kroz cilindar

A_k – površina poprečnog presjeka klipnjače

y_v – pomak razvodnog klipa ventila

K_v – konstanta ventila

A_v – efektivna površina otvora ventila

p – tlak

V – volumen

R – plinska konstanta

m – masa

T – temperatura

p_u – tlak u uzlaznom toku prema ventilu (tlak napajanja)

p_d – tlak na izlazu iz ventila

ψ – koeficijent pražnjenja

r_{cr} – kritični omjer tlakova (p_d/p_u)

\dot{m} – maseni protok zraka kroz ventil

v – specifični volumen (V/m)

κ – izentropska konstanta

V_A – volumen komore cilindra na strani bez klipnjače

V_B – volumen komore cilindra na strani gdje je klipnjača

A_{kl} – površina klipa na strani klipnjače

Sažetak

U radu je predstavljeno načelno izvedbeno rješenje prigradnje pneumatskog aktuatora na polugu za ručno upravljanje vertikalnom silom nasjedanja naftnog bušnog vretena. Dane su dvije varijante upravljanja odabranim pneumatskim cilindrom primjenom proporcionalnog tlačnog regulatora te primjenom proporcionalnog servo ventila. Za slučaj primjene proporcionalnog servo ventila izveden je simulacijski model sustava regulacije tlaka u cilindru kojim se upravlja silom kočenja pojasne kočnice. Provedene su simulacije za odziv tlaka u zatvorenoj komori cilindra konstantnog volumena te za slučaj dvoradnog cilindra kod kojeg se pri izvlačenju klipnjače volumen komore mijenja. Sila reakcije pojasne kočnice modelirana pomoću modela razmjerno krute opruge. Simulacijski model izveden je u programskom paketu Matlab/Simulink.

Ključne riječi: naftno postrojenje, sila nasjedanja, pojasna kočnica, servoupravljanje, regulacija, servoventil, proporcionalni tlačni regulator

1. Uvod

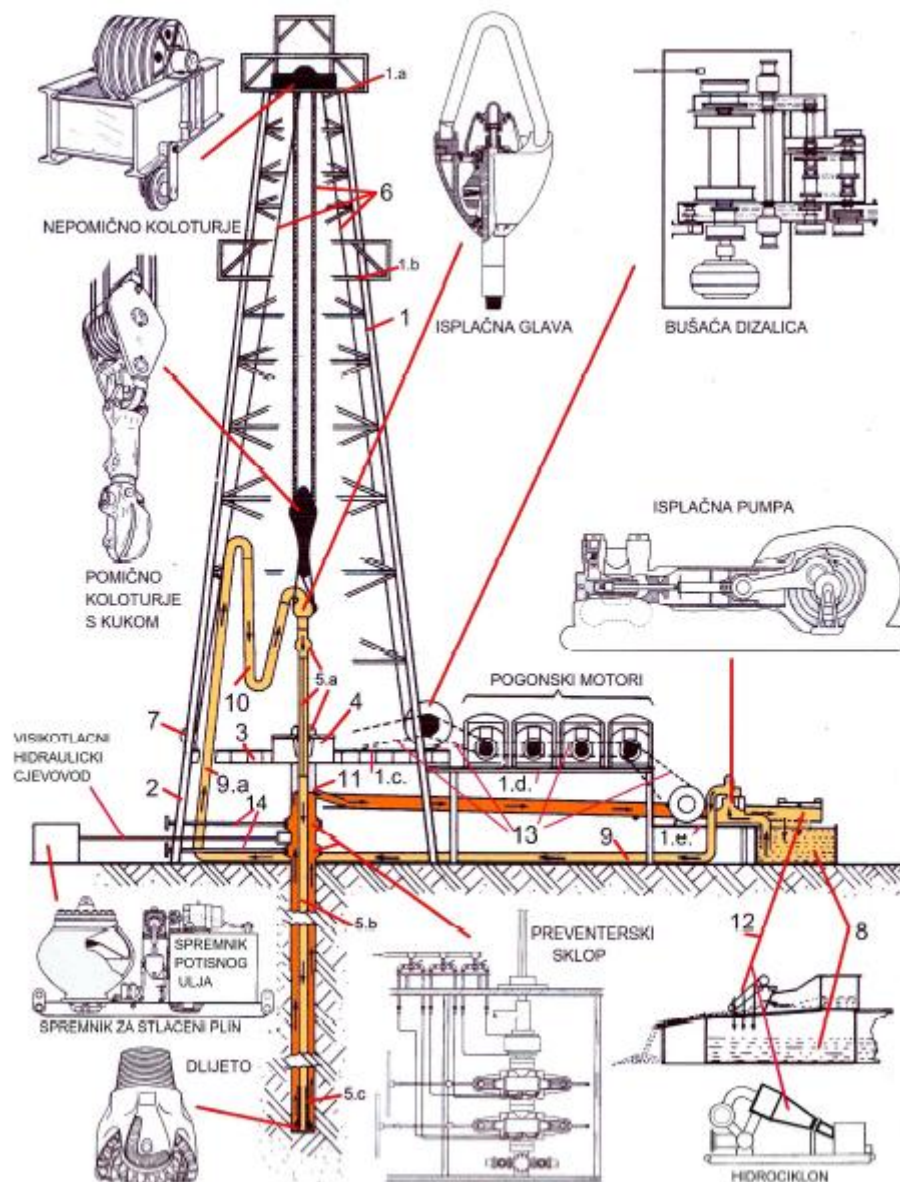
Kod izrade naftnih bušotina važan čimbenik je brzo i učinkovito prodiranje alata, pri čemu treba voditi posebnu pažnju o iznosu sile nasjedanja alata. Naime, iznos sile nasjedanja potrebno je precizno regulirati kako bi se postigle optimalne performanse procesa bušenja, istovremeno pazeći da ne dođe do prekoračenja maksimalnih iznosa sila naprezanja u alatu, koje mogu prouzročiti njegovo oštećenje. Silu nasjedanja tipično podešava bušač (operater) preko pojasne kočnice bubnja dizalice na koji je čeličnim užetom ovješeno cjelokupno naftno bušno vreteno. Podešavanje sile kočenja vrši se putem poluge koja preko polužja popušta odnosno steže pojasnu kočnicu na bubnju na kojem je namotano čelično uže dizalice naftnog bušnog vretena. Kako bi se olakšao rad operatera, u ovom radu se razmatra sustav automatskog upravljanja silom trenja pojasne kočnice u sklopu šireg sustava regulacije sile nasjedanja. U tu svrhu može se na polužni mehanizam kočnice bubnja ugraditi pneumatski aktuator opremljen proporcionalnim regulacijskim ventilom. U ovom radu opisuje se način prigradnje pneumatskog aktuatora na polužni mehanizam kočnice bubnja dizalice naftnog bušnog vretena te se razvija odgovarajući matematički model mehaničkog sustava koji služi kao osnova za izradu simulacijskog modela sustava. Funkcionalnost navedenog rješenja sustava upravljanja silom kočenja ispituje se simulacijama na računalu.

U drugom i trećem poglavlju opisano je naftno bušno postrojenje i sustav za podizanje i spuštanje naftnog bušnog vretena dok je u četvrtom poglavlju opisan je princip rada pojasne kočnice te je dan simulacijski model iste. U petom poglavlju predstavljeno je izvedbeno rješenje prigradnje cilindra na polugu mehanizma pojasne kočnice te su iznesene varijante upravljanja cilindrom pomoću proporcionalnog tlačnog regulatora i proporcionalnog servo ventila. U šestom poglavlju provedene su simulacije za slučaj upravljanja cilindrom pomoću proporcionalnog servo ventila. Učinkovitost sustava upravljanja cilindrom ilustrira se simulacijama na računalu. Provedene su simulacije za regulaciju tlaka u komori cilindra čiji je klip fiksiran te za komoru cilindra gdje uslijed pomaka klipa cilindra dolazi do varijacija volumena komore uslijed pomaka klipnjače.

2. Naftno bušno postrojenje

Naftno bušno postrojenje sastoji se od nekoliko zasebnih no međusobno povezanih mehaničkih, električkih, hidrauličkih, pneumatskih, električkih i kombiniranih sklopova, mehanizama, uređaja, agregata i sustava. Proces bušenja predstavlja niz zasebnih ili ponavljajućih operacija, postupaka ili zahvata koji se obavljaju u određenom redosljedu.

Osnovna shema bušnog postrojenja dana je na *slici 1*. [1]



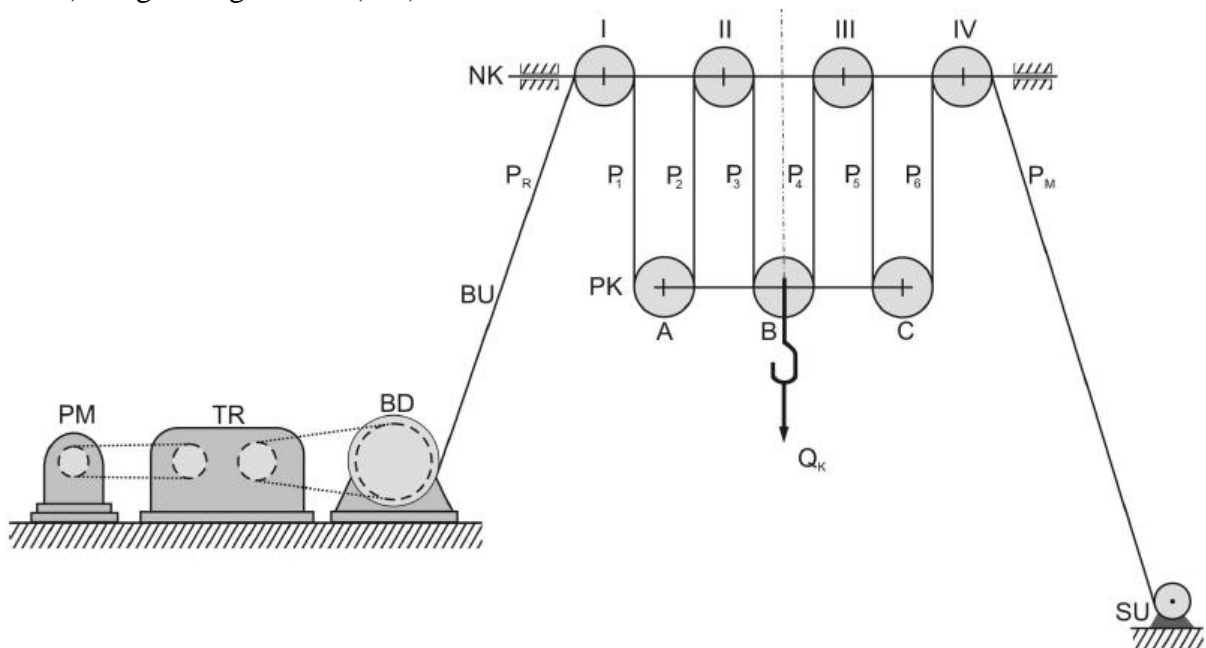
Slika 1 Naftno bušno postrojenje [1]

3. Sustav za podizanje i spuštanje bušnog vretena

U sustavu bušnog postrojenja postoji zaseban mehanizam koji služi za obavljanje operacija i radova pri spuštanju, izvlačenju i pridržavanju bušnog vretena tijekom procesa bušenja.[2]

Sustav za podizanje i spuštanje bušnog vretena, prikazan na *slici 2* sastoji se od sljedećih dijelova [2]:

- Sustava kolotura
- Bušće dizalice (BD)
- Sustava prijenosa (transmisije, TR)
- Pogonskog motora (PM)



Slika 2 Sustav za podizanje [2]

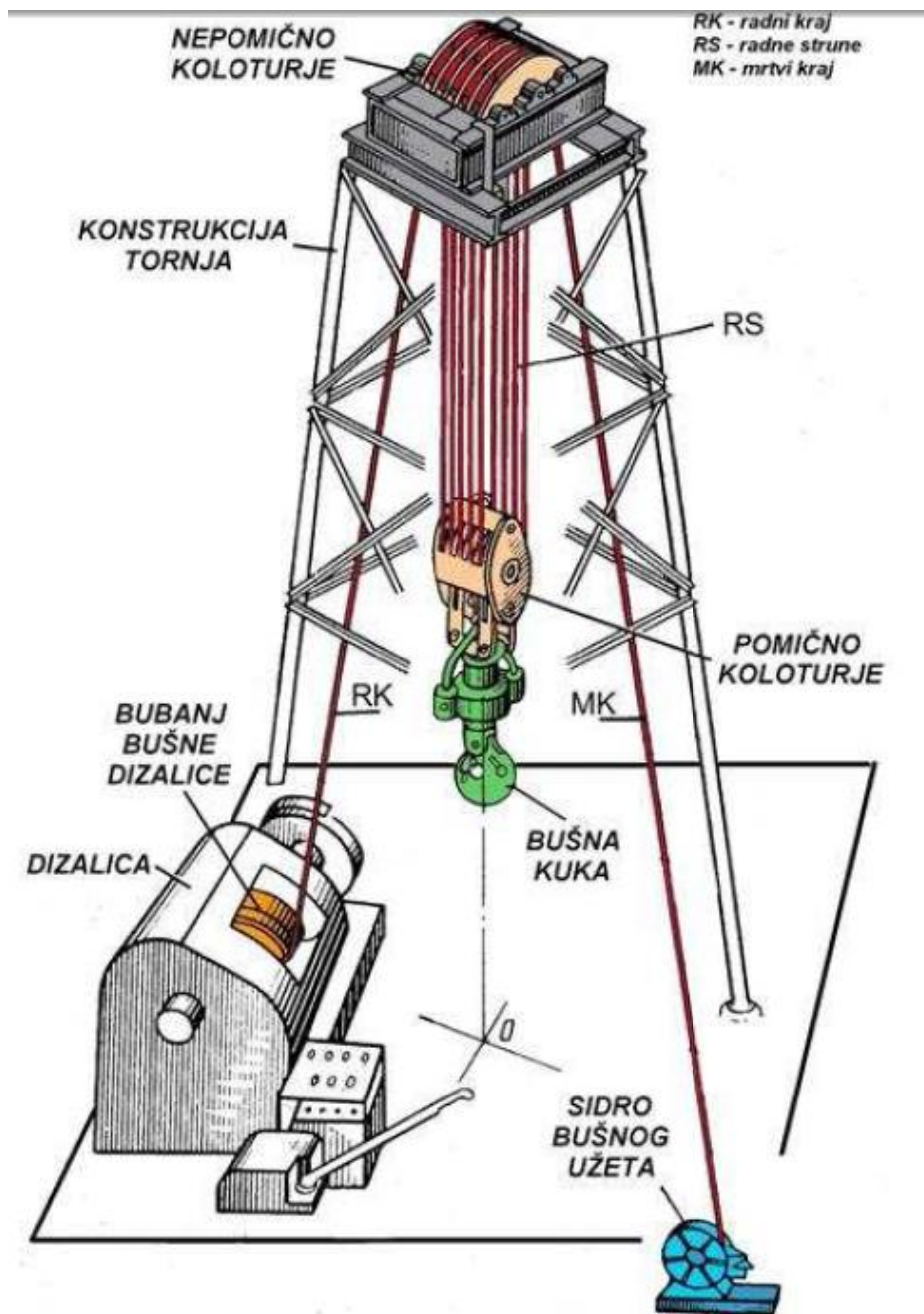
3.1 Sustav kolotura

Kako bi se smanjila sila u bušnom užetu koristi se sklop od više koloturnika. Naime, ako bi se upotrijebio samo jedan koloturnik tada bi vlačna sila u užetu na bubnju dizalice bila jednaka sili Q_k . Uže bi tada moralo biti velike debljine i nesavitljivo što bi bilo nepogodno za namatanje. Na ovaj način sa više koloturnika se sila Q_k raspoređuje na više radnih struna užeta pa uže može biti manjeg promjera. [2]

Koloturni sustav, prikazan *slikom 2* i *slikom 3* se sastoji od sljedećih komponenti:

- Nepomičnog koloturja NK (koloturnici I, II, III, IV)
- Pomičnog koloturja PK (koloturnici A, B, C)
- Bušće kuke BK (ovješena na pomično koloturje ili s njim čini cjelinu)

- d) Bušačeg užeta BU
- e) Bubnja dizalice BD
- f) Sidra bušačeg užeta SU



Slika 3 Koloturni sustav - prostorni raspored [2]

Uže se namata s bubnja dizalice kroz užnicu prve koloture nemičnog koloturja pa potom na užnicu prve koloture pomičnog koloturja, nakon čega dolazi na drugu koloturu nepomičnog koloturja do podljednje nepomične koloture kako je prikazano na slici 2.

3.1.1 Nepomično koloturje

Nepomično koloturje predstavlja konstrukcijski sklop u kojem je nekoliko koloturnika ugrađeno tako da im je preko ležajeva na osovini omogućena nezavisna rotacija oko osi vrtnje tako da preko radnih struna bušnog užeta preuzimaju cjelokupno opterećenje svih pomičnih dijelova koloturnog sustava i opterećenja koja se javljaju. Najčešće se sastoji od tri do devet koloturnika koji su preko valjnih ležajeva vezani na jednu ili više osovina. Užnice koloturnika su toplinski obrađene kako bi se povećala površinska tvrdoća a s time i otpornost na trošenje radnih površina. [2]



Slika 4 Nepomično koloturje

3.1.2 Pomično koloturje

Pomično koloturje sastoji se od čeličnih lijevanih ili zavarenih elemenata koji čine kućište u kojem su na osovinama i ležajevima montirani koloturnici. Postoje dvije konstrukcijske verzije: jednosekcijsko koloturje gdje su svi koloturnici montirani na zajedničku osovину čiji su oslonci u bočnim stranicama kućišta koloturja i dvosekcijsko koloturje gdje su dvije sekcije koloturnika montirane u kućištu razdvojeno, pri čemu je za izmjenu osi sekcija montirana cijevna vodilica za nesmetani prolazak šipke. [2]



Slika 5 Pomično koloturje

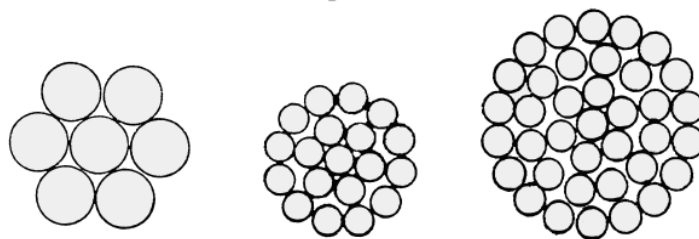
Koloturnici pomičnog koloturja moraju imati jednake dimenzije kao i koloturnici nepomičnog koloturja gdje su glavne dimenzije promjer koloturnika i profil užnice. Od koloturnika se zahtijeva pouzdanost i trajnost.

3.1.3 Uže

Bušaće uže predstavlja najvažniji dio sklopa za spuštanje i izlačenje alatki. U svojstvu bušaćeg užeta koristi se čelično uže izrađeno od čeličnih žica postupkom pletenja. Općenito čelično uže je strojni element za prijenos snage a karakteristike su mu velika čvrstoća i savitljivost. U naftnoj industriji se primarno koriste čelična užad okruglog presjeka. [3]

Okruglo žičano čelično uže može biti:

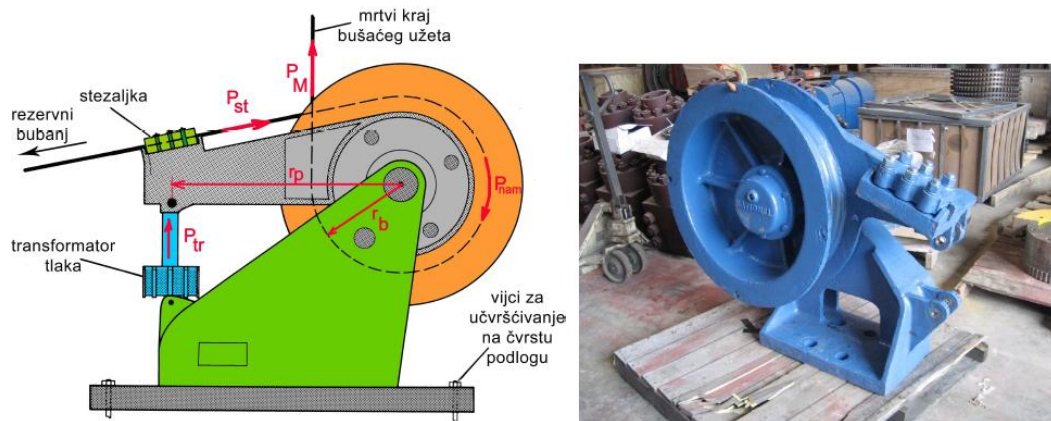
- Jednostruko pleteno (jednoredno, jednoslojno)
- Dvostruko pleteno (dvoredno, dvoslojno)
- Trostruko pleteno (toredno, troslojno)



Slika 6 Čelično uže (jednostruko, dvostruko i trostruko pleteno)

3.1.4 Sidro

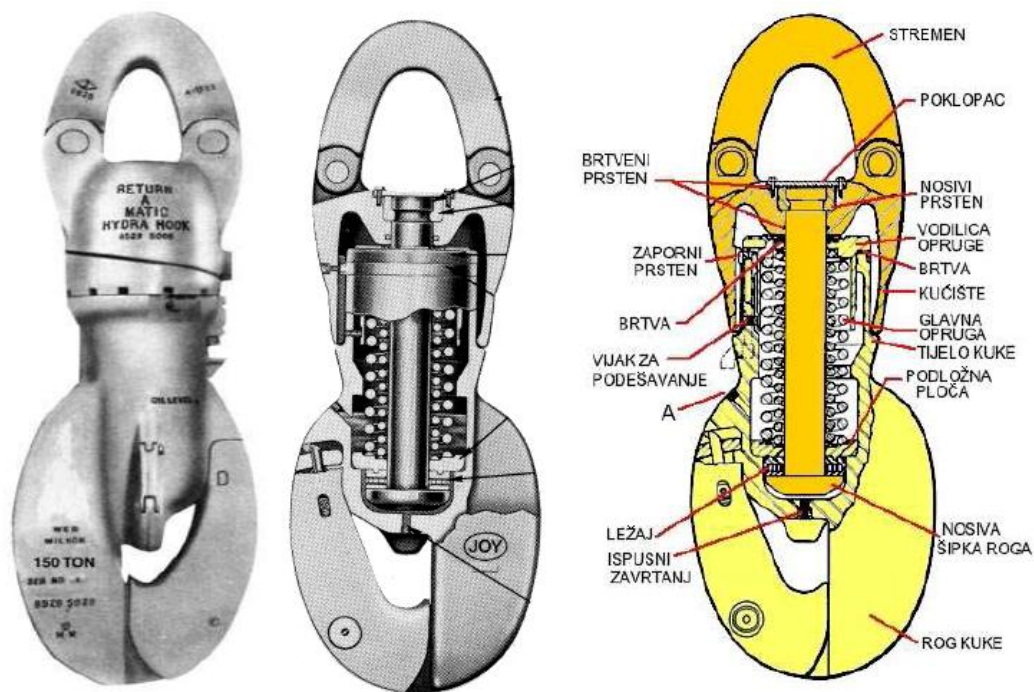
Sidro bušačeg užeta je mehanički sklop predviđen za pouzdano pričvršćivanje (fiksiranje) mrtvog kraja bušačeg užeta bez naglih pregiba i oštećivanja užeta. Ujedno mora i osiguravati jednostavno i brzo zamjenjivanje istrošenog užeta novim užetom. Na sidro bušačeg užeta djeluju sile koje proizlaze iz težine samog koloturnog sustava i opterećenja na kuki. [2]



Slika 7 Sidro

3.1.5 Bušaća kuka

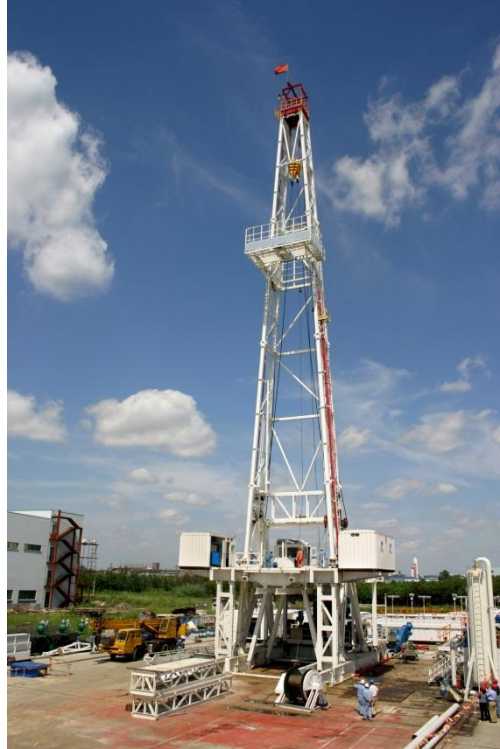
Bušaća kuka ovješena je na pomičnom koloturju i služi da se na nju tijekom procesa bušenja vješa cjelokupni teret niza bušačeg alata, elevatora i isplačne glave. Izrađuju se od čelika, najčešće lijevanog. Kuka može biti samostalni sklop no može biti jedna cjelina s pomičnim koloturjem. [2]



Slika 8 Bušaća kuka

3.2 Konstrukcija tornja

Toranj je čelična struktura postavljena na četiri noge koja služi kao noseća konstrukcija pri izradi bušotina. Pomoću koloturnog sustava i kuke nose se bušaće alatke tijekom bušenja i manevriranja. Toranj je obično postavljen na noseću podstrukturu koja ima namjenu nošenja radnog postolja na kojem se nalaze ljudi i oprema te osiguravanja prostora ispod podišta za opremu ušća bušotine (prirubnice, preventere). Visina tornja ne utječe nužno na njegovu nosivost no zato utječe na duljinu bušnih cijevi kojima se manipulira. Mada toranj predstavlja nepomičnu konstrukciju njegova nosivost se s vremenom smanjuje, dijelom zbog zamora materijala, a dijelom zbog djelovanja korozije. [4]



Slika 9 Konstrukcija tornja

3.3 Kombinirani pogon bušaće dizalice

Kombinirani pogon bušaće dizalice je strojni sklop kojemu je zadatak da energiju dobivenu od jednog ili više pogonskih motora kinematički transformira tako da se ona može koristiti za:

- Podizanje i spuštanje bušaćih alatki
- Navrtanje i odvrtanje bušaćih alatki
- Pokretanje bušaćeg stola
- Pogon jedne ili dviju isplačnih sisaljki



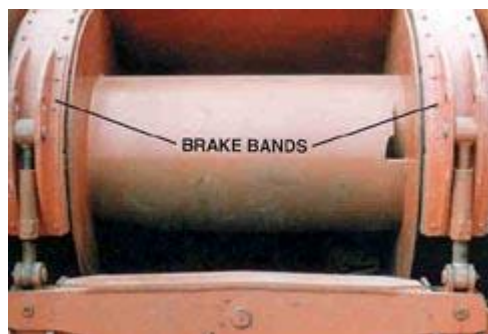
Slika 10 Bušaća dizalica

Bušaća dizalica u užem smislu sastoji se od glavnog bubnja na koji je namotan i učvršćen radni kraj bušnog užeta i pomoćnog bubnja s mosurama na oba kraja osovine. Pomoćni bubanj odnosno tzv. mosur bušaće dizalice može služiti za ostvarivanje vlačne sile na bušaćim kliještima pri navrtanju ili odvrtavanju bušnih alatki, uklinjenih u blokiranom okretnom stolu.

Bušaća dizalica može biti pogonjena na tri različita načina:

- a) Može imati zaseban pogon i transmisiju
- b) Zajednički pogon s okretnim stolom, no uz zasebnu transmisiju
- c) Može prenositi okretni moment na okretni stol pomoću dodatne transmisije

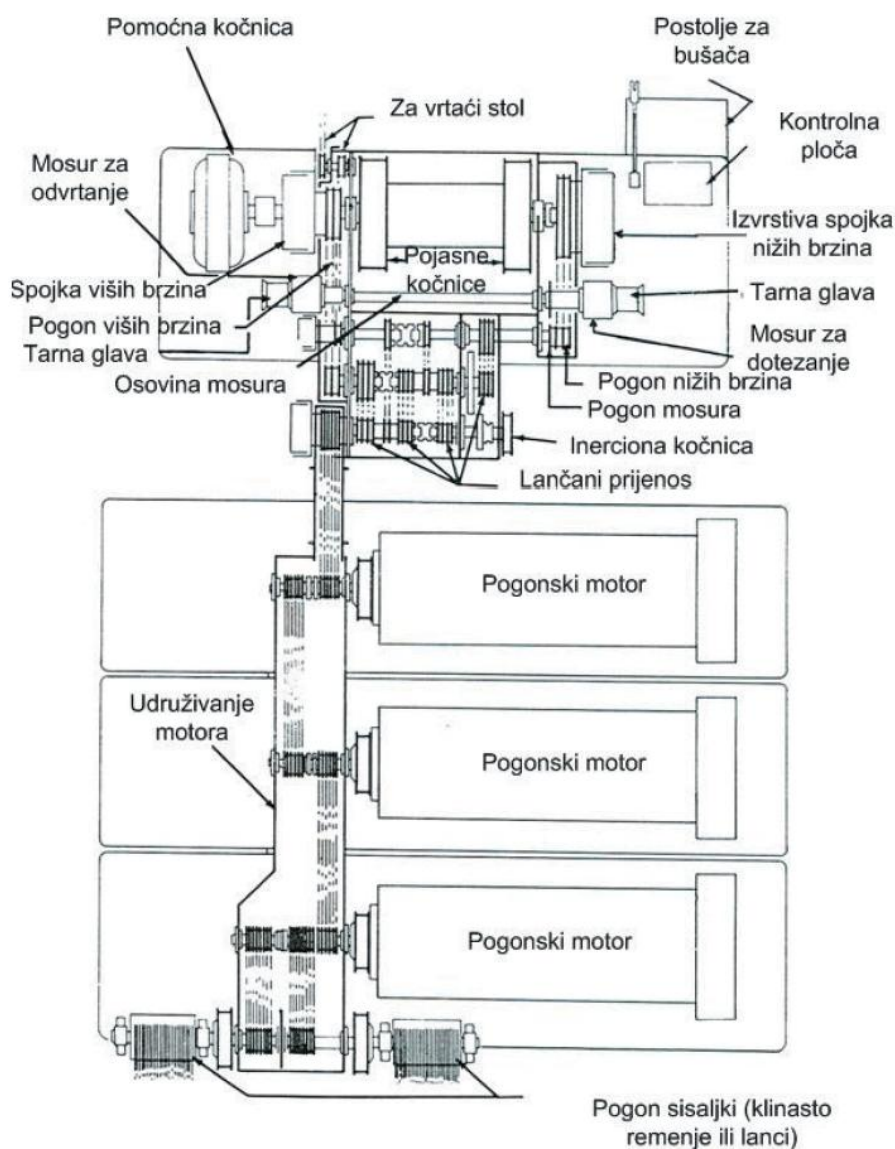
S obzirom da se niz bušaćih alatki spušta u bušotinu pod djelovanjem vlastite težine, bušaća dizalica mora biti opremljena sustavom za kočenje i usporavanje „padanja“ alatki. U tu svrhu se koriste mehanički, hidraulički i električki sustavi za kočenje. Glavna kočnica dizalice je dvostruka pojasna koja obuhvaća krajnje dijelove bubnja. Pomoćna kočnica smještena je na osovini bubnja i služi smo za smanjenje brzine pri spuštanju alatki. Tijekom izvlačenja pomoćna kočnica je isključena. Najčešće se koriste hidrauličke kočnice, jer imaju jednostavnu konstrukciju, pouzdane su i preuzimaju 80% energije pri spuštanju alatki. Električne kočnice imaju bolje radne karakteristike, ali su manje pouzdane i robusne od hidrauličkih.



Slika 11 Pojasna kočnica

3.3.1 Pogonski sklop dizalice

Pogonski sklop dizalice osigurava pogon za sve sklopove, elemente i agregate bušačeg postrojenja. Pogonski sklop čine motori s unutarnjim izgaranjem ili električni motori, uređaji za njihovo upuštanje u rad i regulacijski uređaji. Postoje dva pogonska sklopa i to glavni koji podiže bušaču dizalicu, isplachne pumpe i okretni stol, i drugi, pomoćni, koji pogoni kompresore, mješalice isplake, pomoćne pumpe i dizalice. Prema izvoru energije koju koriste upotrebljavaju se diesel motori, elektromotori i plinske turbine. U većini slučajeva snaga jednog motora nije dovoljna pa se koriste skupine od dva do pet motora.



Slika 12 Shema mehaničkog razvoda energije [4]

Za pogon dizalice koriste se motori velike snage, preko 1000 konjskih snaga. Pogodni su izmjenični motori, istosmjerni motori i motori s unutrašnjim izgaranjem.



Slika 13 Istosmjerni motor s rashladnim sustavom i upravljačkom kutijom [6]

3.3.2 Sustav prijenosa

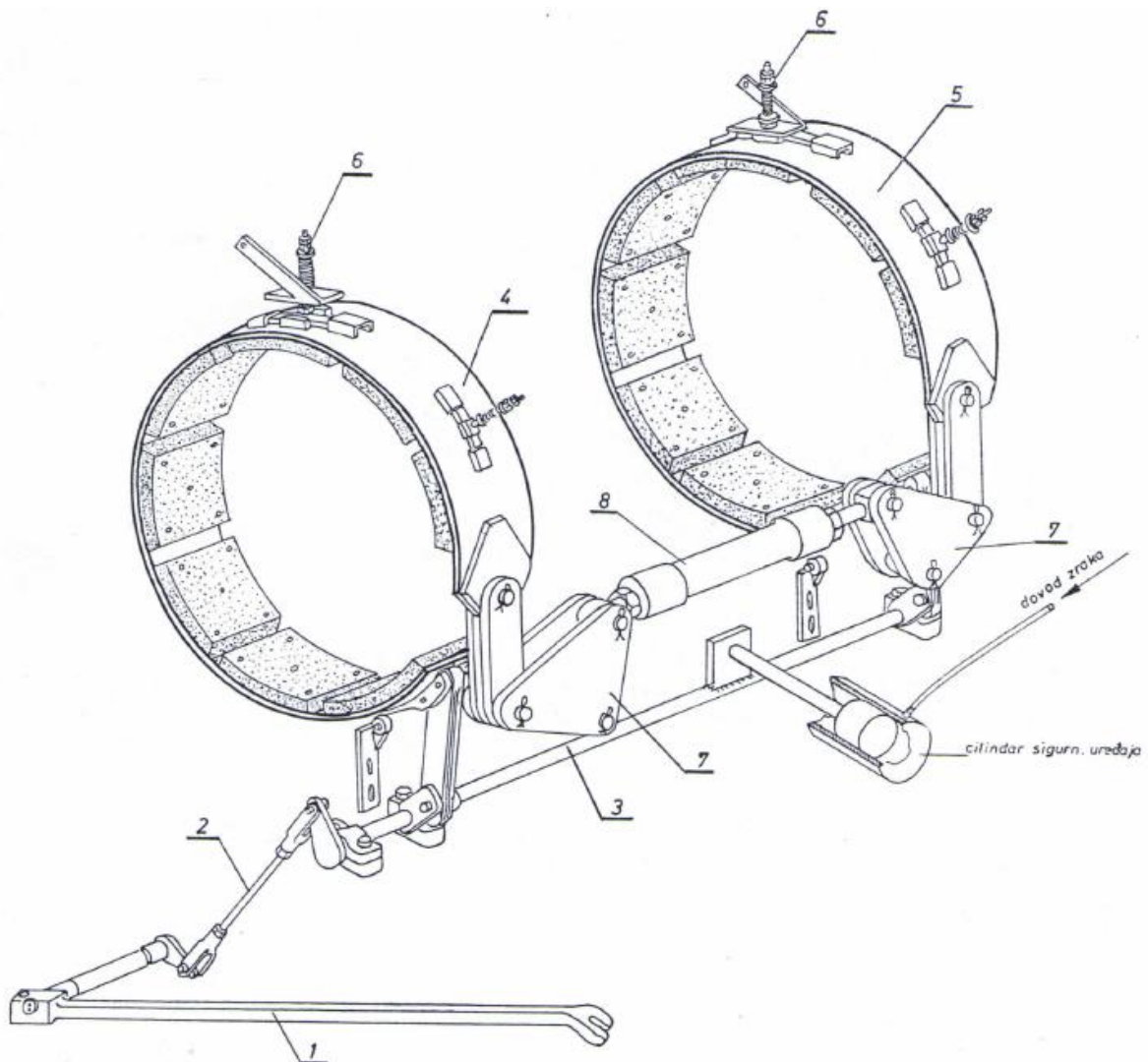
Sustav prijenosa energije sastoji se od uključno isključnih spojki, vratila, lančanika i lanaca, remenica i remenja, užnica i užadi, ležajeva te ostalih elemenata koji služe za prijenos i pretvorbu energije. Kinematika tih sustava mora omogućavati uključivanje u rad bilo koji broj postojećih motora. Lančani prijenosnici imaju manje gabarite od remenskih no zbog njihovih krutih radnih karakteristika njihova upotreba u ulozi zbirnog prijenosnog sustava zahtijeva primjenu sklopova za sinkronizaciju rada. Kao sklopovi za sinkronizaciju prijenosa snage koriste se hidraulički prijenosnici. Oni poboljšavaju karakteristike zbirnog pogona u smislu omekšavanja radne karakteristike. Kao hidraulički prijenosnici koriste se hidrauličke spojke (turbospojke) i hidraulički transformatori (turbotransformatori). Oni sprečavaju preopterećivanje motora i ublažuju povremena udarna opterećenja pri rotaciji.

Kod primjene elektromotornih pogona istosmjerne struje ne koriste se komplicirane i nezgrapne mehaničke transmisije, hidrodinamičke kočnice, hidrauličke spojke i turbotransformatori.

4. Pojasna kočnica

4.1 Princip rada

Pojasna kočnica služi za usporavanje i zaustavljanje okretanja bubnja (*slika 14*). Sastoji se od sustava poluga (1, 2, 3), dviju traka obloženih ferodama (4 i 5) i sustava za izjednačavanje sila na kočnim pojasnim trakama (6, 7, 8). Ferode su izrađene od tkanog azbesta s koeficijentom trenja **0,3 – 0,35**. U ferode je upletena žica od mjedi, radi boljeg odvođenja topline. Prijenosni mehanizam polužja je tako proračunat da bušač silom u rasponu **340 – 390 N** može sigurno zakočiti bubanj pri punom teretu. [5]



Slika 14 Pojasna kočnica Cardwell [5]

Za kočnicu i bubnjeve je osobito važno da se ne dozvoli pregrijavanje pa se stoga bubnjevi trebaju hladiti vodom. Ukoliko se obloge pregriju smanjuje se koeficijent trenja i učinak kočenja pada. Kod nekih feroda dolazi do izlučivanja vezivnih smola, koje se talože na

površini i stvaraju staklastu masu vrlo malog koeficijenta trenja. Takve ferode ne koče pa ni onda kada su se već ohladile. Povremeno je korisno ispirati ferode plinskim uljem što se izvodi tako da se bubanj pod malim iznosom opterećenja lagano rotira a kočnica steže i popušta uz istovremeno zalijevanje plinskim uljem.

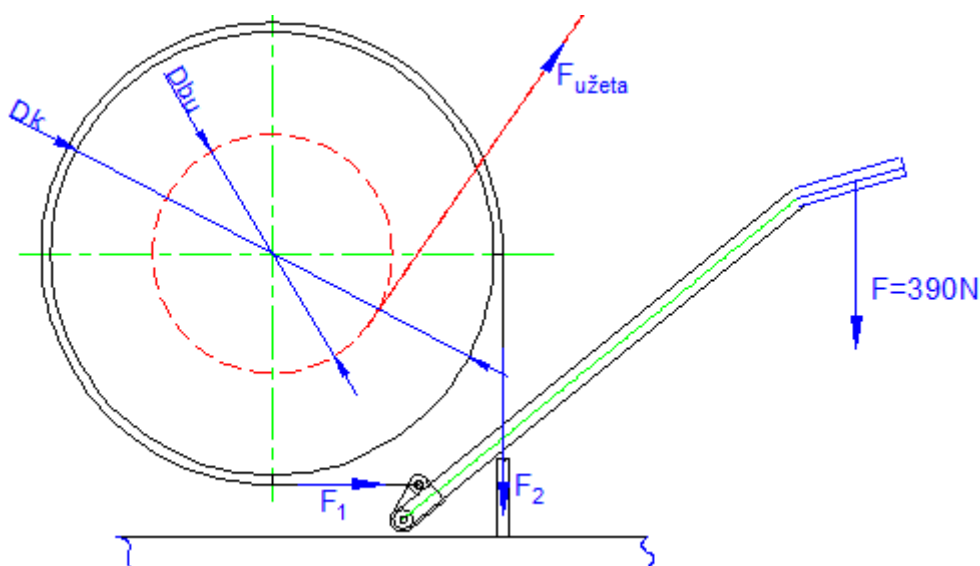
Ako ferode nemaju jednoliko odstojanje od vijenca, podešavanje se obavlja na perima (6). Ako su se ferode stanjile podešavanje se obavlja na poluzi (8) a ako poluga (1) leži previsoko ili prenisko podešavanje se obavlja na poluzi (2). Blokove feroda treba mijenjati kad se stanje na manje od 10 mm.



Slika 15 Pojasevi kočnice

4.2 Model pojasne kočnice

Shematski model pojasne kočnice prikazan je slikom 16. Kada se djeluje silom na polugu u smjeru prema dolje nastaje moment kočenja koji je posljedica trenja između kontaktnih površina između bubnja i ferode pojasa. U kočnom pojasu nastaje sila natezanja koja se na cijelom području pojasa mijenja između maksimalne i minimalne vrijednosti. Maksimalna vrijednost sile natezanja je na kraju gdje je pojas fiksno učvršćen F_2 a minimalna vrijednost je na pokretnom kraju pojasa F_1 .



Slika 16 Shematski prikaz pojasne kočnice

Razlika sila na krajevima kočnog pojasa je tangencijalna sila:

$$F_p = F_2 - F_1 \quad (1)$$

Veza između sila natezanja dana je Euler-ovom formulom za elastično uže:

$$\frac{F_2}{F_1} = e^{\mu\beta} \rightarrow F_2 = F_1 \cdot e^{\mu\beta} \quad (2)$$

μ – faktor trenja, β – kut obuhvata.

Kočni moment M_k , koji se ostvaruje dvjema tangencijalnim silama F_p , zbog dva kočna bubnja, kao rezultat sile trenja iznosi:

$$M_k = 2 \cdot F_p \cdot \frac{D_k}{2} = 2 \cdot F_1 \cdot (e^{\mu\beta} - 1) \frac{D_k}{2} \quad (3)$$

D_k – promjer kočnog bubnja

Moment kočenja može se izraziti i preko sile na polugu:

$$M_k = F_{poluga} \cdot i \cdot (e^{\mu\beta} - 1) \frac{D_k}{2} \quad (4)$$

i – prijenosni omjer polužja

Moment kočenja mora biti veći od statičkog momenta M_{st} kojega stvara sila ukupnog tereta koji je ovješena na užu i momenta akceleracije M_i pokretnih masa koje se trebaju decelerirati do zaustavljanja, a koje se prenose na bubanj preko sile napetosti užeta $F_{uže}$.

Iz slike 16 statički moment tereta može se izraziti kao:

$$M_{st} = F_{uže} \cdot \frac{D_{bu}}{2} \quad (5)$$

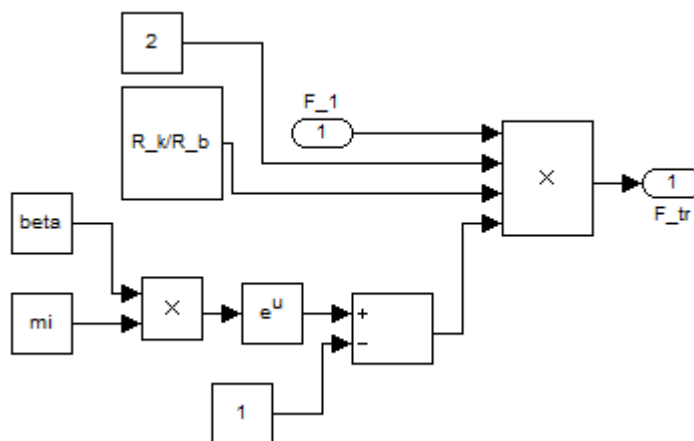
$F_{uže}$ – sila u čeličnom užetu prema bubnju

D_{bu} – promjer bubnja na koji je namotano uže

Sila kočenja u užetu od bubnja prema tome slijedi izjednakosti jednadžbi:

$$F_{uže} \cdot \frac{D_{bu}}{2} = 2 \cdot F_1 \cdot (e^{\mu\beta} - 1) \frac{D_k}{2} \quad (6)$$

$$F_{uže} = F_{tr} = 2 \cdot F_1 \cdot (e^{\mu\beta} - 1) \cdot \frac{D_k}{D_{bu}} \quad (7)$$

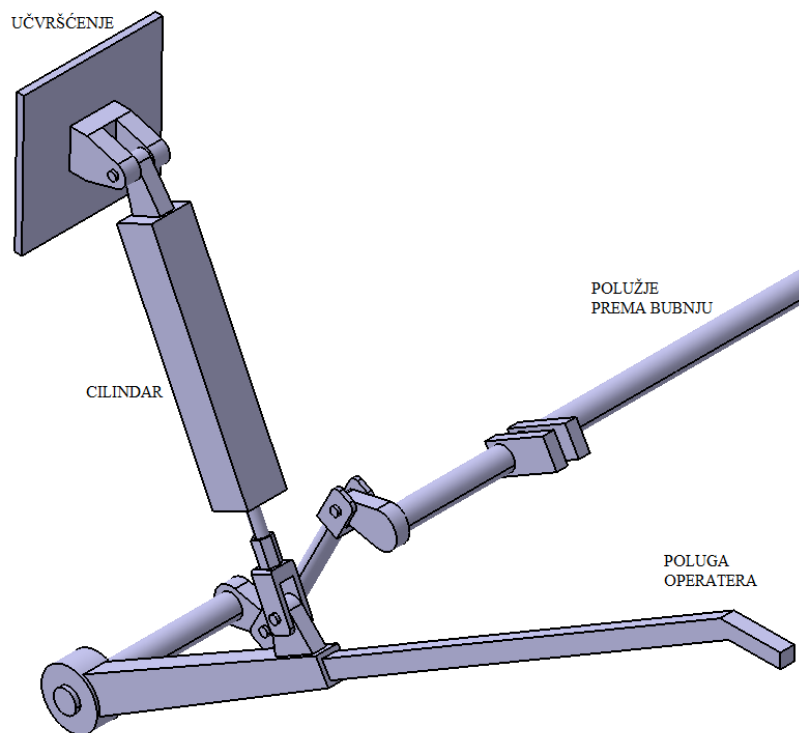


Slika 17 Simulink model pojase kočnice

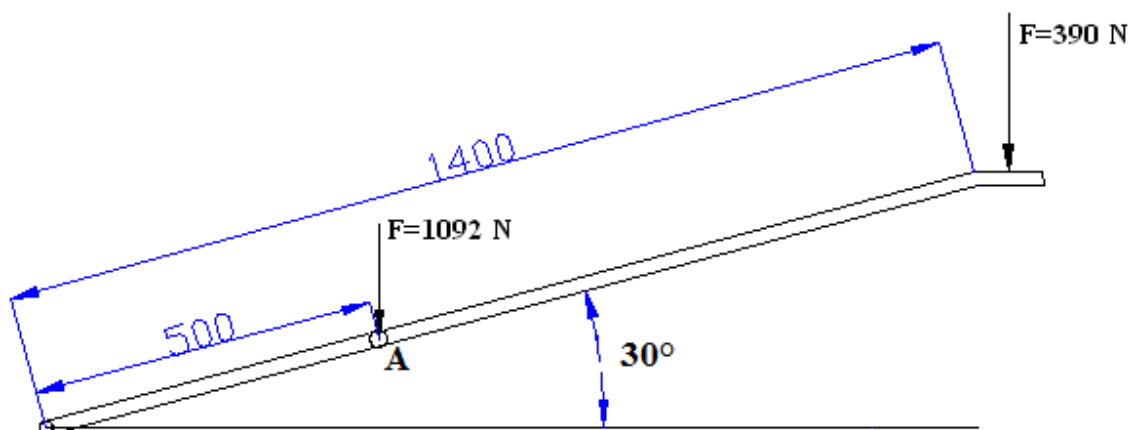
5. Izvedbeno rješenje s pneumatskim aktuatorom

5.1 Prigradnja cilindra

U svrhu realizacije sustava automatske regulacije sile nasjedanja, odnosno zamjene djelovanja operatera potrebno je izvesti akciju sile kočenja na bubnju pomoću pneumatskog cilindra zglobno povezanog na polugu operatera. U tom slučaju pneumatski cilindar izvlačenjem klipnjače ostvaruje zakret osovine te preko polužja razvija kočnu silu na bubnju. Prikaz prigradnje pneumatskog cilindra na postojeće polužje dan je na *slici 18*.



Slika 18 Prigradnja cilindra na postojeće polužje



Slika 19 Sile na polugu

Na slici 19 dan je pojednostavljeni prikaz mehanizma poluge operatera sa hvatištima sila operatera i pneumatskog cilindra.

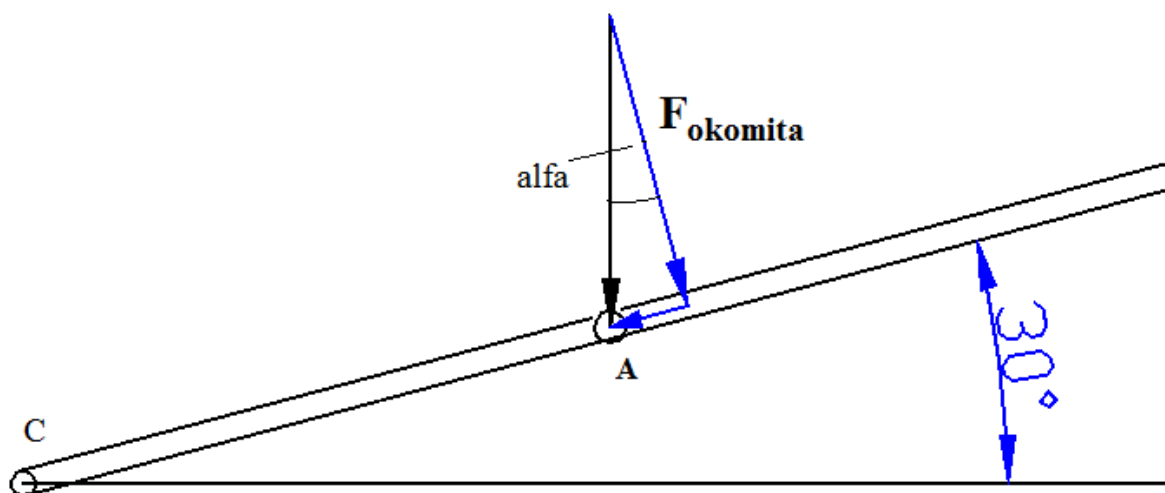
Kako je već prije navedeno sila potrebna za zaustavljanje sustava pod punim opterećenjem na slici 19 iznosi 340N – 390N, a osigurava ju bušać (operator) pritiskom poluge u smjeru prema dolje kao što je prikazano slikom. Da bi se odredio potreban iznos sile za zaustavljanje sustava pod punim opterećenjem, na mjestu gdje je učvršćena klipnjača cilindra (točka A), potrebno je izjednačiti momente sila u odnosu na točku oko koje se poluga zakreće.

$$F_{ručna} \cdot 1400mm + F_A \cdot 500mm = 0 \quad (8)$$

$$F_A = \frac{F_{ručna} \cdot 1400mm}{500mm} = \frac{390N \cdot 1400mm}{500mm}$$

$$F_A = 1092N$$

Dobivena sila u točki gdje je učvršćena klipnjača cilindra je okvirna vrijednost jer je u proračunu zanemaren iznos kuta zakreta poluge koji može iznositi i do 30°. Stoga je radi točnosti određivanja iznosa sile na polugu tijekom izvlačenja i uvlačenja klipnjače cilindra potrebno razmotriti komponentu sile F_A koja djeluje okomito na polugu.



Slika 20 Prikaz okomite komponente sile u točki A

$$F_{okomita} = F_A \cdot \cos \alpha = 1092 \cdot \cos 30^\circ = 945 N \quad (9)$$

Kako je ovaj iznos sile potrebno ostvariti u svim uvjetima hoda maksimalni iznos sile koju mora ostvariti pneumatski cilindar trebao bi biti nešto većeg iznosa.

Prema tome odabran je cilindar promjera $\varnothing 50$ sa hodom od $l = 250 \text{ mm}$ i maksimalnom silom kod tlaka dobave (10bar) koja iznosi **1963 N**, a koji može ostvariti željeni iznos sile čak i u uvjetima značajne varijacije tlaka dobave. Opći podaci pneumatskog cilindra dani su u *tablici 1*.

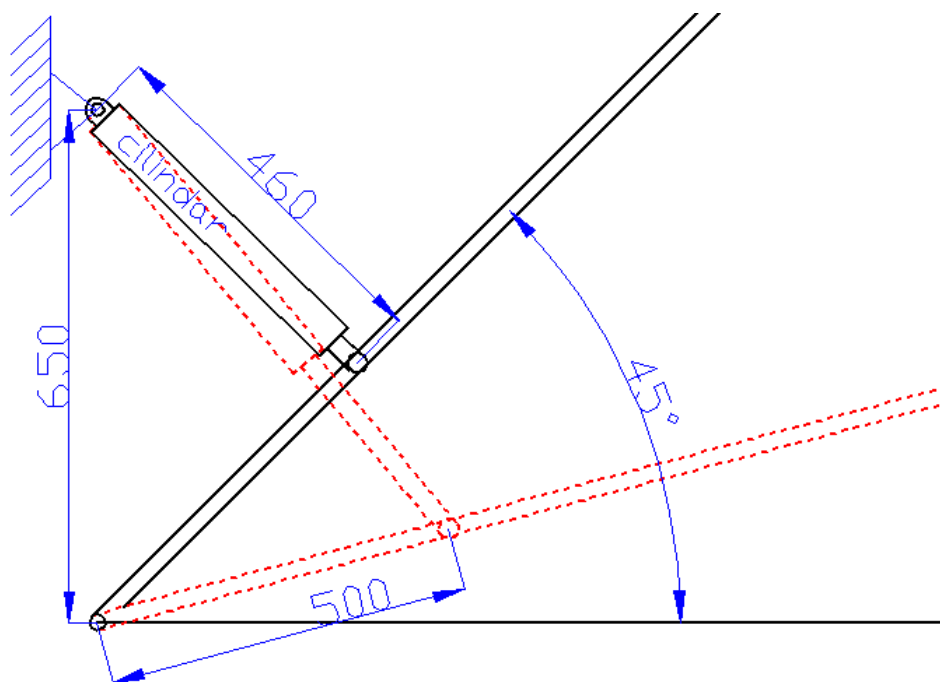


Slika 21 Cilindar SMC-C95

Tabela 1 Podaci o cilindru SMC-C95

\varnothing	Radni hod	Max. Sila kod 10bar	Presjek klipa (radni hod) A	Presjek klipa (povratni hod) A_{kl}	Volumen komore cilindra
50mm	250mm	1963N	1963mm	1649mm	0,5 litara

Na *slici 22* dan je prikaz cilindra spojenog na polugu. Iz slike se vidi da klipnjača cilindra nije okomita na polugu i njen nagib u odnosu na polugu se mijenja zavisno o hodu. Kako će sila koju ostvari cilindar također biti u smjeru gibanja klipnjače potrebno je izračunati okomitu komponentu sile cilindra na polugu u bilo kojem položaju klipnjače cilindra.



Slika 22 Prikaz cilindra spojenog na polugu

Na slici 23 je dan shematski prikaz kinematike cilindra koji je spojen na polugu. Iz slike se vidi da se primjenom kosinus poučka može doći do kuta α koji definira efektivnu silu a djeluje okomito na polugu.

$$visina^2 = krak^2 + L_2^2 - 2 \cdot krak \cdot L_2 \cdot \cos \alpha \quad (10)$$

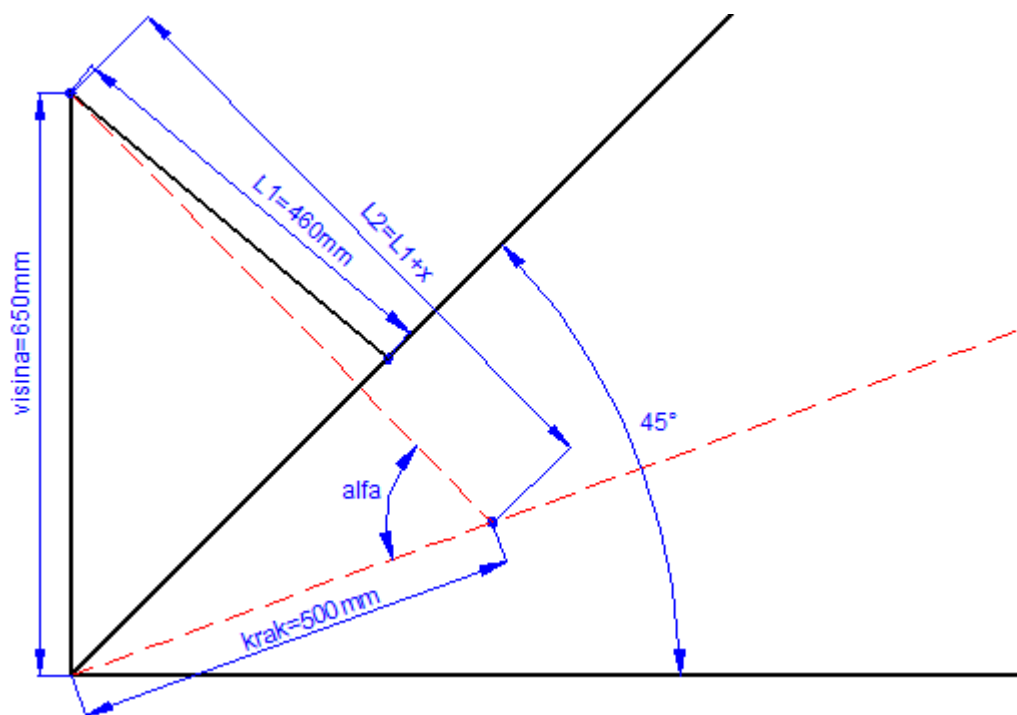
L_1 – ukupna duljina cilindra u uvučenom položaju

$L_2 = L_1 + x$ – ukupna duljina cilindra u ovisnosti od x

x – hod klipnjače

Iz zapisa gornjeg izraza slijedi izraz za kut α ovisan o hodu klipnjače x :

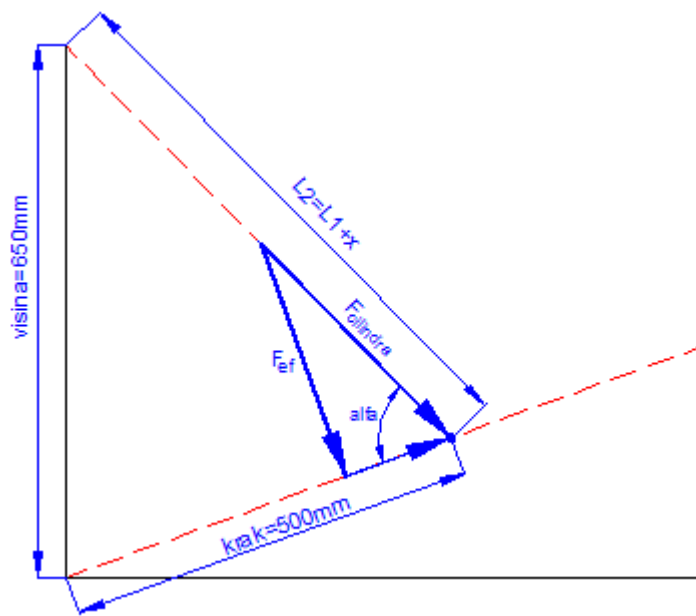
$$\alpha = \arccos\left(\frac{krak^2 + (L_1 + x)^2 - visina^2}{2 \cdot krak \cdot (L_1 + x)}\right) \quad (11)$$



Slika 23 Prikaz kinematike cilindra spojenog na polugu

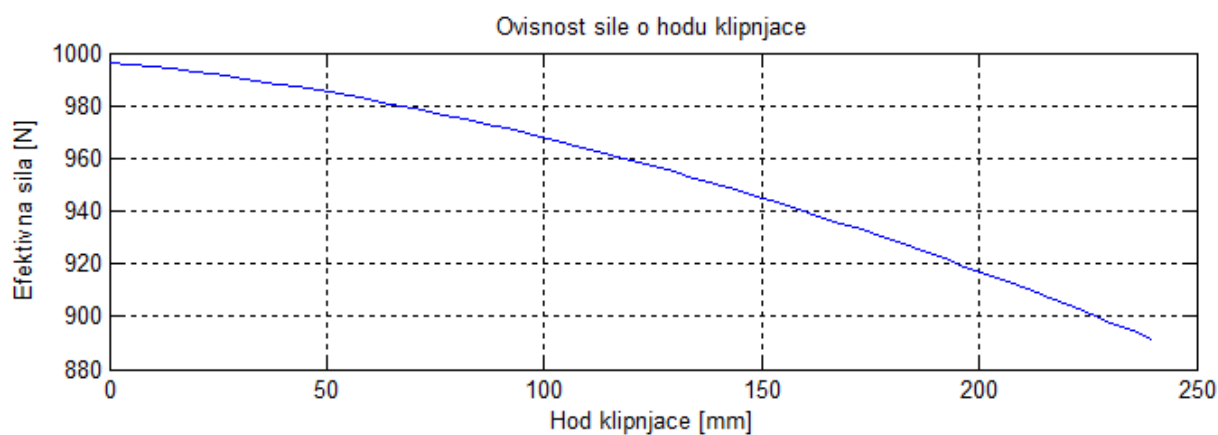
Slika 24 pokazuje ovisnost komponente sile koja je okomita na polugu. Vidljivo je da projekcija sile cilindra okomita na polugu ovisi o sinusu kuta α , odnosno efektivna sila okomito na polugu glasi:

$$F_{ef} = F_{cilindra} \cdot \sin \alpha = F_{cilindra} \cdot \arccos \left(\frac{\text{krak}^2 + (L_1 + x)^2 - \text{visina}^2}{2 \cdot \text{krak} \cdot (L_1 + x)} \right) \quad (12)$$



Slika 24 Prikaz efektivne komponente sile cilindra na polugu

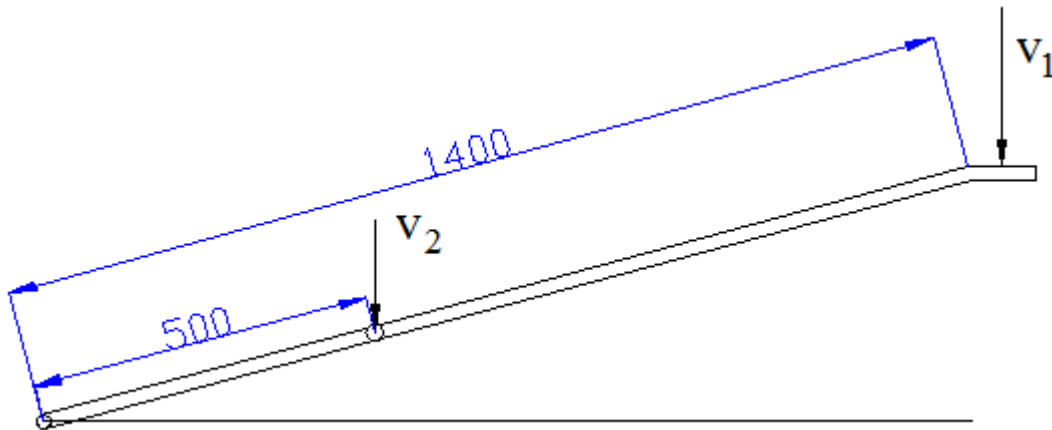
Na slici 25 vidi se da sa izvlačenjem klipnjače za silu cilindra od 1000N i za postavljenu kinematiku efektivna sila opada. Za puni hod od 250mm taj pad sile iznosi oko 12%.



Slika 25 Ovisnost sile o hodu klipnjače cilindra

5.2 Proračun potrebnog protoka zraka kroz cilindar

Prilikom kočenja operater pritišće i otpušta polugu nekom brzinom. Ta brzina zahtijeva određeni iznos protoka kroz cilindar pa tako i kroz ventil koji se koristi. Okvirni iznos brzine krajnje točke poluge koju bušač drži u ruci iznosi $v_1 = 10 \text{ cm/s}$.



Slika 26 Prikaz brzina na poluzi

Brzina u točki poluge $l = 500 \text{ mm}$ od hvatišta je manja nego na udaljenosti na kraju poluge i računa se iz omjera krakova poluge:

$$\frac{v_1}{v_2} = i = \frac{1400 \text{ mm}}{500 \text{ mm}} \quad (13)$$

$$v_2 = v_1 \cdot \frac{500 \text{ mm}}{1400 \text{ mm}} = 10 \text{ cm/s} \cdot \frac{500 \text{ mm}}{1400 \text{ mm}}$$

$$v_2 = 3,5 \text{ cm/s}$$

i – omjer duljine na kojoj je pričvršćena klipnjača i duljine cijele poluge

v_2 – brzina gibanja klipnjače cilindra

Protok koji zahtijeva odabrani cilindar računa se iz sljedećeg izraza za protok:

$$Q = A \cdot v_2 \text{ [l/min]} \quad (14)$$

A – površina poprečnog presjeka klipa (cilindra)

Pri izvlačenju klipnjače volumen kojeg zrak treba ispuniti je volumen komore cilindra ispred klipa. Taj protok iznosi:

$$Q = A \cdot v_2 \text{ [l/min]} \quad (15)$$

$$Q = 1963 \cdot 10^{-6} m^2 \cdot 3.5 \cdot 10^{-2} \frac{m}{s} = 4,2 \text{ l/min}$$

Pri uvlačenju klipnjače volumen kojeg zrak treba ispuniti jest volumen komore cilindra na strani klipnjače umanjen za volumen klipnjače i iznosi:

$$Q = (A - A_k) \cdot v_2 \text{ [l/min]} \quad (16)$$

$$Q = (1963 - 314) \cdot 10^{-6} m^2 \cdot 3,5 \cdot 10^{-2} \frac{m}{s} = 3,5 \text{ l/min}$$

A_k – poprečni presjek klipnjače

Iz proračuna je vidljivo da je protok kada se klipnjača izvlači veći pa je prema tome on mjerodavan za odabir ventila koji mora omogućiti taj protok zraka.

Izračunati iznos protoka vrijedi za normalne uvjete atmosfere (*tlak zraka 1013hPa*, $T=20^\circ C$) bez opterećenja koje bi se opiralo gibanju klipa cilindra. Međutim kada s druge strane klipa postoji opterećenje, kao što je to u ovom slučaju otpor pojasne kočnice, onda se zadana brzina mora postići ostvarivanjem pretlaka jer se zrak u komori uslijed otpora pojasne kočnice sabija.

Jednadžbe stanja za određeni volumen zraka kod atmosferskog tlaka i kod nekog većeg tlaka glase:

$$p_{atm} \cdot V_{atm} = m \cdot R \cdot T \quad (17)$$

$$p_2 \cdot V_2 = m \cdot R \cdot T \quad (18)$$

Pretpostavljeno je da se radi o izotermnom procesu i da se temperatura ne mijenja pa su desne strane jednadžbi jednake te se lijeve strane jednadžbe mogu izjednačiti:

$$p_{atm} \cdot V_{atm} = p_2 \cdot V_2 \quad (19)$$

Iz čega se dobije omjer volumena zraka kod različitih tlakova:

$$\frac{V_{atm}}{V_2} = \frac{p_2}{p_{atm}} = \frac{11bar}{1bar} = 11$$

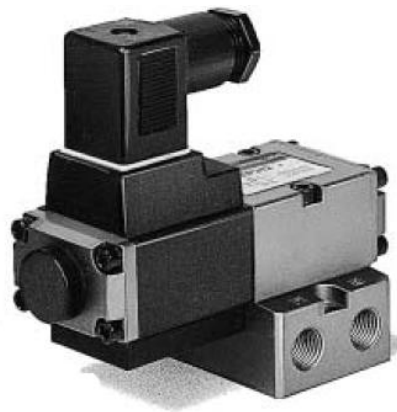
Prema tome za najgori slučaj pretlaka od 10 bar-a u ovom slučaju, potreban je 11 puta veći protok što onda iznosi $Q = 46,2 \text{ l/min}$ za brzinu gibanja cilindra od $3,5 \text{ cm/s}$.

5.3 Varijanta s proporcionalnim tlačnim regulatorom

5.3.1 Proporcionalni tlačni regulator

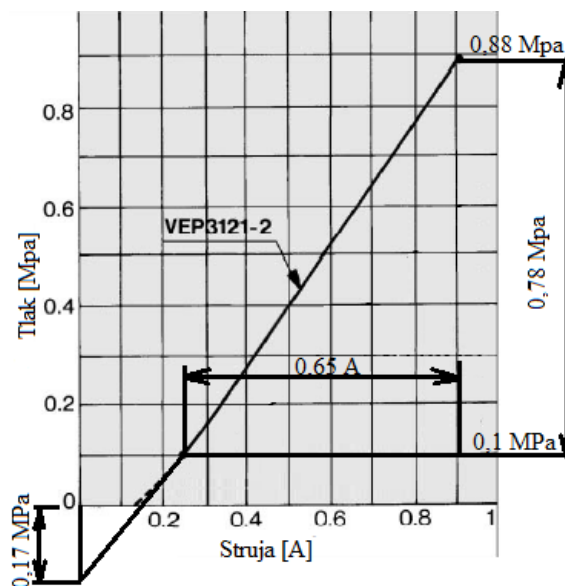
Pneumatskim cilindrom može se upravljati pomoću pneumatskog proporcionalnog tlačnog regulatora koji daje izlazni tlak u ovisnosti o iznosu privedenog referentnog električkog signala. Tlačni regulatori nastali su objedinjavanjem funkcija klasičnog tlačnog regulatora i elektromagnetskog ventila. Koriste senzore tlaka za ostvarivanje povratne veze, držeći tlak proporcionalan referentnom strujnom signalu.

Na *slici 27* prikazan je proporcionalni tlačni regulator SMC VEP3121-2.



Slika 27 Proporcionalni tlačni regulator SMC VEP3121-2

Na *slici 28* prikazana je statička karakteristika proporcionalnog tlačnog regulatora.



Slika 28 Statička karakteristika ventila SMC VEP3121-2

Iz statičke karakteristike prikazane *slikom 28* određuje se pojačanje K_p ventila, a koje daje informaciju koliko se mijenja tlak za promjenu ulaznog napona na ventilu.

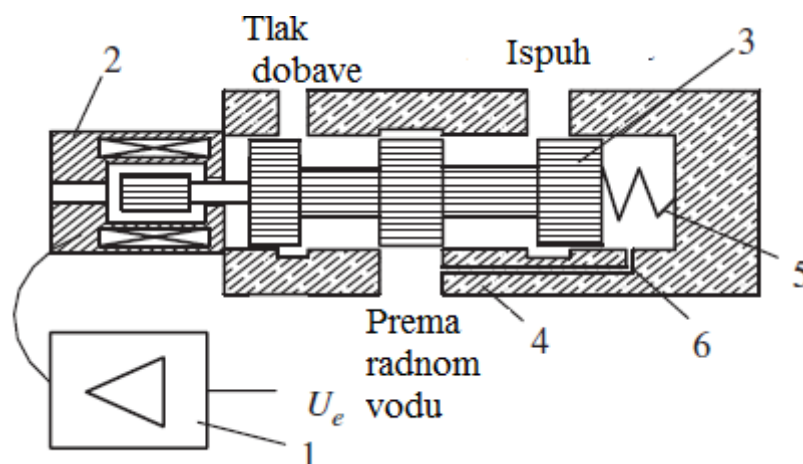
$$K_p = \frac{0,88\text{MPa} - 0,1\text{MPa}}{0,9\text{A} - 0,25\text{A}} = \frac{0,78\text{MPa}}{0,65\text{A}} = 1,2 \frac{\text{MPa}}{\text{A}}$$

Primjenom aproksimacije pravcem na karakteristiku na *slici 28*, izlazna ovisnost tlaka u ventilu o upravljačkom signalu struje ventila glasi.

$$p(I) = K_p * I - p_0 \quad (20)$$

gdje je $p_0 = 0,17 \text{ MPa}$ posmak karakteristike ventila u nuli.

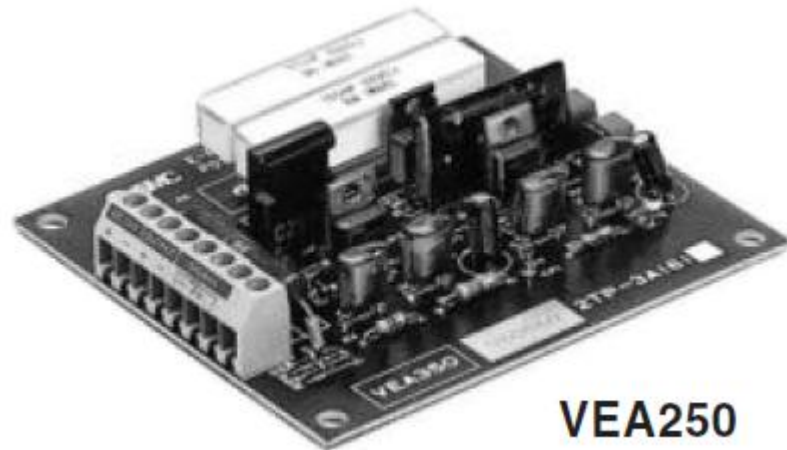
Na *slici 29* dan je presjek proporcionalnog tlačnog regulatora. Proporcionalni tlačni regulator se sastoji od upravljačke jedinice (1) kojom se postavlja željeni iznos tlaka (prema statičkoj karakteristici). Kad se na elektromagnet dovede napon, taj napon proizvede struju koja poteče kroz namote elektromagneta te se uslijed toga u elektromagnetu proizvede sila na kotvu proporcionalna struji koja se prenosi na razvodni klip ventila (3). Time se otvara prolaz zraka dobave prema radnom vodu. Budući da ventil ima ugrađenu mehaničku povratnu vezu po tlaku (6), kada tlak u radnom vodu poraste klip se pomalo vraća i zatvara daljnji prolaz zraka pa se tako tlak stabilizira na željenu vrijednost. Ventil još ima oprugu (5) koja djeluje na razvodni klip i suprotstavlja se elektromagnetnoj sili. U slučaju kada struja ne teče proporcionalnim magnetom opruga drži razvodni klip u položaju u kojem se rasterećuje radni vod a vod dobave zraka se zatvara.



Slika 29 Presjek proporcionalnog tlačnog regulatora SMC VEP 3121-1

5.3.2 Pojačalo za proporcionalni tlačni regulator

Pojačalo koje se koristi za upravljanje proporcionalnim tlačnim regulatorom je VEA 250 prikazan *slikom 30*.



Slika 30 Pojačalo za upravljanje ventilom

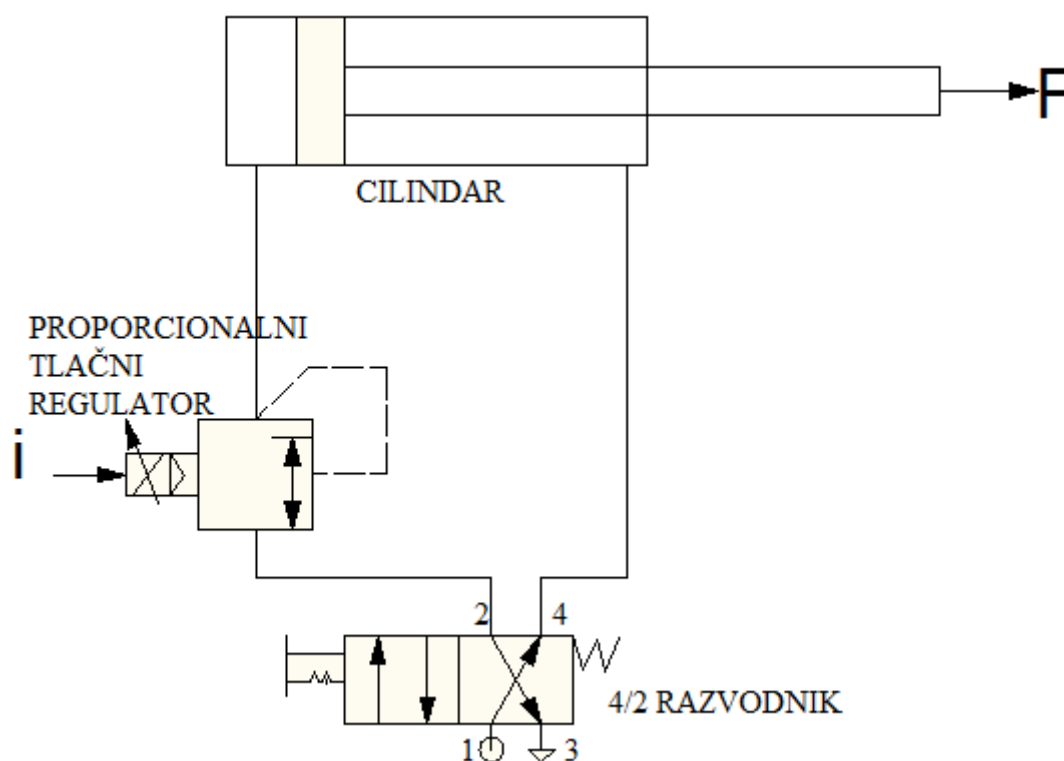
Pojačalo ima izlaz struje od 0 do 1 A za ulaz napona od 0V do 5V. Napaja se iz 24V istosmjernom strujom. Vrijeme odziva izlazne struje pojačala je manje od 6ms.

5.3.3 Pneumatska shema spajanja

Na slici 31 dan je prikaz spajanja cilindra na proporcionalni tlačni regulator. Cilindar je spojen preko jednog običnog 4/2 razvodnika na izvor stlačenog zraka. Stlačeni zrak se dovodi na priključak 1 a povratni zrak izlazi na priključak 3. Priključci označeni sa 2 i 4 su radni vodovi prema dvoradnom cilindru.

Proporcionalni tlačni regulator spojen je u radni vod tako da regulira tlak kada se klipnjača izvlači iz cilindra. Tlak u toj komori je proporcionalan upravljačkom signalu na proporcionalnom tlačnom regulatoru. U drugoj komori je atmosferski tlak zraka, prema tome, sila na polugu biti će proporcionalna tlaku u prvoj komori cilindra. Razvodnik 4/2 služi samo za uključenje dovoda zraka do proporcionalnog tlačnog regulatora i eventualno za vraćanje cilindra odnosno poluge u prvobitni položaj.

U slučaju kvara na proporcionalnom tlačnom regulatoru, (*npr. kada tlak dobave padne*), operater može uzeti polugu i ručno upravljati kočnicom a ako tlak ostane na visokom iznosu tlaka dobave (10bar) onda će zbog strukture mehanizma poluzja visoki iznos sile uslijed tog tlaka držati kočnicu u zakočenom položaju dok se kvar ne otkloni.

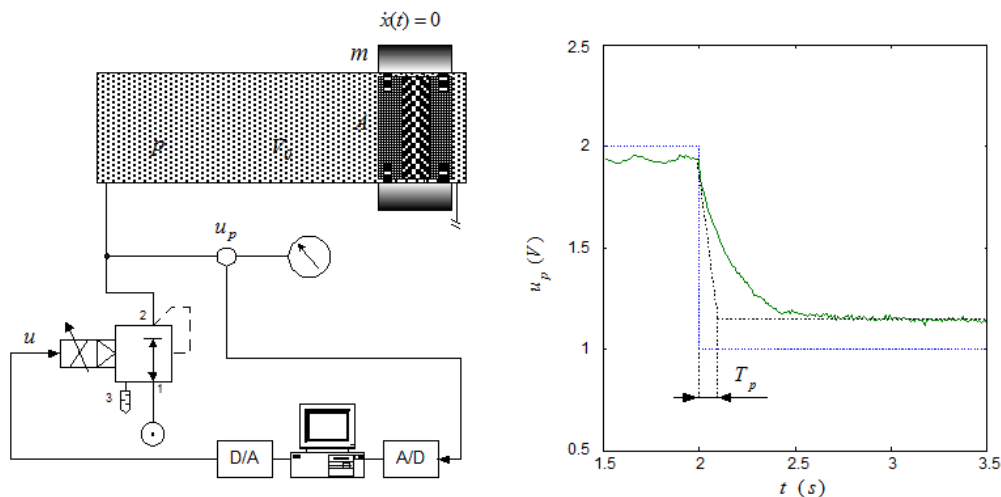


Slika 31 Shema spajanja

5.3.4 Dinamički model sustava

Za potrebe dinamičke analize i projektiranje sustava regulacije pneumatskog cilindra potrebno je poznavati statičke i dinamičke karakteristike komponenata sustava odnosno parametre matematičkog modela objekta upravljanja. U ovom slučaju prvenstveno je važno odrediti ovisnost tlaka u cilindru o referentnom naponu.

Na *slici 32a* shematski je prikazan eksperimentalni postav proporcionalnog tlačnog regulatora SMC VY1A00-M5. Prijelazna funkcija na *slici 32b* dobivena je za slučaj kada se klip drži fiksno u krajnjem položaju a naponski signal na ventilu se promijeni s 2V na 1V. Mjerena veličina je napon senzora tlaka u_p postavljenog na onoj strani cilindra u čijoj se komori mjeri promjena tlaka. [8]



Slika 32 Izvedba eksperimenta i snimljena karakteristika [8]

Odziv tlaka u odnosu na zadani upravljački signal može se aproksimirati odzivom PI člana sa zanemarivim mrtvim vremenom čija prijenosna funkcija glasi:

$$G(s) = \frac{\Delta u_p(s)}{\Delta u(s)} = \frac{K_p}{T_p s + 1}$$

Za dani slučaj, vremenska konstanta razvijanja tlaka T_p iznosi 0.12s.

Za ventil korišten u ovom radu nije moguće snimiti prijelaznu karakteristiku pa će se vremenska konstanta odrediti iz podataka o ventilu i cilindru. Za dotični ventil korišten u ovom radu, **SMC VEP 2121-2**, dan u prilogu, vremenska konstanta za odziv tlaka kod ispunjavanja volumena od 0,1L iznosi $T_p = 100ms$. S obzirom da se u radu koristi cilindar koji je promjera $\varnothing 50$ i hoda $l = 250 mm$ maksimalni volumen koji zrak mora ispuniti iznosi

0,5L. Prema tome može se pretpostaviti da bi vremenska konstanta pri većim iznosima volumena bila proporcionalno veća kako je prikazano u *tablici 2*.

Tablica 2 Iznosi vremenskih konstanti u funkciji radnog volumena

Početni volumen	0,1 L	0,2 L	0,3 L	0,4 L	0,5 L
T_p	100 ms	200 ms	300 ms	400 ms	500 ms

Prema tome prijenosna funkcija sustava koja pokazuje ovisnost tlaka o ulaznoj struji glasi:

$$G(s) = \frac{p(s)}{i(s)} = \frac{K_p}{T_p s + 1}$$

pri čemu je $K_p = 1.2 \frac{\text{MPa}}{\text{A}}$ već ranije određen iz statičke karakteristike ventila, a vremenska konstanta se uzima da ima maksimalnu vrijednost $T_p = 500\text{ms}$ kod potpuno izvučene klipnjače cilindra.

Gore navedeni iznos vremenskih konstanti mogao bi se umanjiti (*brzi odziv*) ako bi se dodala vanjska električka veza po tlaku (*ventil ima ugrađenu sporu pneumatsku vezu po tlaku*). Međutim zbog nedostupnosti tehničkih podataka o unutarnjoj građi proporcionalnog tlačnog regulatora nije moguće napraviti simulacijski model gdje bi se analizirale mogućnosti ubrzanja odziva kada bi se dodala vanjska povratna veza.

5.4 Varijanta s proporcionalnim servo ventilom

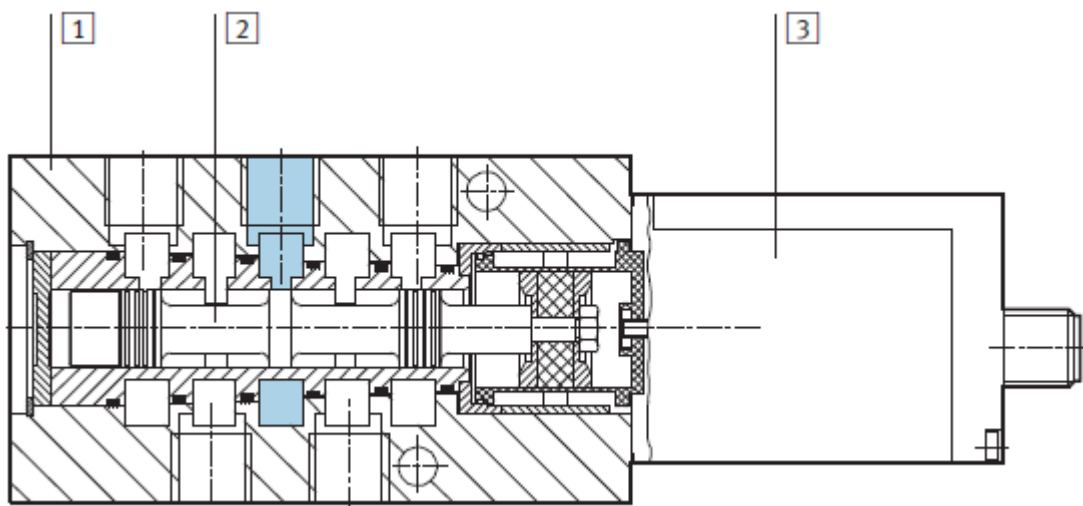
5.4.1 Proporcionalni 5/3 servo ventil

Kao alternativa tlačnom regulatoru, za upravljanje cilindrom odabran je proporcionalni servo ventil FESTO MPYE-5-1/8-HF-010B. Ventil ima 5 priključaka i 3 razvodna položaja. Prikazan je na slici 33.



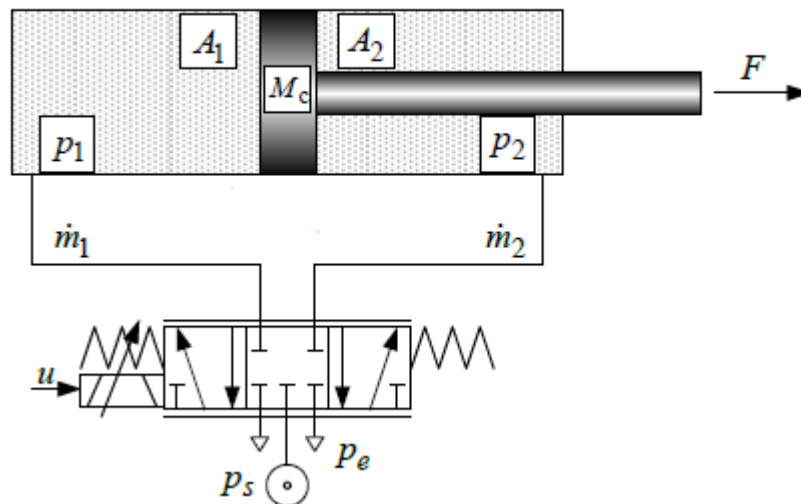
Slika 33 FESTO MPYE-5-1/8-HF-010B proporcionalni servoventil

Ovim ventilom upravlja se protokom zraka u komoru cilindra. Ventil ima nominalni protok od 700 l/min što zadovoljava zahtjeve primjene u ovom slučaju. Radni tlak iznosi od 0 do 10 bar-a. Upravlja se naponom od 0V do 10V s time da je 5V referenca za srednji razvodni položaj. Kako se povećava ili smanjuje napon proporcionalno se povećava ili smanjuje otvor protjecanja zraka kroz ventil pa time i kroz komore cilindra.



Slika 34 Pogled presjeka ventila (1 – kućište, 2 – razvodni klip, 3 – kućište s elektronikom)

5.4.2 Pneumatska shema spajanja



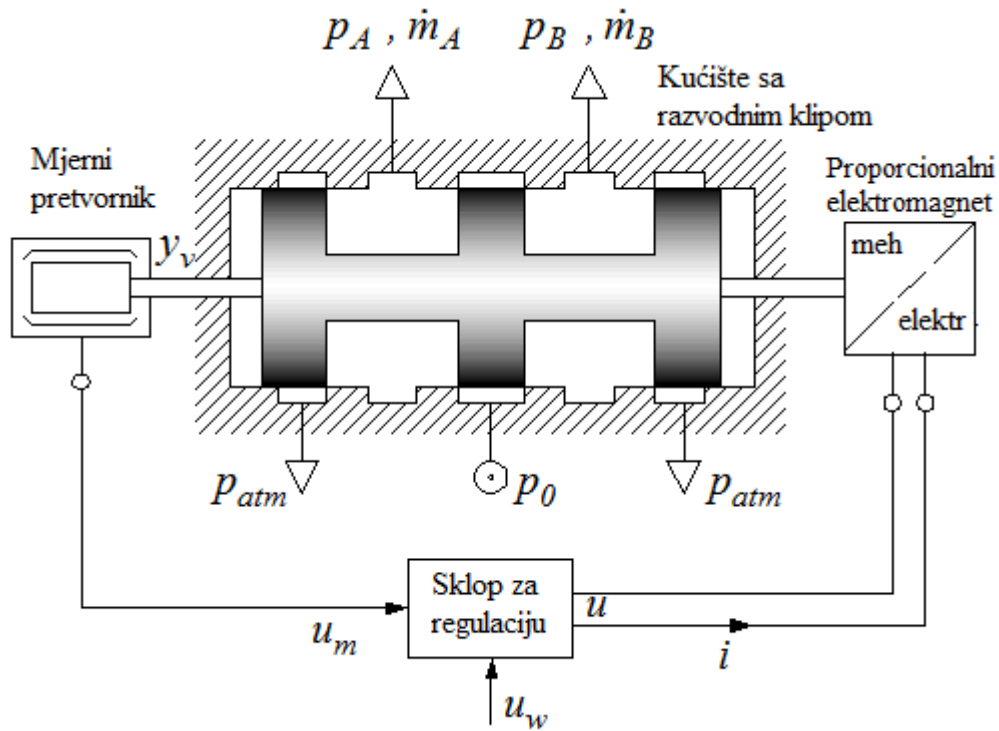
Slika 35 Pneumatska shema spajanja servoventila i cilindra

Servoventil se spaja na tlak dobave. U mirovanju je ventil u srednjem razvodnom položaju i nema protjecanja zraka u nijednu komoru cilindra. Kada se povećava napon sa 5V prema više oslobađa se protok zraka prema komori A a ako se napon smanjuje sa 5V na manje onda se otvara protok zraka prema komori B.

5.4.3 Dinamički model sustava [10]

5.4.3.1 Modeliranje dinamike indukcijskog svitka

Shematski prikaz proporcionalnog 5/3 ventila sa unutarnjom povratnom vezom dan je na slici 36. Sastoji se od četiri glavna dijela: proporcionalnog elektromagneta, kućišta sa razvodnim klipom, mjernog pretvornika i integriranog analognog sklopa za regulaciju. Razvodni klip se giba lijevo ili desno proporcionalno ulaznom signalu na elektromagnetu. Mjerni pretvornik mjeri pomak razvodnog klipa te taj signal šalje na sklop za regulaciju gdje se uspoređuje sa referentnom vrijednošću te se ispravljeni signal šalje na elektromagnet koji upravlja pomakom razvodnog klipa. Na taj način razvodni klip povećava ili smanjuje otvor odnosno protok zraka prema radnom vodu.



Slika 36 Shematski prikaz 5/3 proporcionalnog ventila [10]

Indukcija svitka može se zanemariti a odnos između pomaka razvodnog klipa y_v i ulaznog napona u je proporcionalan:

$$y_v = K_v \cdot u \quad (21)$$

gdje je konstanta ventila $K_v = K_i/R_n$

K_i – pojačanje struje

R_n – otpor zavojnice (svitka)

Iznos efektivne površine otvora ventila A_v je u funkciji pomaka razvodnog klipa:

$$A_v \approx y_v^2 \cdot \frac{\pi}{4} \quad (22)$$

5.4.3.2 Modeliranje pneumatskog procesa

Jednadžba stanja idealnog plina glasi:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (23)$$

pri čemu je p – tlak, V – volumen, m – masa, R – plinska konstanta i T – temperatura.

Maseni protok stlačivog plina kroz otvor (ovdje je to zrak koji protječe kroz ventil) dan je sljedećim izrazom:

$$\dot{m} = A_v \cdot \psi \cdot p_u \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T}} \quad (24)$$

p_u – tlak zraka prema ventilu

T – temperatura

ψ – koeficijent pražnjenja

Koeficijent pražnjenja izračunava se prema izrazu [10]:

$$\psi = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} & \text{za } \frac{p_d}{p_u} > r_{cr} \\ \psi_{max} = 0,484 & \text{za } \frac{p_d}{p_u} \leq r_{cr} \end{cases} \quad (25)$$

κ – izentropska konstanta

p_d – tlak na izlazu iz ventila

ψ_{max} – maksimalni koeficijent pražnjenja

r_{cr} – kritični omjer tlakova ($r_{cr} = 0,528$)

Iz jednadžbi (24) i (25) mogu se izvesti izrazi za maseni protok zraka kroz ventil za komore cilindra za slučaj podzvučnog protoka zraka ($p_d/p_u > 0,528$):

$$\dot{m} = A_v \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} p_u \sqrt{\frac{2}{RT}} \quad (26)$$

Primjenom masene jednadžbe kontinuiteta može se pisati:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{V}{v} \right)$$

Deriviranjem prethodne jednadžbe dobiva se:

$$\dot{m} = \frac{v\dot{V} - \dot{v}V}{v^2} \quad (27)$$

v – specifični volumen ($v = V / m$)

Za izentropsku promjenu stanja vrijedi:

$$pv^\kappa = konst. \quad (28)$$

U općem slučaju politropske promjene eksponent κ se zamjenjuje sa n (n za zrak iznosi između 1 i 1,4).

Primjenom logaritmiranja i diferenciranja na jednadžbu (28) slijedi:

$$\dot{v} = -\frac{v \dot{p}}{\kappa p} \quad (29)$$

Isto tako iz jednadžbe (28) vrijedi:

$$\dot{v} = \frac{p_c^{1/\kappa}}{p_c^{1/\kappa}} \quad (30)$$

Gdje index c označava atmosferski ili tlak dobave, koji se smatraju konstantnim vrijednostima.

Uvrštavanjem jednadžbi (29) i (30) u jednadžbu (7), jednadžba za maseni protok glasi:

$$\pm m = \frac{p^{1/\kappa}}{p_c^{1/\kappa} v_c} \dot{V} \pm \frac{\dot{p} p^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\kappa p_c^{1/\kappa} v_c} V \quad (31)$$

Predznak masenog protoka se mijenja s obzirom na smjer protoka zraka, kad zrak ide u komoru predznak je pozitivan (+) a kad izlazi iz komore je negativan (-).

Volumen komore A cilindra definiran je u odnosu na početni volumen V_{0A} , kada je klip početnom krajnje lijevom položaju, koji se povećava s izvlačenjem klipnjače:

$$V_A = V_{0A} + Ax \quad (32)$$

$$\dot{V}_A = A\dot{x} \quad (33)$$

Volumen komore B cilindra definiran je u odnosu na početni volumen V_{0B} , na strani klipnjače kada je klip u početnom uvučenom položaju, koji se smanjuje izvlačenjem klipnjače:

$$V_B = V_{0B} - A_{kl}x \quad (34)$$

$$\dot{V}_B = -A_{kl}\dot{x} \quad (35)$$

A_{kl} – površina klipa na strani klipnjače

Uvrštavanjem jednadžbi (32), (33), (34) i (35) u jednadžbu (31) dobije se:

$$\pm \dot{m} = \frac{p^{1/\kappa} A_c \dot{x}}{p_c^{1/\kappa} v_c} \pm \frac{\dot{p} p^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}} (V_{0c} \pm A_c x)}{\kappa p_c^{1/\kappa} v_c} \quad (36)$$

odakle slijedi konačna jednadžba promjene tlaka u komorama cilindra:

$$\dot{p} = \pm \frac{\kappa p^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} p_c^{1/\kappa} v_c}{V_{0c} \pm A_c x} \dot{m} \mp \frac{\kappa A_c \dot{x}}{V_{0c} \pm A_c x} p \quad (37)$$

Vrijednosti p_c i v_c se uvrštavaju ovisno o tome da li je komora spojena na tlak dobave ili na ispuh. Vrijednosti A_c i V_{0c} se uvrštavaju u ovisnosti da li se radi o komori A ili komori B cilindra gdje se mora uzeti u obzir da su površina klipa i volumeni u komorama različiti zbog postojanja klipnjače.

5.4.3.3 Jednadžbe gibanja

Iz jednakosti sila koje djeluju na klip može se pisati:

$$m_p \ddot{x} = p_A A - p_B A_{kl} - F_{trenje} - F_{koč} \dot{x} \quad (38)$$

m_p – masa klip

F_{trenje} – sila trenja između klipa i cilindra (modelira e kao viskozno trenje)

$F_{koč}$ – sila kočnice koja se suprotstavlja sili cilindra

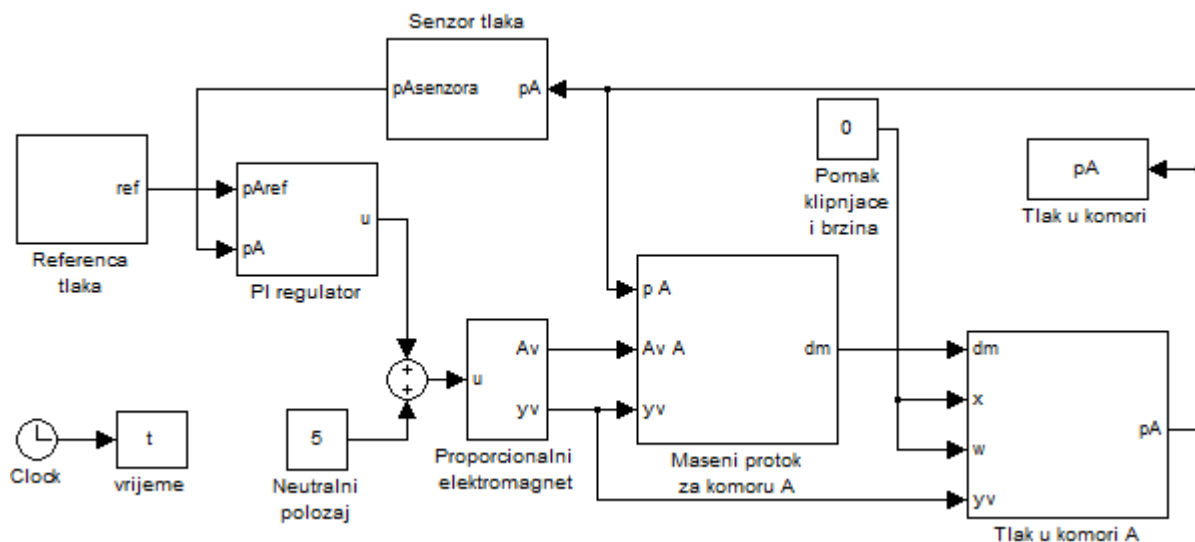
Trenje općenito dosta utječe na karakteristike pneumatskog pogona. Do trenja dolazi između klipa i cilindra i ovisi o mnogim faktorima kao što su dimenzije, konstrukcija i materijal brtvljenja, temperatura, radni tlak i brzina gibanja klipa.

Sila koja se suprotstavlja sili klipa cilindra je sila pojasne kočnice $F_{koč}$ koja djeluje preko poluzja. S povećanjem sile cilindra povećava se i sila kočnice koja se u simulaciji razmatra kao razmjerno kruta opruga.

6. Simulacijski model sustava u Simulink-u i simulacije

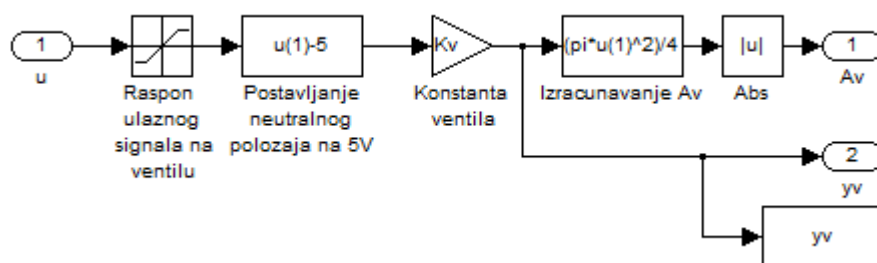
6.1 Simulacijski model s proporcionalnim servo ventilom (klip fiksiran)

Simulacijski model cilindra s proporcionalnim servo ventilom uz fiksiran klip izveden je prema jednadžbama za dinamiku ventila i dinamiku promjene tlaka u komori cilindra. Uz volumen $V = 0,5l$ što odgovara volumenu cilindra promjera $\varnothing 50mm$ i hoda klipa $l = 250mm$, za potrebe regulacije zatvorena je povratna veza po tlaku u komori A gdje se regulira tlak pomoći PI regulatora. Radi općenitosti razmotren je i slučaj cilindra većeg volumena $V = 1l$. Na *slici 37* prikazan je simulacijski model regulacijskog kruga tlaka u komori A cilindra.



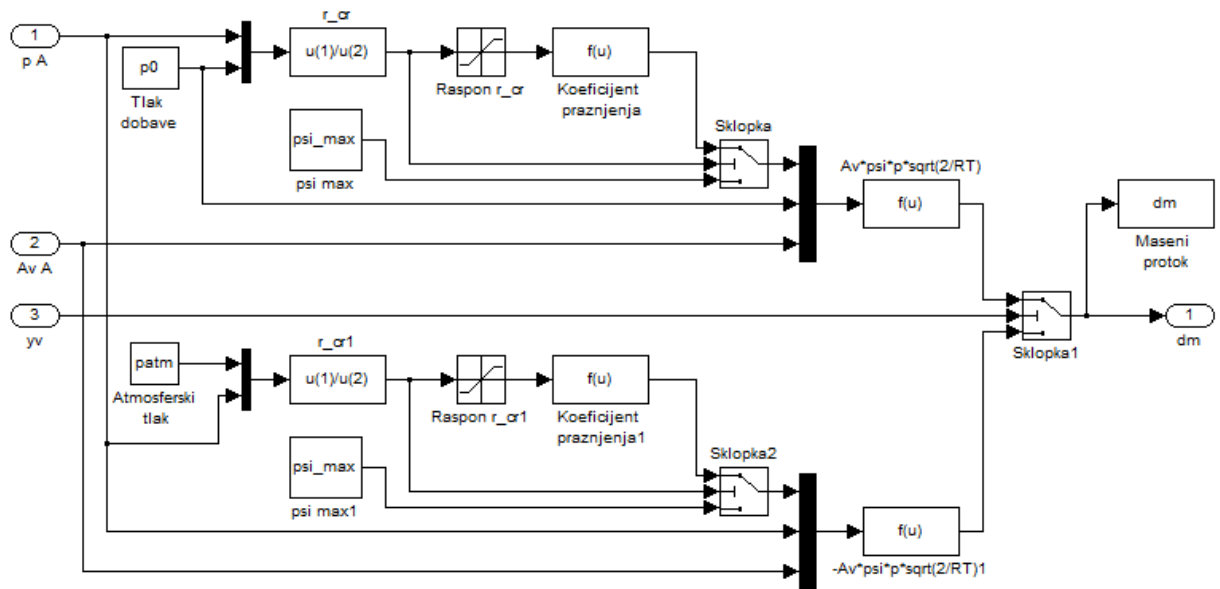
Slika 37 Simulink model regulacijskog kruga tlaka u komori A

Podsustav proporcionalnog elektromagneta prikazan je *slikom 38* a izveden je iz jednadžbi (21) i (22).



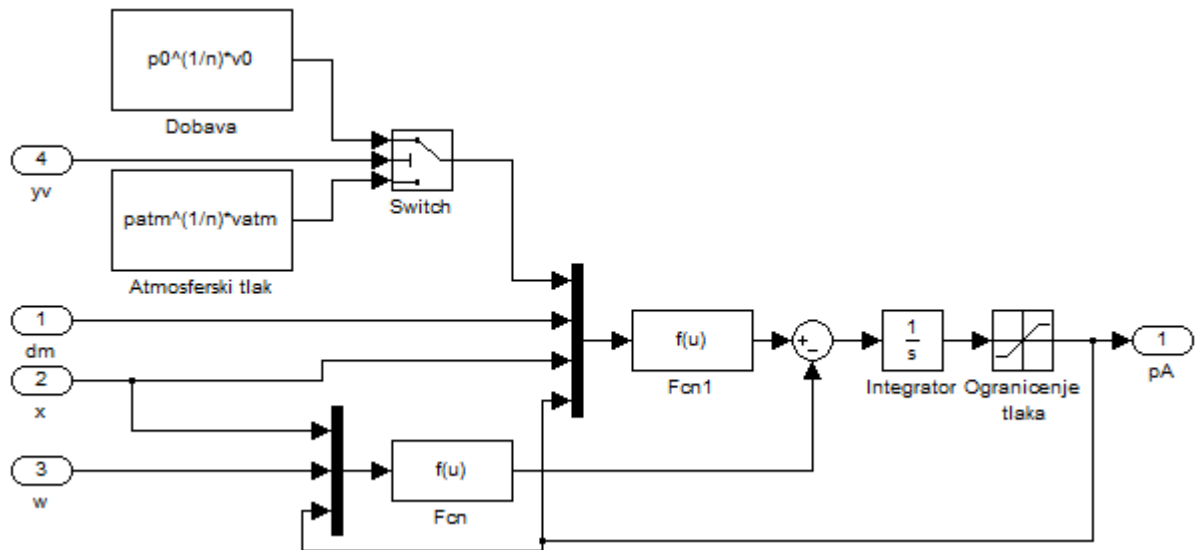
Slika 38 Model proporcionalnog elektromagneta

Simulacijski model za maseni protok kroz komoru izveden je prema jednadžbi (26) i prikazan je *slikom 39*. Pomakom razvodnog klipa y_v u pozitivnom smjeru komora se spaja na tlak dobave a pomakom razvodnog klipa y_v u negativnom smjeru komora se prazni.



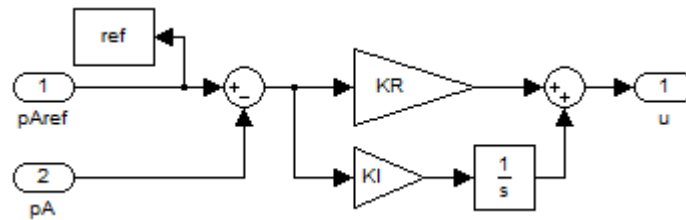
Slika 39 Model masenog protoka

Na slici 40 prikazan je simulacijski model izgradnje tlaka a izveden je iz jednadžbe (37). Iz modela se vidi da tlak ovisi o tome da li je komora spojena na tlak dobave ili se odzračuje, o masenom protoku zraka u komoru, te o pomaku i brzini klipa cilindra što u ovom slučaju ne vrijedi jer je klip fiksiran pa je pomak fiksiran a brzina klipa je jednaka nuli.



Slika 40 Model izgradnje tlaka u komori

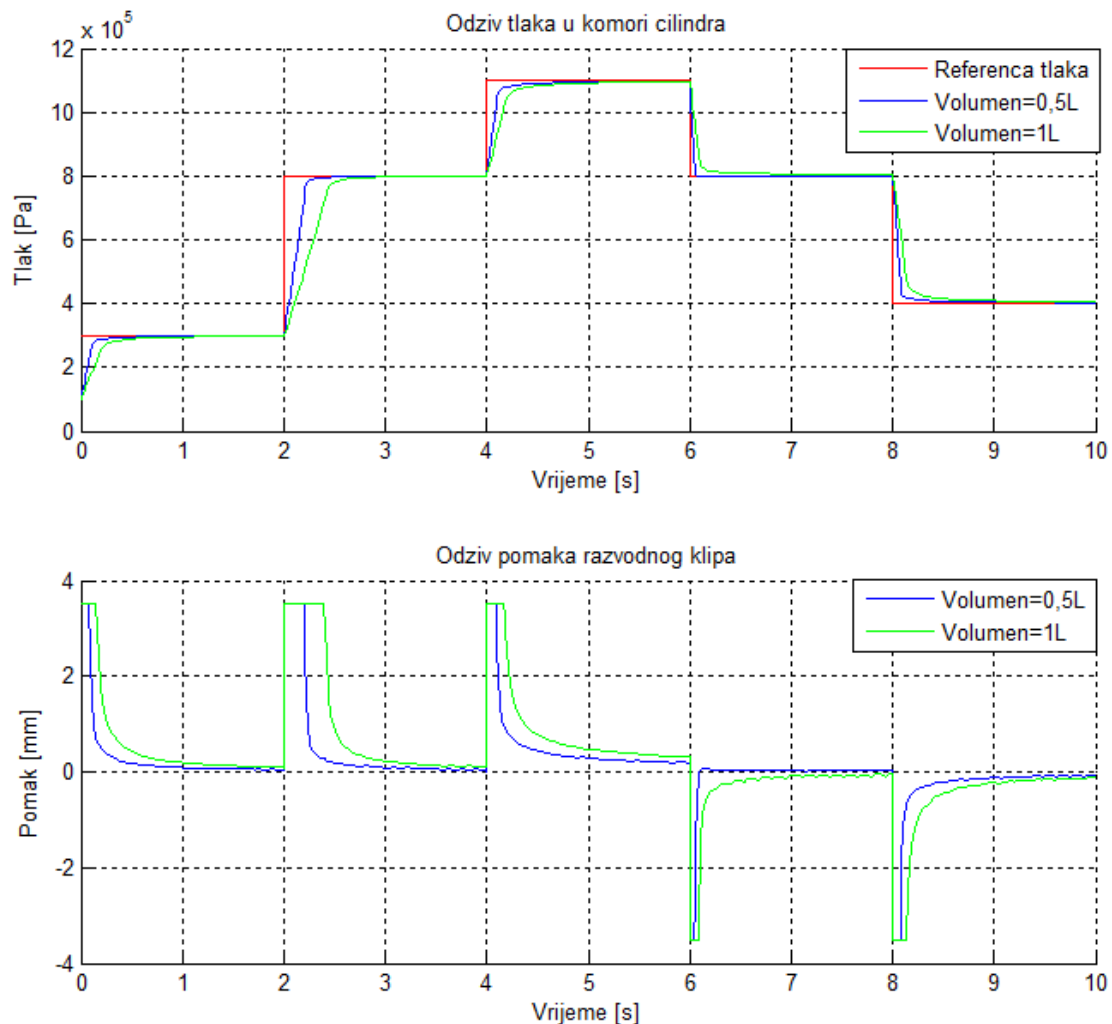
Za potrebe regulacije u model je dodan PI regulator koji je prikazan slikom 41. Pojačanja regulatora dobivena su metodom pokušaja. Proporcionalno pojačanje K_p određeno je povećanjem do iznosa za koji se dobije dovoljno brzi odziv. Pojačanje K_I određeno je smanjenjem do iznosa za koji se još uvijek dobije dobro slijeđenje linearne promjene referentnog tlaka. PI regulator uspoređuje referentni tlak p_{Aref} i stvarni tlak p_A u komori te na temelju razlike daje referencu napona u na proporcionalni servo ventil.



Slika 41 PI regulator

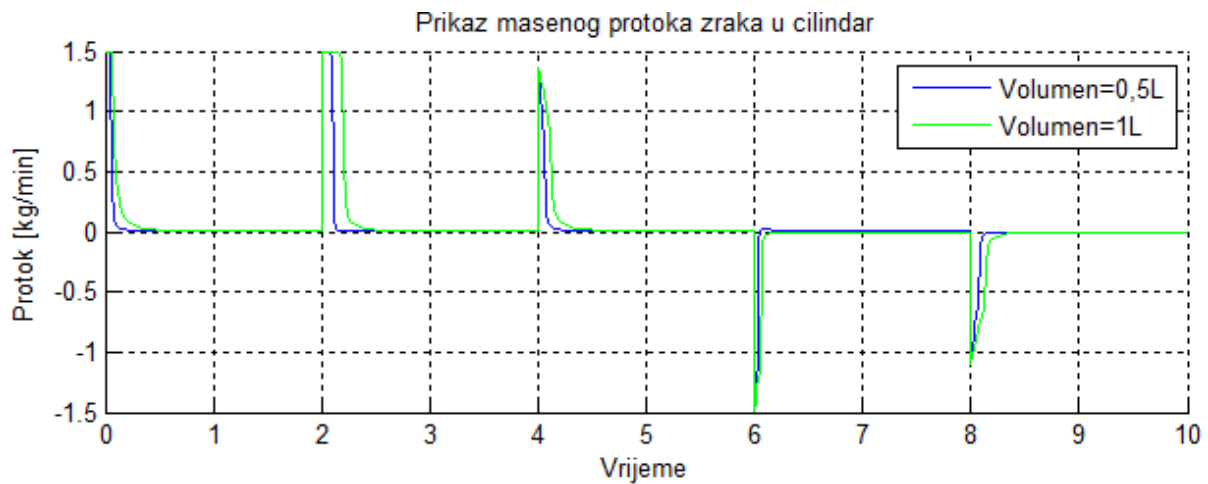
6.1.1 Rezultati simulacija za skokovite promjene referentnog tlaka

Iz odziva tlaka na *slici 42* vidi se da se zadani tlak za volumen komore od 0,5L postiže relativno brzo. Vrijeme odziva tlaka od 0 – 90% stacionarne vrijednosti iznosi $\approx 0.15s$ za komoru cilindra volumena $V = 0.5l$. Može se primijetiti da se za dvostruko povećanje volumena, vrijeme odziva tlaka udvostručuje. Iz odziva pomaka razvodnog klipa ventila vidi se da na početku skoka tlaka regulator maksimalno otvara ventil kako bi se što brže izgradio tlak u komori. Kako se tlak približava traženoj vrijednosti sukladno tome se smanjuje i otvor ventila kroz koji protječe zrak u komoru cilindra, te se tlak stacionira na iznos reference tlaka.



Slika 42 Odzivi tlaka i pomaka razvodnog klipa ventila

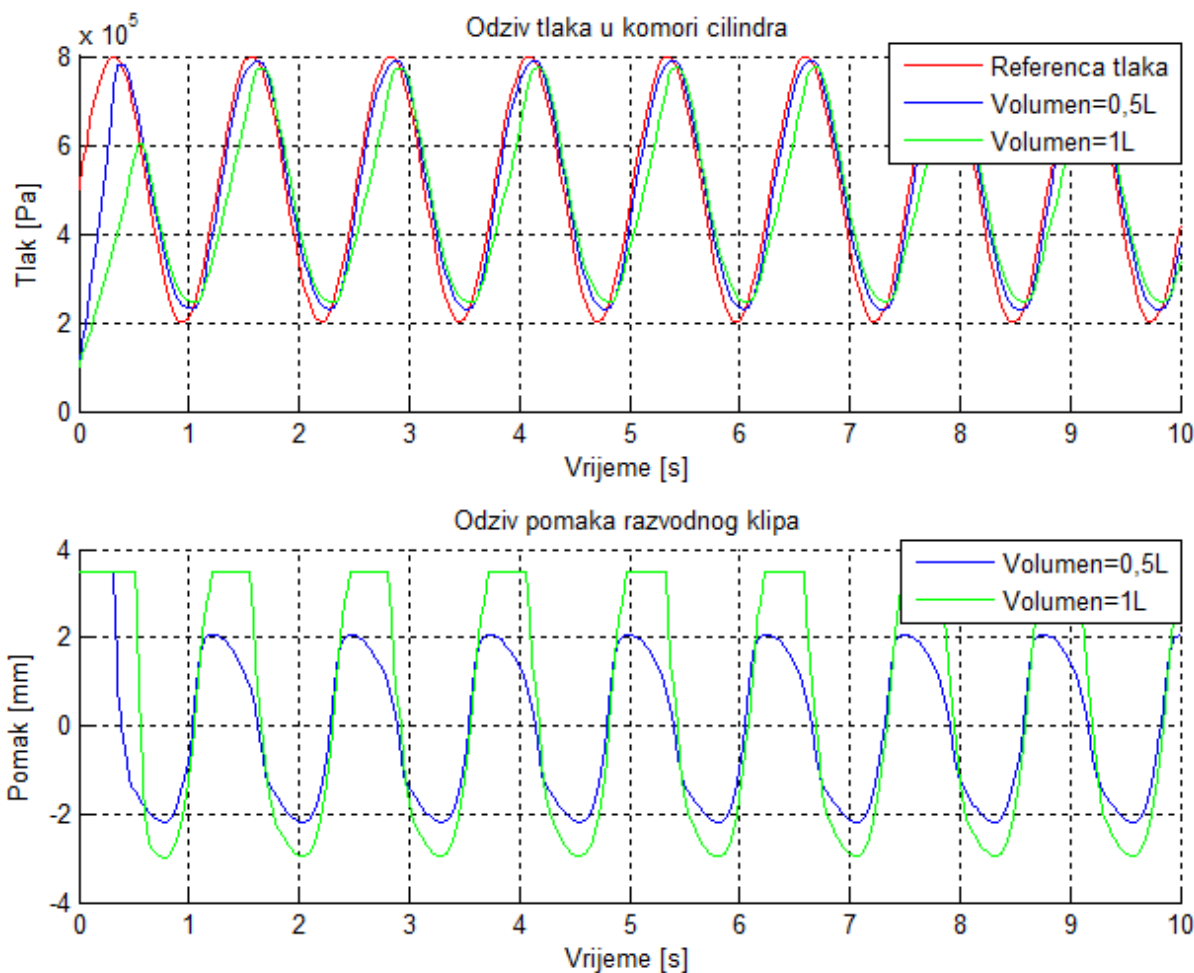
Iz odziva protoka na *slici 43a* vidi se da protok naglo poraste kad se otvori otvor ventila a zatim kako se tlak stabilizira i otvor ventila smanjuje protok se također smanjuje na nulu. Na odzivima se protok u trenutku poveća na veliku vrijednost što je posljedica zanemarivanja dinamike proporcionalnog elektromagneta ventila budući da je ona puno brža od dinamike pneumatskog procesa.



Slika 43a Protok zraka kroz ventil/cilindar

6.1.2 Rezultati simulacija za slijeđenje sinusne reference tlaka

Na *slici 43b* prikazani su odzivi za slijeđenje sinusne reference tlaka. Odzivi su snimljeni za volumen $V = 0.5l$ i $V = 1l$. Kvaliteta slijeđenja reference tlaka bolja je kod cilindra s manjim volumenom, brži je odziv tlaka, bez ulaska proporcionalnog ventila u limit.



Slika 43b Odzivi tlaka i pomaka razvodnog klipa ventila

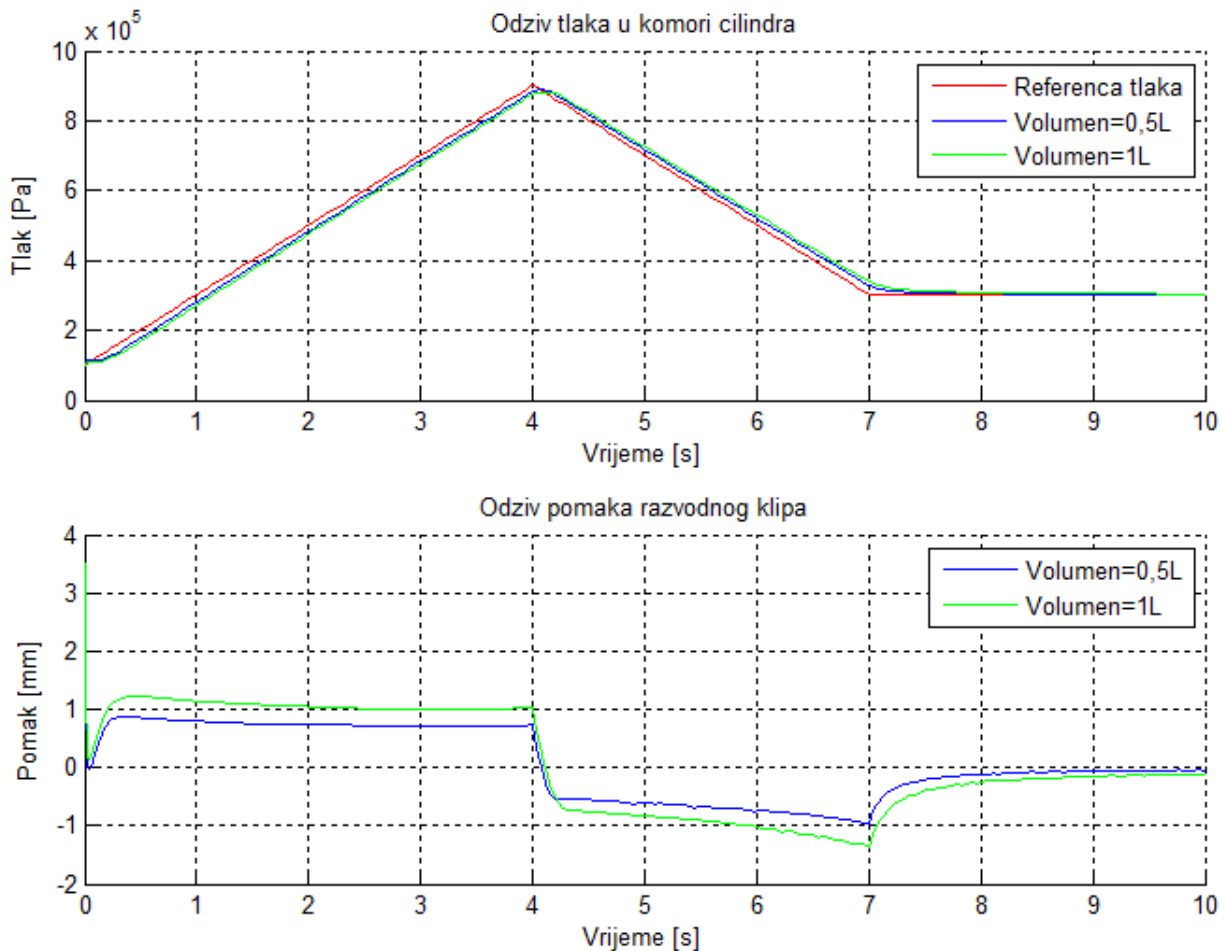
Na slici 44 prikazan je odziv protoka zraka kroz komoru cilindra. Iz odziva je vidljivo da je za dvostruko veći volumen komore potrebno ostvariti dvostruko više protoka.



Slika 44 Protok zraka kroz ventil/cilindar

6.1.3 Rezultati simulacija za linearnu promjenu referentnog tlaka

Na *slici 45* prikazan je odziv slijeđenja linearne promjene referentnog tlaka. Vidi se nešto malo bolje slijeđenje reference u manjem volumenu.



Slika 45 Odzivi tlaka i pomaka razvodnog klipa ventila

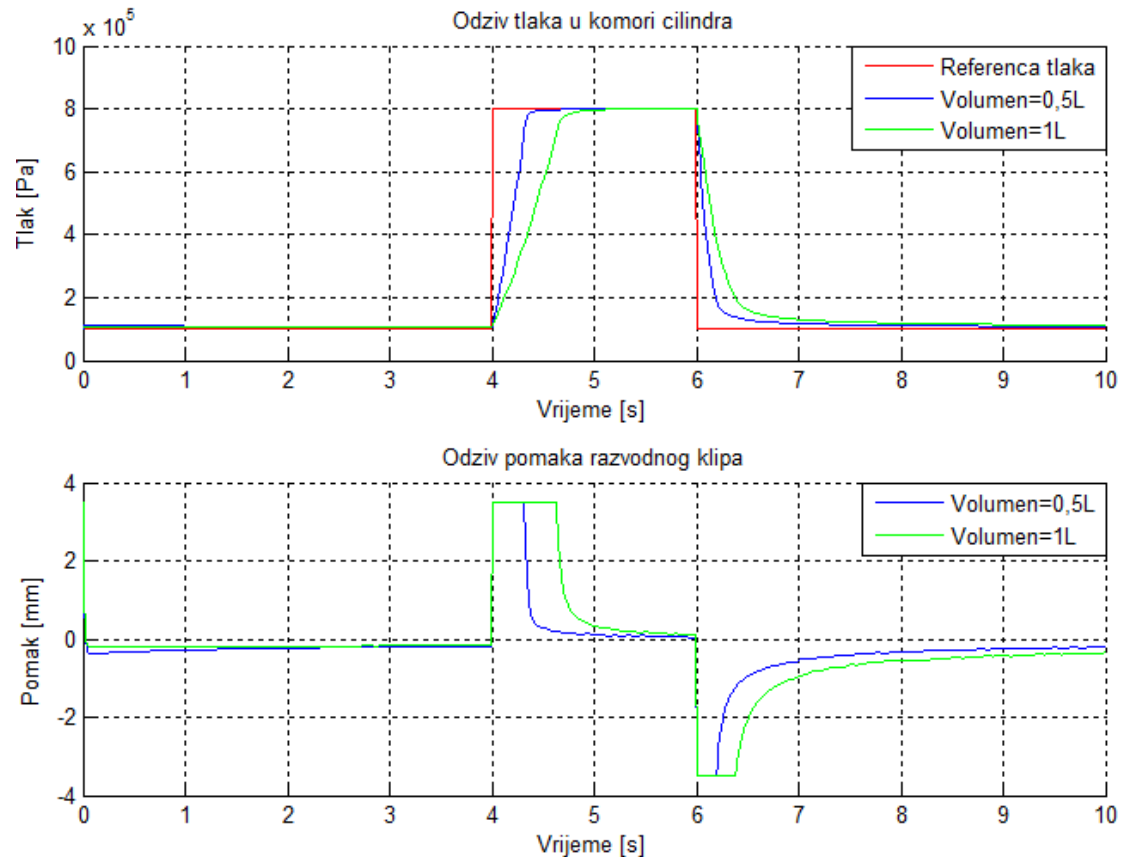
Odziv masenog protoka prikazan je na *slici 46*. Iz odziva je vidljivo je da je za veći volumen potrebno više protoka zraka nego za manji volumen.



Slika 46 Protok zraka kroz ventil/cilindar

6.1.4 Rezultati simulacija za veliki skok tlaka

Slika 47 prikazuje odziv za skok tlaka sa atmosferskog na 8 bar-a. Vidljivo je da je u manjem volumenu potrebno dvostruko manje vremena da se izgradi zadani tlak. Iz odziva pomaka vidi se da je razvodni klip ventila duže u limitu kod komore većeg volumena nego kod komore manjeg volumena.



Slika 47 Odzivi tlaka i pomaka razvodnog klipa ventila

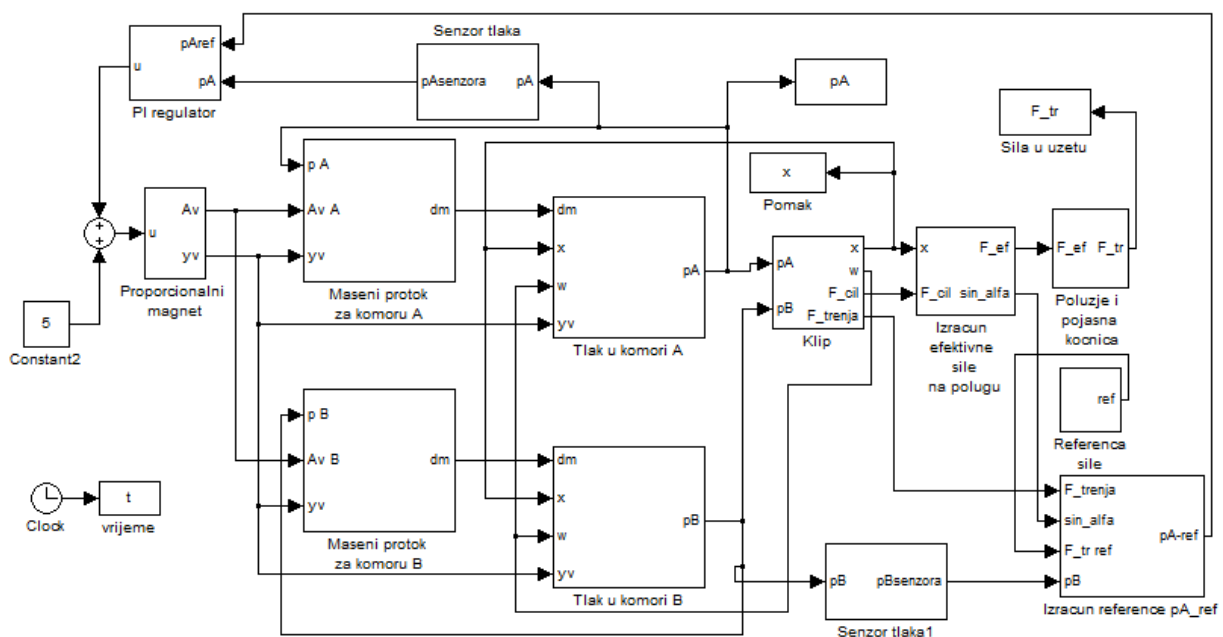
Maseni protok prikazan slikom 48 je veći u slučaju punjenja komore nego u slučaju pražnjenja.



Slika 48 Protok zraka kroz ventil/cilindar

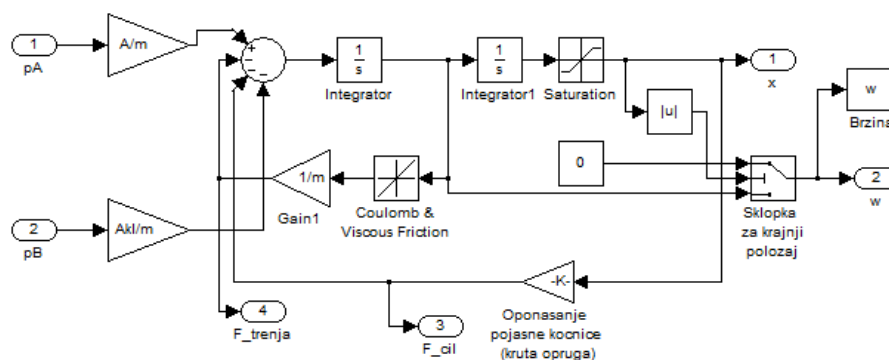
6.2 Simulacijski model sa proporcionalnim servo ventilom (sa krutom oprugom)

Simulacijski model sustava upravljanja kočnicom pomoću pneumatskog cilindra formiran je prema jednadžbama za dinamiku ventila, dinamiku promjene tlaka u komori cilindra i jednadžbi gibanja klipa cilindra i prikazan je na *slici 49*. Mehanizam kočnice je modeliran kao razmjerno kruta opruga koja se opire gibanju klipa. Simulacijski model je proširen modelom pojase kočnice i polužja tako da se na izlazu iz modela dobiva sila u užetu koje ide od bubnja prema nepomičnom koloturju. Kako je već prije objašnjeno (*pogl. 3*) sila na bušnoj kuki je onoliko puta veća od sile užeta proporcionalno broju koloturnika u nepomičnom koloturju. U svrhu regulacije sile koristi se povratna veza po tlaku u komori A. Zadaje se referenca sile koja se pretvara u referencu tlaka u komori A.



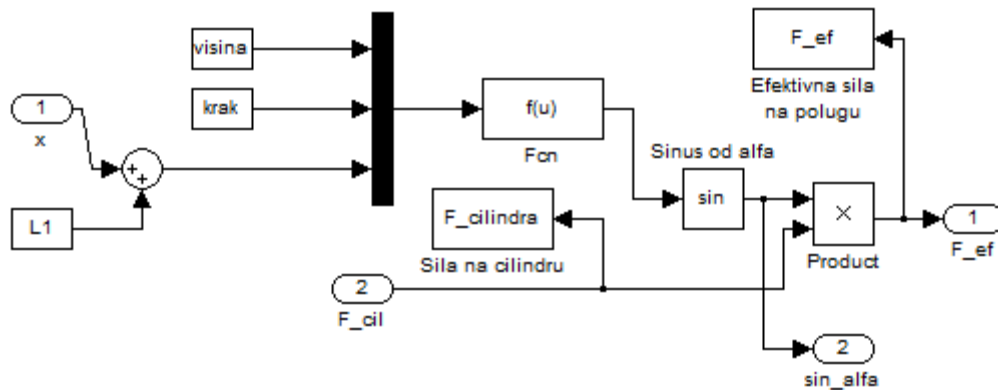
Slika 49 Simulacijski model sustava

Model klipa cilindra formiran je iz jednadžbe (38) i prikazan je *slikom 50*.



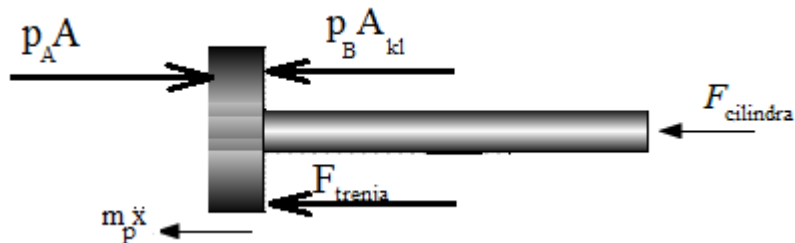
Slika 50 Model klipa cilindra

Izračun efektivne sile na polugu dan je u jednadžbi (12) a na *slici 51* prikazan je odgovarajući simulacijski model.



Slika 51 Model za izračun efektivne sile

Na *slici 52* dan je shematski prikaz djelovanja sila na klip cilindra:



Slika 52 Izračun reference tlaka za referencu sile kočenja

Iz ravnoteže sila na klip, koja se ovdje ponavlja (28) radi preglednosti moguće je odrediti statičku vezu između reference tlaka i željene sile kočenja pojase kočnice:

$$p_A \cdot A - p_B \cdot A_{kl} - F_{trenja} - F_{cilindra} = m_p \ddot{x}_p$$

Pošto je sila na cilindru već ranije određena i iznosi:

$$F_{cil} = \frac{F_{ef}}{\sin \alpha} = \frac{F_{tr}}{i_{uk} \sin \alpha} \quad (39)$$

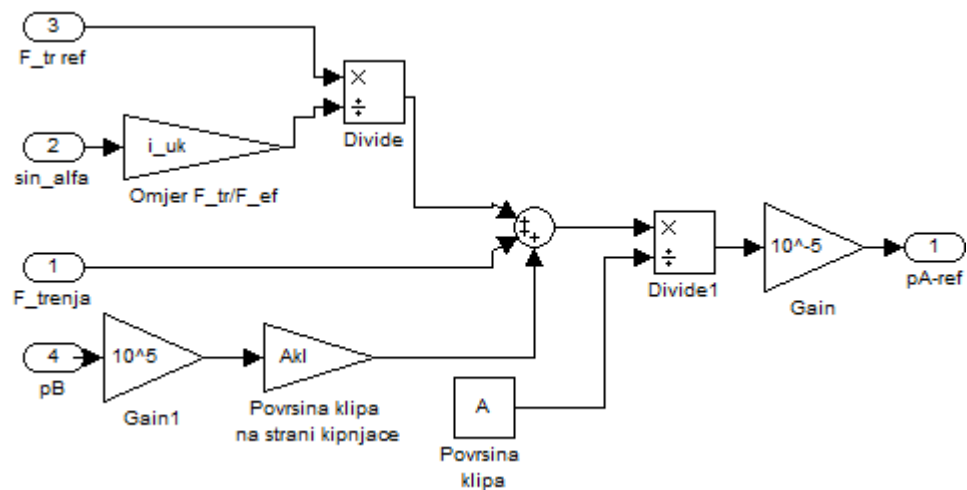
gdje je F_{tr} sila kočenja pojase kočnice a i_{uk} ukupni omjer pojačanja sile polužja i pojase kočnice, uvrštavanjem izraza za silu cilindra i efektivnu silu u jednadžbu sila na cilindar dobiva se izraz za stacionarnu ravnotežu sustava ($\ddot{x} = 0$):

$$p_A \cdot A - p_B \cdot A_{kl} - F_{trenja} - \frac{F_{tr}}{i_{uk} \sin \alpha} = 0 \quad (40)$$

odakle slijedi izraz za potreban statički tlak u komori A (regulacija tlaka u komori A):

$$p_{Aref} = \frac{\frac{F_{tr}}{i_{uk} \sin \alpha} + F_{trenja} + p_B A_{kl}}{A}} \quad (41)$$

Iz gornjeg izraza postignuto da se zadavanjem reference sile kočenja F_{tr} izračunava potreban tlak u komori A koji se mora postići da bi se ostvarila tražena sila kočenja pojase kočnice. Ta referenca tlaka vodi se na PI regulator na kojem se uspoređuje sa mjerenom veličinom tlaka u komori. Rezultat usporedbe vodi se kao naponski signal na proporcionalni ventil koji po potrebi otvara ili zatvara prolaz zraku u komore cilindra pa na taj način regulira tlak a preko tlaka i silu kočenja. Model prema jednadžbi (41) prikazan je na *slici 53*.

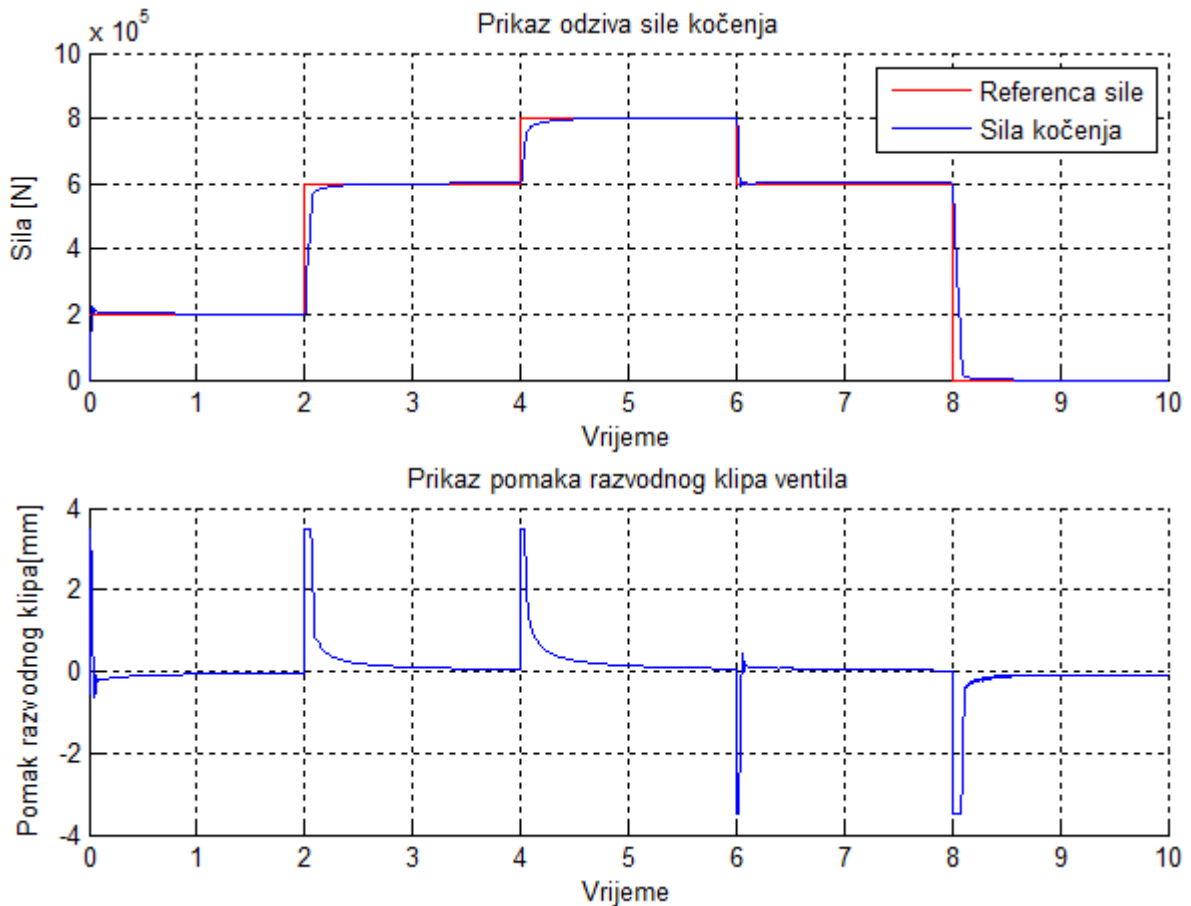


Slika 53 Racunanje reference p_{Aref}

Maseni protok i tlak u komori B definirani su na isti način kao i za komoru A iz jednadžbe (37). Za slučaj kada se komora A puni, B se prazni i obrnuto. To je riješeno time da pozitivan pomak razvodnog klipa ventila y_v znači punjenje komore A a negativan y_v znači punjenje komore B.

6.2.1 Rezultati simulacija za skokovite promjene reference sile kočenja

Na *slici 54* prikazan je odziv na skokovitu promjenu reference sile kočenja. Vrijeme porasta sile kočenja je vrlo kratko i iznosi oko 100ms. To je brže nego na prijašnjim simulacijama koje su provedene za volumen cijele komore cilindra. Ovdje je slučaj da klip cilindra nije do kraja izvučen pa je volumen komore u kojoj se regulira tlak puno manji, stoga je i odziv brži. Veliki pomak razvodnog klipa ventila omogućava veliki protok i brzu izgradnju tlaka u komori, a time i brzi porast sile kočenja na traženu vrijednost.



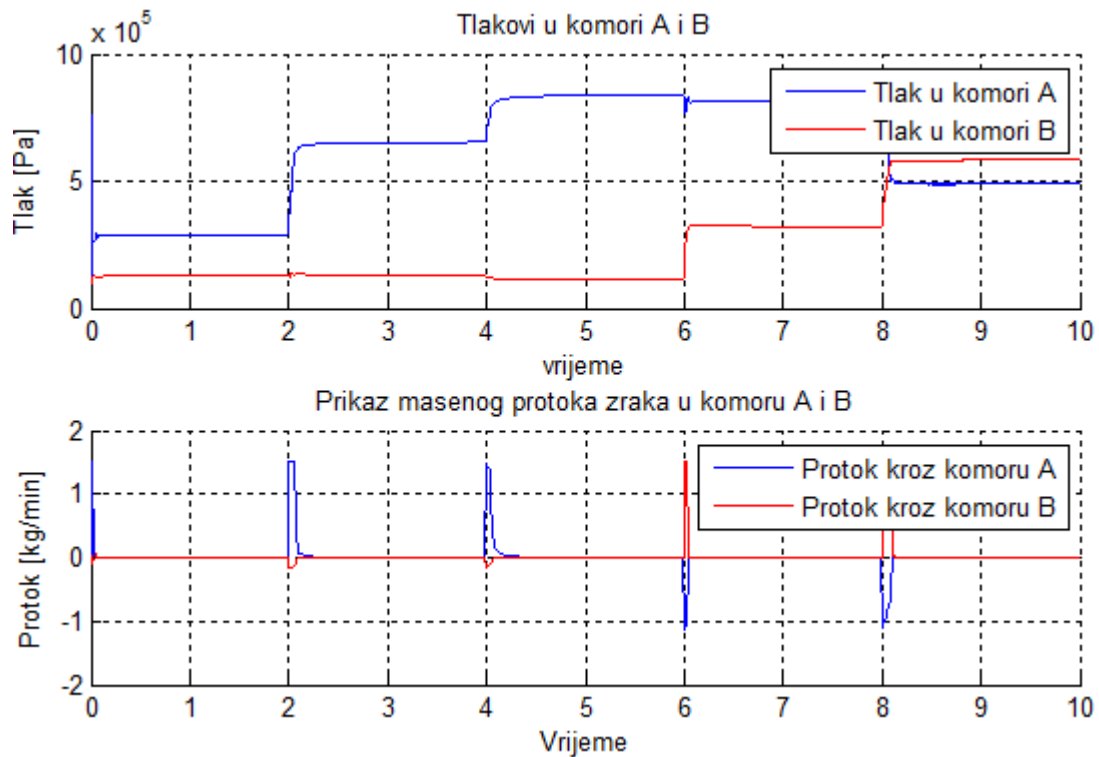
Slika 54 Odzivi tlaka i pomaka razvodnog klipa

Iz odziva brzine i pomaka klipa prikazanih na *slici 55* vidi se da pomak klipa cilindra prati promjenu reference sile, što se traži veća sila to će se klip više izvući. U trenutku zadavanja skokovite reference brzina klipa cilindra naglo poraste što je posljedica brze izgradnje tlaka u komori cilindra.



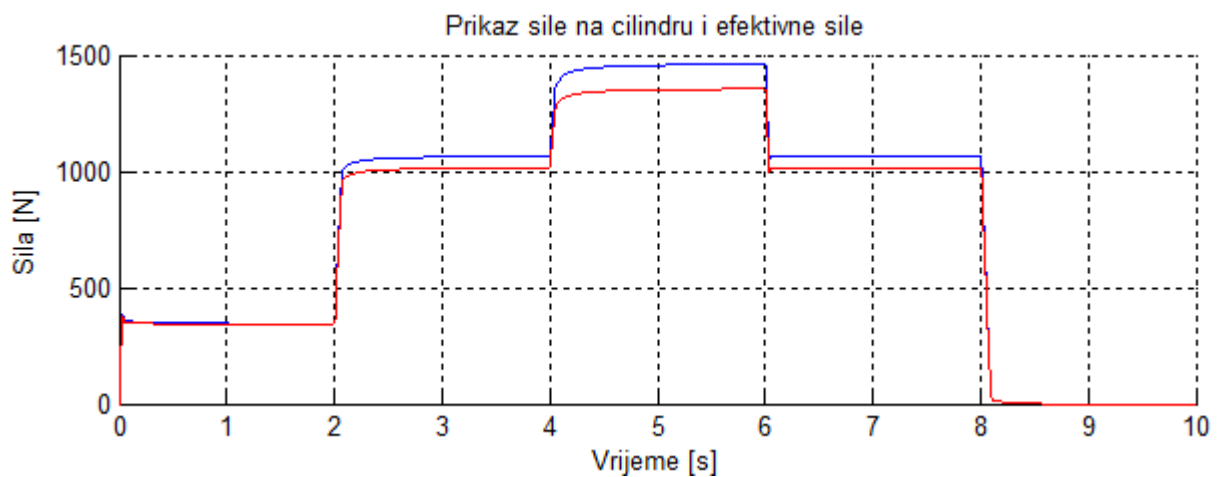
Slika 55 Odziv pomaka i brzine klipa cilindra

Iz prikaza odziva tlakova i masenog protoka zraka na *slici 56* vidi se da u trenutku zadavanja reference maseni protok poraste na velike vrijednosti.



Slika 56 Odzivi tlakova i protoka zraka u komorama

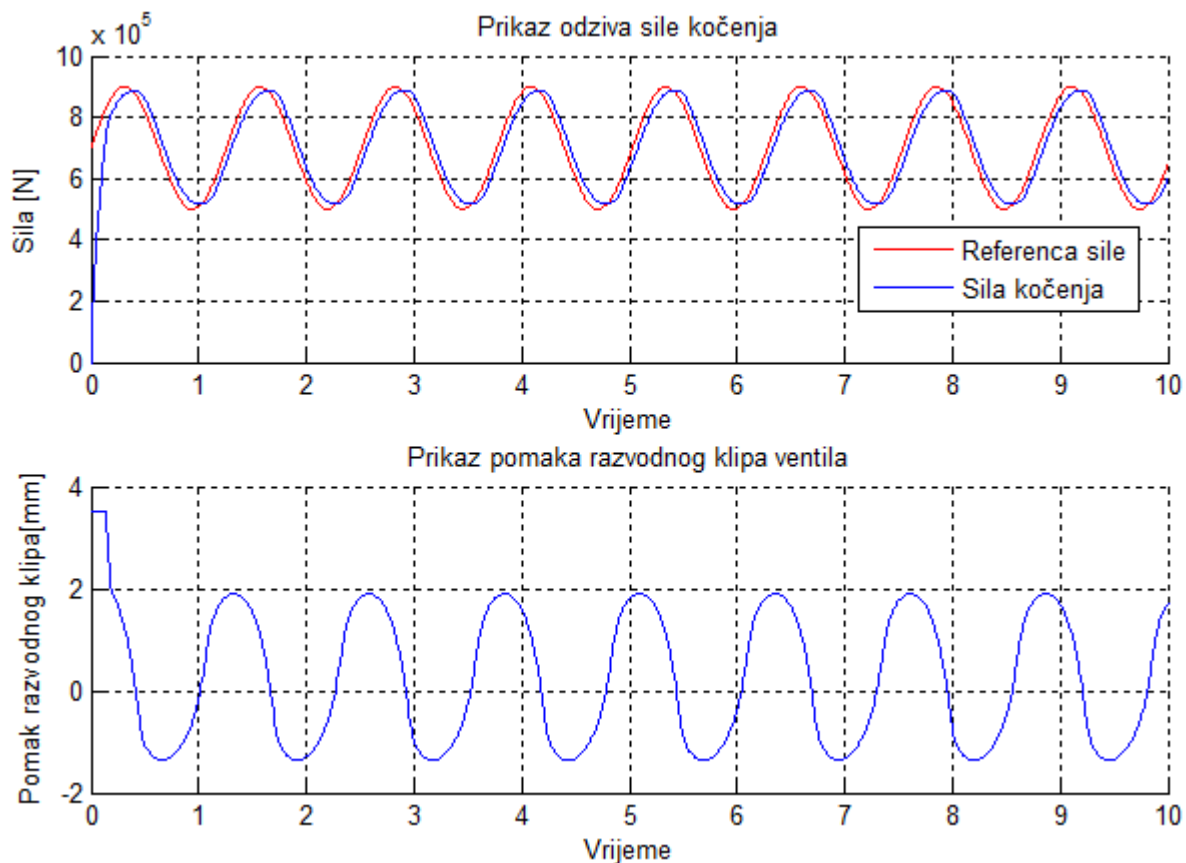
Na *slici 57* prikazane su sila u cilindru i efektivna sila okomita na polugu. Iz odziva se vidi da je efektivna sila na polugu manja od razvijene sile na cilindru. Isto tako vidi se da je ta razlika veća kod većih iznosa reference sile kočenja, a to je posljedica većeg hoda klipa cilindra kod većih sila pošto se efektivna sila s povećanjem hoda klipa smanjuje (*pogl. 5.1*).



Slika 57 Prikaz sile na cilindru i efektivne sile na polugu

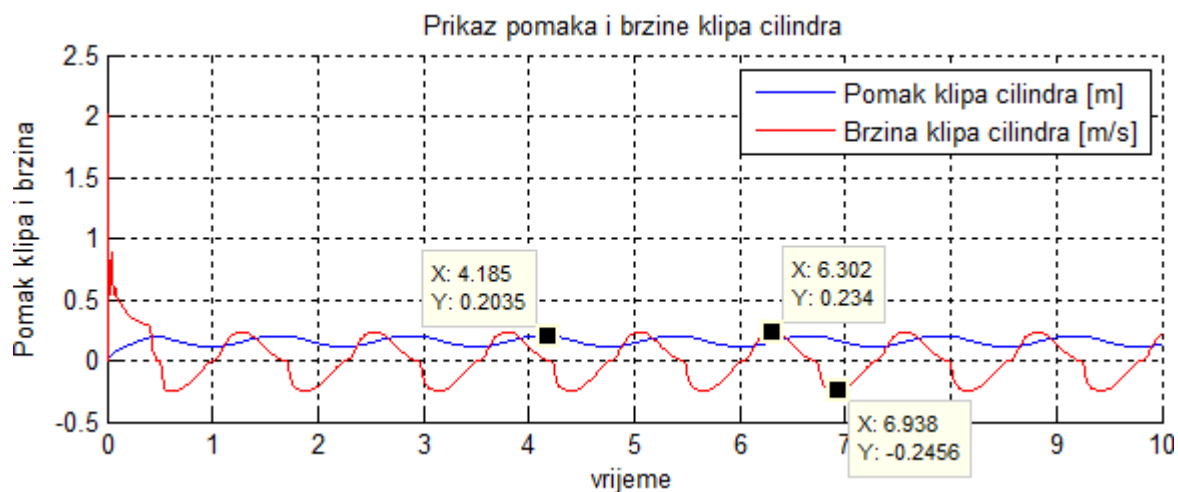
6.2.2 Rezultati simulacija za praćenje sinusne reference sile kočenja

Za zadanu sinusnu referencu sile kočenja postiže se dobro slijeđenje iste, što se vidi na slici 58.



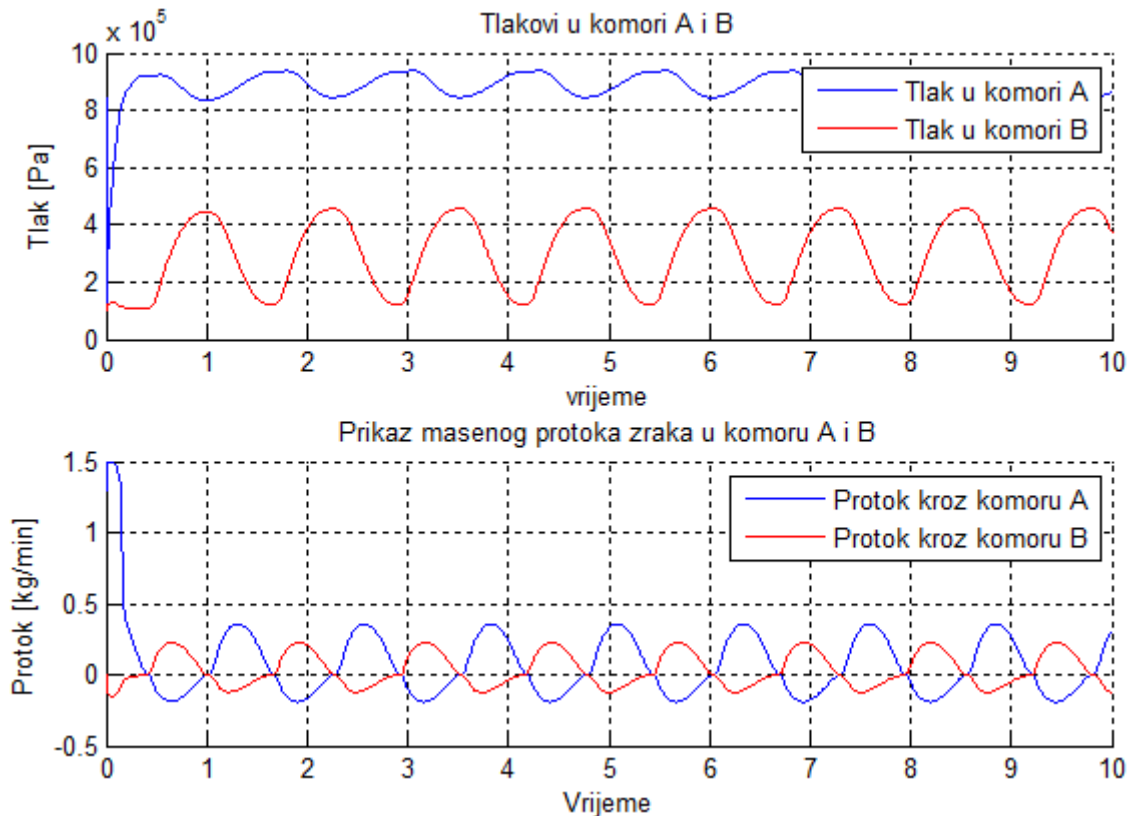
Slika 58 Odzivi tlaka i pomaka razvodnog klipa

Na slici 59 dan je prikaz brzine i pomaka klipa cilindra. Maksimalni pomak klipa cilindra u ovom slučaju iznosi 203mm.



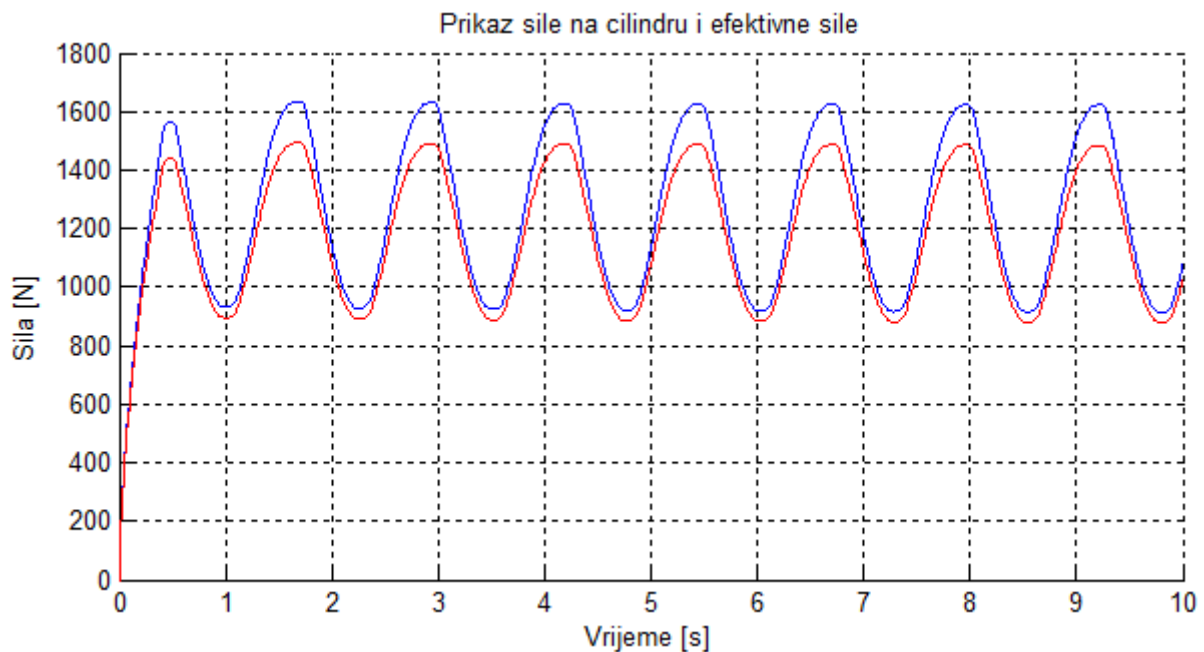
Slika 59 Odzivi pomaka i brzine klipa cilindra

Tlakovi u komori A i B te protoci kroz komore prikazani su na *slici 60*. Iz odziva protoka vidi se da se veći protok ostvaruje u komoru A nego u komoru B a to je zato jer je u komori A veći tlak.



Slika 60 Odzivi tlakova i protoka zraka u komorama

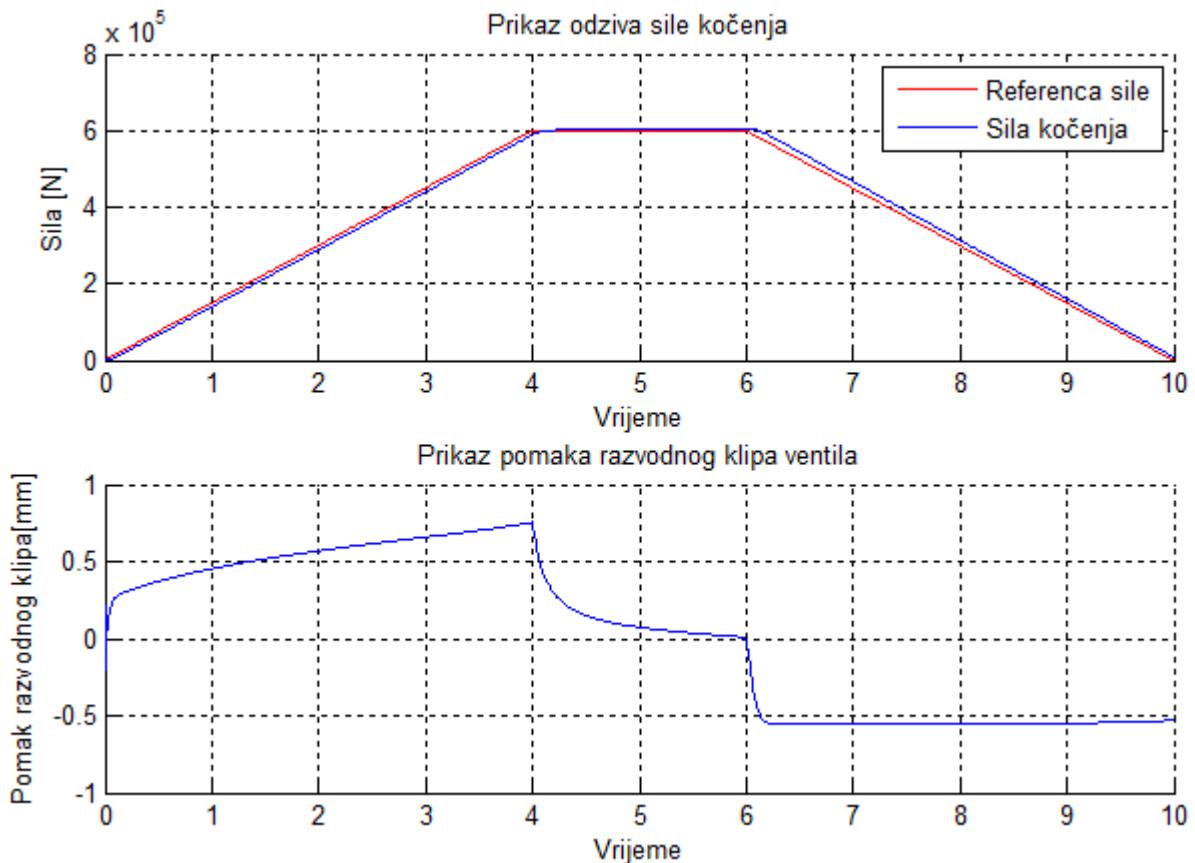
Iz prikaza efektivne sile i sile na cilindru na *slici 61* vidi se da je efektivna sila manja od sile na cilindru i isto vrijedi da je za veće vrijednosti sile ta razlika veća.



Slika 61 Prikaz sile na cilindru i efektivne sile

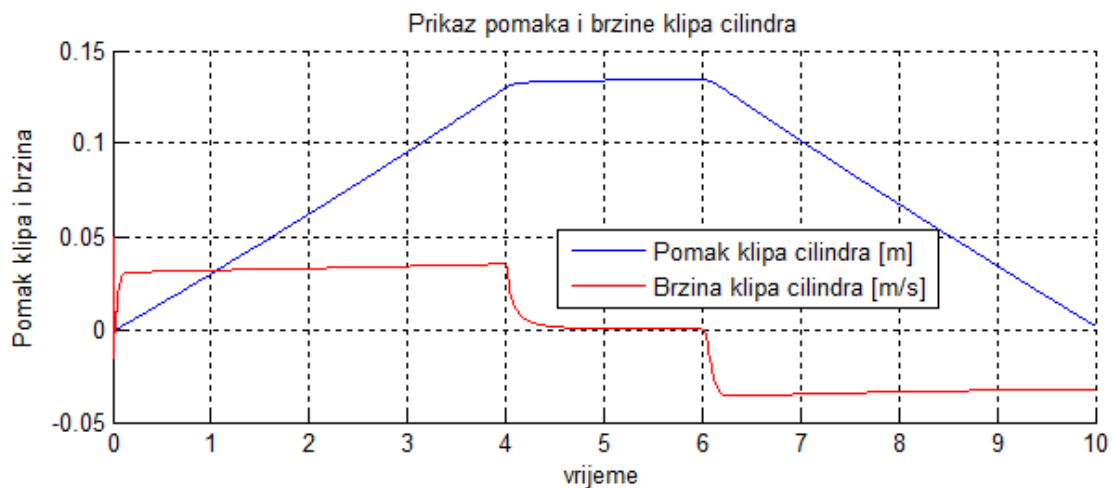
6.2.3 Rezultati simulacija za linearne promjene referentne sile kočenja

Slijeđenje linearne promjene reference sile kočenja prikazano je na *slici 62*. Kod slijeđenja reference uzlazno pomak razvodnog klipa lagano raste. Kod slijeđenja reference silazno pomak ventila se stabilizira na određenu vrijednost i sila linearno opada.



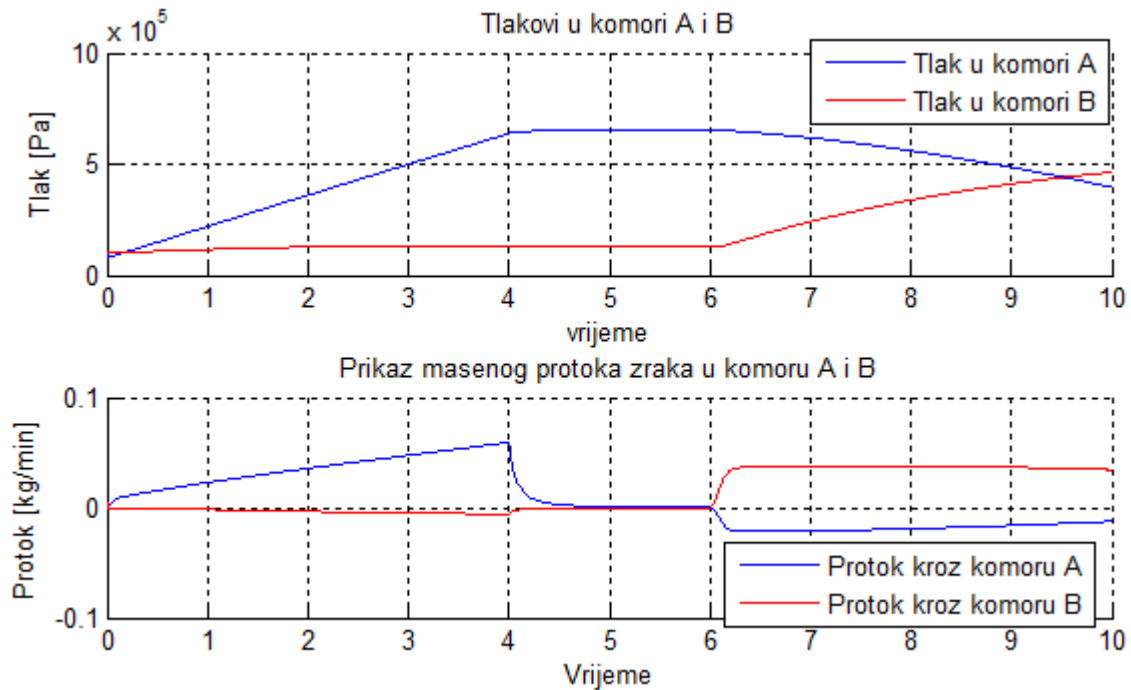
Slika 62 Odzivi tlaka i pomaka razvodnog klipa

Slika 63 pokazuje pomak klipa cilindra i brzinu cilindra. Brzina cilindra kod linearnog porasta reference sile kočenja je konstantna a pomak (hod) linearno raste s porastom sile. Isto tako kad pada referenca sile pada i pomak klipa konstantnom brzinom.



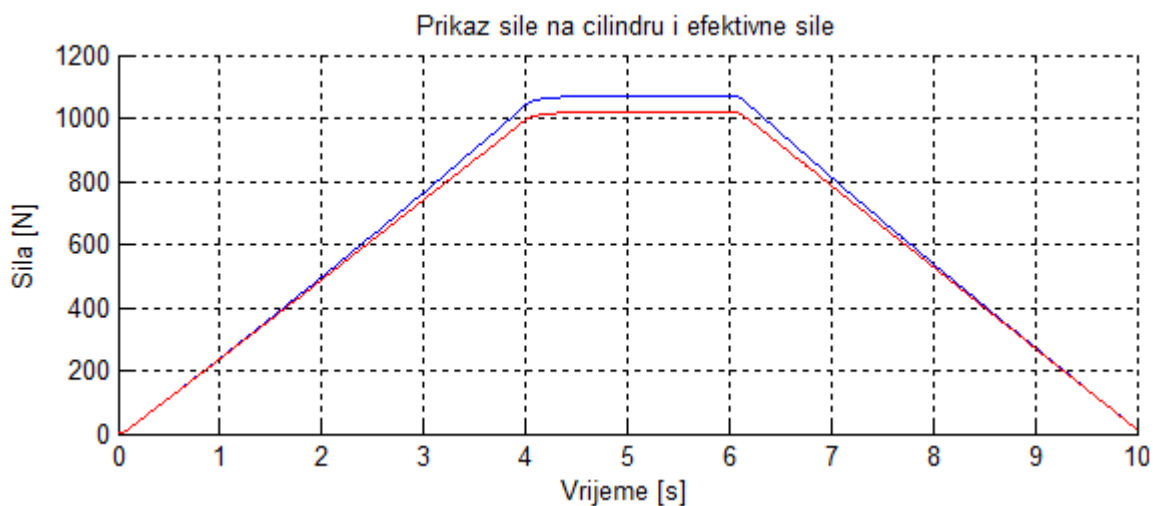
Slika 63 Odzivi pomaka i brzine klipa cilindra

Tlakovi u komorama i protoci prikazani su *slikom 64*. Kod porasta reference sile tlak u komori A raste dok je tlak u komori B atmosferski. Kod silazne linearne promjene reference sile tlak u komori A lagano opada dok tlak u komori B raste.



Slika 64 Odzivi tlakova i protoka zraka u komorama

Na *slici 65* prikazan je odnos efektivne sile i sile na cilindru i opet je vidljivo da je efektivna sila manja od sile na cilindru i ta razlika je veća na većim iznosima sile.



Slika 65 Prikaz sile u cilindru i efektivne sile na polugu

7. Zaključak

U radu je predstavljeno načelno izvedbeno rješenje prigradnje pneumatskog cilindra na polugu kojom operater upravlja kočnicom na bubnju dizalice bušnog vretena u svrhu ručnog podešavanja sile nasjedanja alata. Prvi korak u projektiranju sustava automatskog upravljanja silom kočnice je statička analiza polužnog mehanizma u svrhu dimenzioniranja i odabira odgovarajućeg pneumatskog linearnog aktuatora (pneumatskog cilindra). Nakon toga za potrebe realizacije sustava automatskog upravljanja silom na poluzi potrebno je projektirati sustav regulacije tlaka u pneumatskom cilindru. Predstavljene su dvije varijante upravljanja tlakom u cilindru: pomoću proporcionalnog tlačnog regulatora, te primjenom proporcionalnog servo ventila. Iz podataka proizvođača proporcionalnih tlačnih regulatora utvrđeno je da načelno mogu zadovoljiti traženu funkciju upravljanja silom na poluzi, no zbog realnih ograničenja takvih ventila (dinamika odziva tlaka) odabrano je fleksibilnije rješenje primjenom proporcionalnog servo ventila. Za slučaj primjene proporcionalnog servo ventila napravljen je simulacijski model regulacijskog sustava tlaka u cilindru. Simulacijski rezultati ukazuju na razmjerno dobru dinamiku (brz odziv) tlaka u cilindru (vrijeme odziva ispod 0.15s) u režimu malih signala, za odabrani cilindar. Također je uočeno da vrijeme odziva tlaka raste proporcionalno s volumenom cilindra. Konačno dinamika kočnice proporcionalna je dinamici oduiva tlaka u cilindru.

Daljnje istraživanje može biti usmjereno na proširenje simulacijskog modela realnim modelom trenja u cilindru, te na tarnim oblogama pojasne kočnice.

8. Prilozi

8.1 M-file [Regulacija tlaka-klip fiksiran]

```

%Regulacija tlaka u komori cilindra (Volumen=0,5L)
clear all
clc

%Karakteristike atmosferskog zraka
R = 287;           % Plinska konstanta (J/kgK)
T = 293.15;       % Temperatura (K)
patm = 101325;    % Atmosferski tlak (Pa)
vatm = 0.83034;   % Specificni volumen (m^3/kg)

%Karakteristike zraka dobave
p0 = 1100000;     % (Pa) (za tlak dobave od 10 bar)
v0 = 0.07485;    % (m^3/kg) (za tlak od 10 bar)
psi_max=0.484;   % Maksimalni koeficijent praznjenja ventila

% Politropska konstanta
n = 1.4;          % (adijabatska)

% Karakteristika ventila
Kv = 0.0007;      % (m/V)

% Karakteristike cilindra
A = 0.001963;     % Povrsina klipa (m^2)
V0 = 0.0005;     % Volumen komore cilindra u kojoj se regulira tlak

% Pojacanja regulatora
KR=5; % Pojacanje regulatora
KI=0.1; % Pojacanje integracijskog djelovanja
Km=1*10^-5; % Pojacanje mjernog clana
Ts=0.01; % Kasnjenje senzora tlaka

sim('regtlaka')
%Ispis
figure(1)
subplot(2,1,1),grid on,hold on
plot(t,ref*10^5,'r',t,pA,'b-'),xlabel('Vrijeme [s]'),ylabel('Tlak [Pa]'),title('Odziv tlaka u komori cilindra')
legend('Referenca tlaka','Odziv tlaka')
subplot(2,1,2),grid on,hold on
plot(t,yv*1000),title('Odziv pomaka razvodnog klipa'),xlabel('Vrijeme [s]'),ylabel('Pomak [mm]')
figure(2)
hold on, grid on
plot(t,dm*60),title('Prikaz masenog protoka zraka u cilindar'),xlabel('Vrijeme'),ylabel('Protok [kg/min]')

%Simulacije za Volumen od 1L
V0=0.001;
sim('regtlaka')
figure(1),hold on
subplot(2,1,1)
plot(t,pA,'g')
legend('Referenca tlaka','Volumen=0,5L','Volumen=1L')
subplot(2,1,2)
plot(t,yv*1000,'g')

```

```

legend('Volumen=0,5L','Volumen=1L')
figure(2)
plot(t,dm*60,'g')
legend('Volumen=0,5L','Volumen=1L')

```

8.2 M-file [Regulacija tlaka-pojasna kočnica kao kruta opruga]

```

%Regulacija tlaka [Pojasna kocnica kao kruta opruga]
clear all
clc

%Karakteristike atmosferskog zraka

R = 287;           % Plinska konstanta(J/kgK)
T = 293.15;       % Temperatura(K)
patm = 101325;    % Atmosferski tlak(Pa)
vatm = 0.83034;  % Specificni volumen(m^3/kg)

%Karakteristike zraka dobave

p0 = 1100000;     % (Pa)      (za tlak dobave 0d 10 bar)
v0 = 0.07485;    % (m^3/kg) (za tlak od 10 bar)
psi_max=0.484;   % Maksimalni koeficijent praznjenja ventila

% Politropska konstanta
n = 1.4;          % (adijabatska)

% Karakteristika ventila
Kv = 0.0007;     % (m/V)

% Karakteristike cilindra

l = 0.25;        % (m) Hod klipa cilindra
m = 1;           % (kg) Masa klipa

A=0.001963;     % Povrsina klipa
Akl=0.001649;   % Povrsina klipa na strani klipnjace
V0A=A*0.001;    % Pocetni volumen u komori A (klip u uvucenom poloazaju)
V0B=Akl*0.249; % Pocetni volumen u komori B (klip u uvucenom poloazaju)

% Parametri regulatora

KR=5; % Pojacanje proporcionalnog djelovanja
KI=1; % Pojacanje integracijskog djelovanja
Km=1*10^-5; % Pojacanje mjernog clana
Ts=0.002; %Kasnjenje senzora tlaka

% Podaci za izracun efektivne sile na polugu

visina=0.65; % Visina na kojoj je cilindar pricvrscen
krak=0.5; % Udaljenost na polugi na kojoj je pricvrscena klipnjaca
cilindra
Ll=0.460; % Ukupna duljina cilindra u uvucenom poloazaju

%Parametri poluzja i pojasne kocnice

```

```

i_poluzja=10;    % Pojacanje sile preko poluzja
R_k=0.705;      % Polumjer kocnih bubnjeva [m]
mi=0.5;        % Koeficijent trenja izmedu pojaseva i kocnih bubnjeva
beta=5.67;     % Kut obuhvata kocnih pojaseva [rad]
R_b=0.381;     % Polumjer bubnja [m]
i_uk=593.2;    % Ukupno pojacanje sile (poluzje+pojasna kocnica)

sim('diplomski')

%Ispis

figure(1)
subplot(2,1,1),grid on,hold on
plot(t,F_tr_ref,'r',t,F_tr,'b'),xlabel('Vrijeme'),ylabel('Sila [N]'),title('Prikaz odziva sile kočenja')
legend('Referenca sile','Sila kočenja')
subplot(2,1,2),grid on,hold on
plot(t,yv*1000),xlabel('Vrijeme'),ylabel('Pomak razvodnog klipa[mm]'),title('Prikaz pomaka razvodnog klipa ventila')

figure(2),grid on,hold on
plot(t,x,'b',t,w,'r'),xlabel('vrijeme'),ylabel('Pomak klipa i brzina'),title('Prikaz pomaka i brzine klipa cilindra')
legend('Pomak klipa cilindra [m]','Brzina klipa cilindra [m/s]')

figure(3)
subplot(2,1,1),grid on,hold on
plot(t,pA,'b',t,pB,'r'),xlabel('vrijeme'),ylabel('Tlak [Pa]'),title('Tlakovi u komori A i B')
legend('Tlak u komori A','Tlak u komori B')
subplot(2,1,2),hold on, grid on
plot(t,dmA*60,t,dmB*60,'r'),title('Prikaz masenog protoka zraka u komoru A i B'),xlabel('Vrijeme'),ylabel('Protok [kg/min]')
legend('Protok kroz komoru A','Protok kroz komoru B')

figure(4)
hold on,grid on
plot(t,F_cilindra,t,F_ef,'r')
title('Prikaz sile na cilindru i efektivne sile')
xlabel('Vrijeme [s]'),ylabel('Sila [N]')

```

8.2 Electro-pneumatic Proportional Valve, Series VEF/VEP

8.3 Power Amplifier for Electro-pneumatic Proportional Valve, Series VEA

8.4 ISO/VDMA cylinders Series C95

8.5 Proportional directional control valves MPYE, FESTO

9. Popis literature

[1] Tehnika izrade bušotina, B. Kavedžija

<http://rgn.hr/~bkave/Materijali/1%20UVOD%20I%20dio.pdf>

[2] Tehnika izrade bušotina, B. Kavedžija

<http://rgn.hr/~bkave/Materijali/3%20KOLOTURNI%20SUSTAV%20I%20dio.pdf>

[3] Tehnika izrade bušotina, B. Kavedžija

<http://rgn.hr/~bkave/Materijali/4%20KOLOTURNI%20SUSTAV%20II%20dio.pdf>

[4] Tehnika izrade bušotina, priručnik s primjerima, D. Matanović

http://rgn.hr/~dmatan/nids_dmatanovic/Tehnika_knjiga.pdf

[5] Priručnik za duboko bušenje, INA Naftaplin, Zagreb 1973

[6] Regulacija elektromotornog pogona dizalice naftnog bušnog vretena, Matija Krznar, Diplomski rad, FSB Zagreb, 2010.

[7] Regulacija sile nasjedanja naftnog bušnog vretena, Denis Kotarski, Diplomski rad, FSB Zagreb, 2011.

[8] Upravljanje elektrohidrauličkih servosustava za translacijsko pozicioniranje, Željko Šitum, Doktorski rad, FSB Zagreb, 1997.

[9] The Drilling Draw-Works Band Brakes Thermal Regime, Adrian Catalin, Niculae Napoleon Antonescu

[10] Modelling and Control of Servopneumatic Drive, Željko Šitum, Joško Petrić

Electro-pneumatic Proportional Valve

Series VEF/VEP

Electro-pneumatic proportional valve: Flow type (VEF)

Controls the flow rate steplessly according to current. (It is a 2/3 port valve that has an electrical throttle valve function.) A model that is suitable for operating conditions, such as the number of ports or maximum effective area, can be selected.

Electro-pneumatic proportional valve: Pressure type (VEP)

Controls the pressure steplessly according to current. Also, because the effective fully opened area of the exhaust side is identical due to its construction, this valve provides a large exhaust capacity and can be used as a relief valve. (It is a 3 port valve that has an electrical pressure reducing valve function.)



Specifications

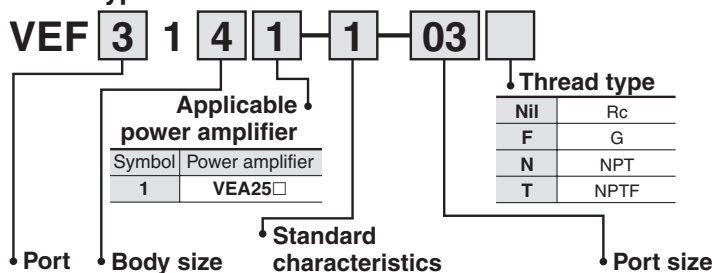
Item	Model	Flow type			Pressure type	
		VEF2121 VEF3121	VEF2121	VEF2141 VEF3141	VEP3121	VEP3141
Port size Rc		1/4, 3/8	1/4, 3/8, 1/2	3/8, 1/2, 3/4	1/4, 3/8	3/8, 1/2, 3/4
Fluid		Air (Inert gas)				
Proof pressure		1.5 MPa				
Maximum operating pressure		1.0 MPa				
Ambient and fluid temperature		0 to 50°C (With no condensation)				
Response time		0.03 s or less		0.05 s or less	0.03 s or less	0.05 s or less
Hysteresis		3% F.S.				
Repeatability		3% F.S.				
Sensitivity		0.5% F.S.				
Linearity		—			3% F.S. or less	
Lubrication		Not required (Use turbine oil Class 1, ISO VG32, if lubricated.)				
Weight (kg)		0.9	1.0	1.4	0.9	1.4

Proportional Solenoid Specifications

Proportional solenoid recognition symbol	1 (Applicable power amplifier: VEA25□)
Applicable power amplifier	VEA25□
Max. current	1 A
Coil resistance	13 Ω (20°C)
Rated power consumption	13 W (20°C, with maximum current)
Coil insulation type	Class H or equivalent (180°C)
Max. temperature	140°C (With maximum current)
Electrical entry	DIN terminal

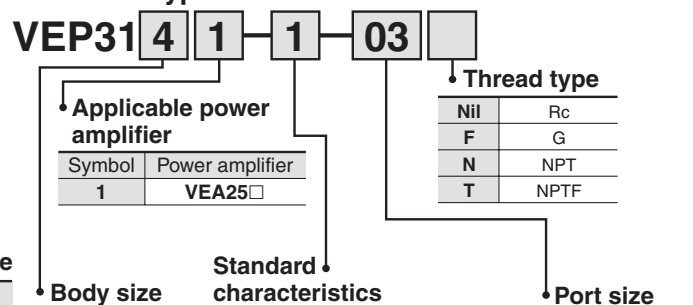
How to Order

<Flow type>

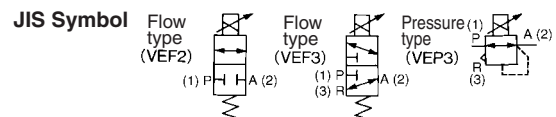


Port	Body size	Standard characteristics		Symbol	Port size	
		Symbol	Max. effective area (mm ²)			
2	2	1	13	02	Without sub-plate Rc 1/4 Rc 3/8	
		2	9			
		3	5			
	3	1	30	03	Rc 1/4 Rc 3/8 Rc 1/2	
		4	45			
		6	—			
3	2	1	12	Nil	Without sub-plate Rc 1/4 Rc 3/8	
		2	8			
		3	4.5			
		4	2.5			
	4	1	03	—	03	Rc 3/8 Rc 1/2 Rc 3/4
			04	—		
				06		

<Pressure type>

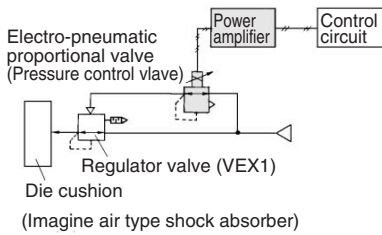


Body size	Standard characteristics		Symbol	Port size
	Symbol	Set pressure range (MPa)		
2	1	0.05 to 0.65 MPa	02	Without sub-plate Rc 1/4 Rc 3/8
	2	0.1 to 0.9 MPa		
4	1	0.005 to 0.15 MPa	03	Rc 3/8 Rc 1/2 Rc 3/4
			04	
			06	

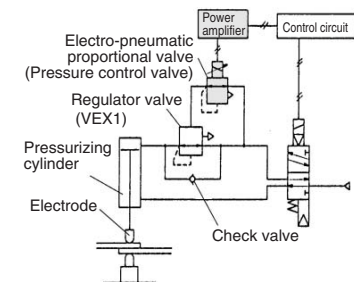


Application Example

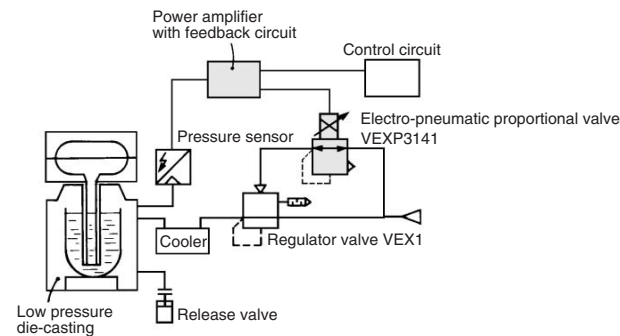
Controlling pressure for die press cushion



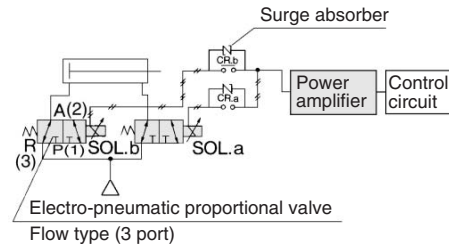
Controlling welding pressure of welding machine electrode



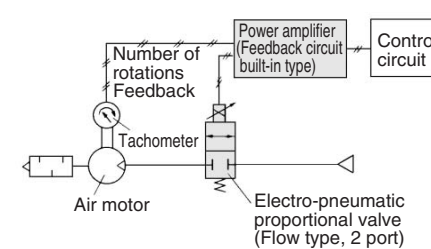
Controlling pressure of low pressure die-casting



Controlling multispeed of cylinder



Controlling rotation of air motor



How to Use DIN Terminal

⚠ Caution

Wiring procedure

1. Loosen the retaining screw and pull the connector from the pin plug.
2. Make sure to remove the retaining screw, insert the tip of a flat head screwdriver into the groove below the terminal block and pry it up to separate the terminal cover from the terminal block.
3. Securely connect the wires to the specified terminals in accordance with the wiring procedure.

Wiring



Terminal block
Connection 3 is not used for terminal 1 and 2.
* Coil has no polarity.

Pin plug shape

Applicable cable (Heavy-duty cable)

0.75 mm², 1.25 mm²/2 core, 3 core (O.D. ø6.8 to ø11.5) based on JIS C 3312 and C 3322

Outlet changing procedure

To change the wire outlet, first separate the terminal cover from the terminal block. Then, reinstall the terminal cover in the desired direction (in 90° increments).

⚠ Precautions

Be sure to read before handling.
Refer to pages 14-21-3 to 14-21-4 for Safety Instructions and Common Precautions.

⚠ Caution

1. Air supply

Poor quality air could increase the spool's sliding resistance, while preventing it from attaining its specified characteristics. Use compressor oil with a minimal generation of oxidants and install a mist separator (SMC's AM series). Refer to page 14-14-2.

2. Mounting

- Vibrations are transmitted to the valve by the proportional solenoid's dither. If it is necessary to prevent the transmission of vibrations, insert vibration isolating rubber material.
- Thoroughly flush the pipe to completely eliminate any dust or scales from the pipe inside.
- Install a silencer (AN series) on the exhaust port.
- Be careful with the molded coil because it generates heat while current is applied to it.

3. Lubrication

This product can be used without lubrication. But if lubricated, use turbin oil Class 1, ISO VG32 (with no additive). It is impossible to use spindle oil, machine oil, or grease.

4. Manual operation

To check the operation of the valve without applying a current, remove the lock nut and use a screwdriver or the like to press the tip of the core. After checking the operation, reinstall the rubber cap in its original position.

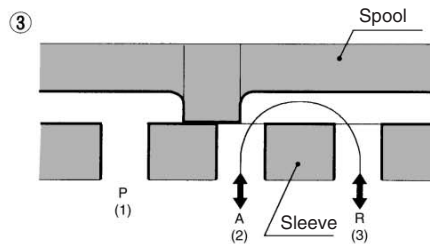
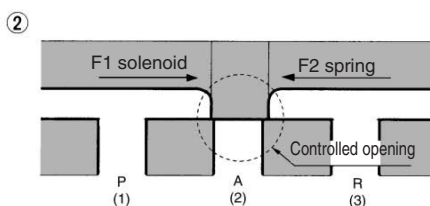
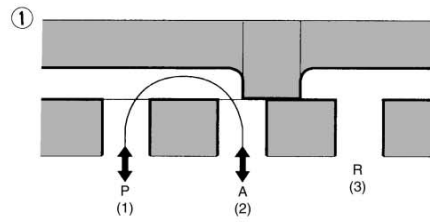
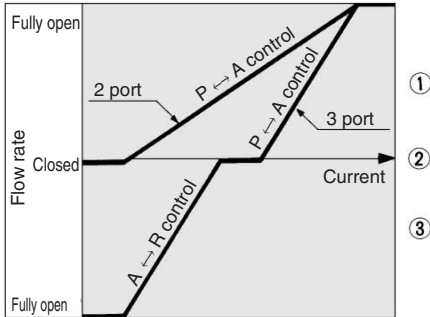
Previous Type $VE_F^P \square \square \square 0, VEA1 \square \square$

⚠ Caution

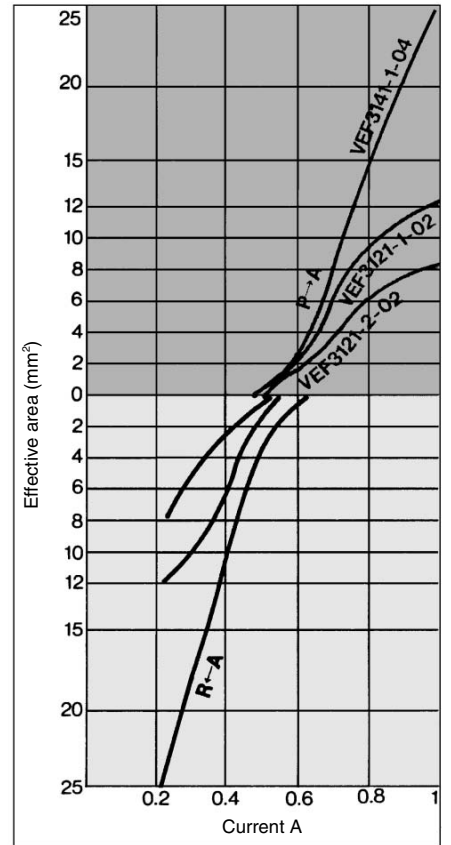
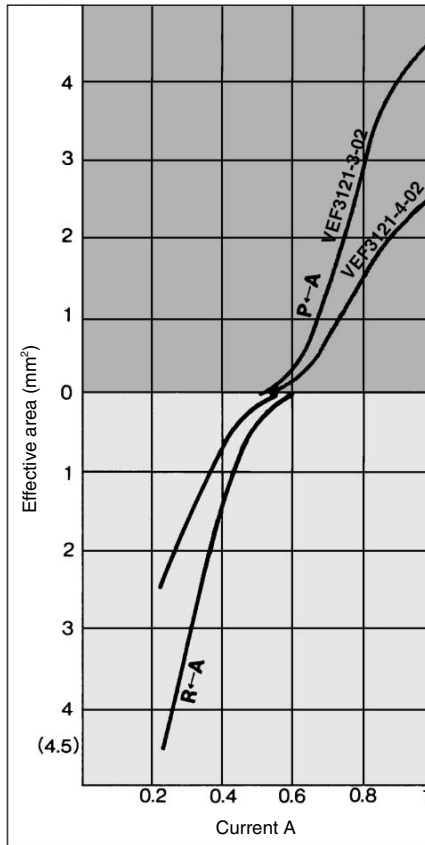
$VE_E^P \square \square \square 0$ must be used in conjunction with the power amplifier $VEA1 \square \square$.
An old $VEA1 \square \square$ cannot be used in combination with the current $VE_E^P \square \square \square 1$.

Diagram of Working Principle

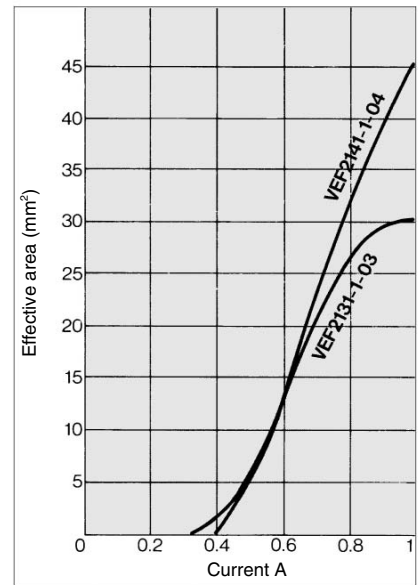
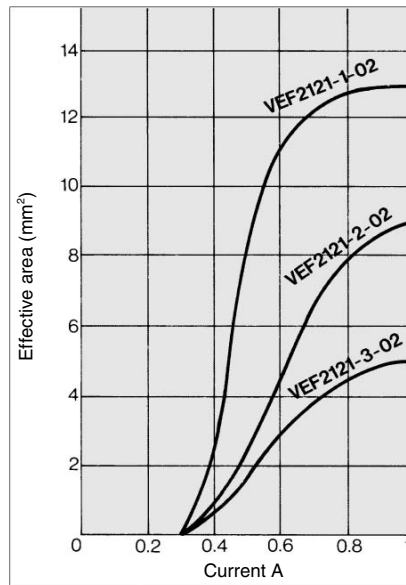
The spool controls the sleeve's opening through the balance between the proportional solenoid's pulling force (F1) and the spring's reaction force (F2). The spool moves in accordance with the amperage that is applied to the proportional solenoid, thus controlling the flow rate.



Flow Characteristics: 3 Port



Flow Characteristics: 2 Port



F.R.L.

AV

AU

AF

AR

IR

VEX

AMR

ITV

IC

VBA

VE□

VY1

G

PPA

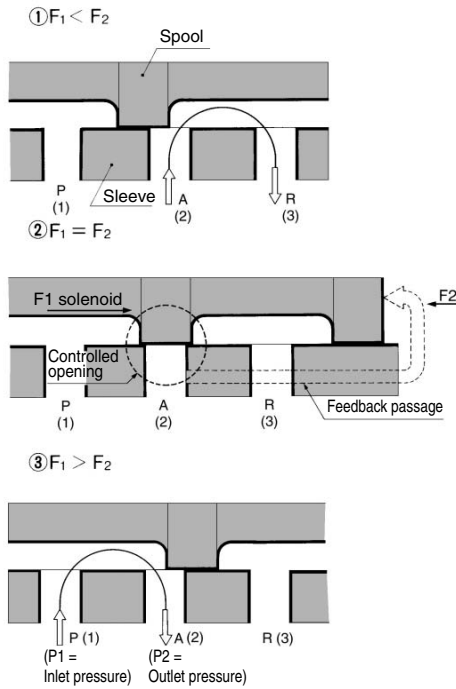
AL

Series VEF/VEP

Pressure Type: VEP

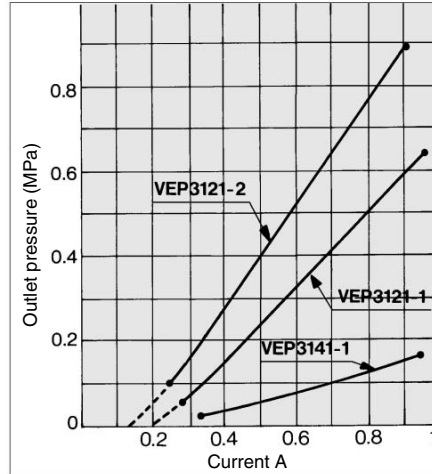
Diagram of Working Principle

The control opening becomes closed when the solenoid's pulling force (F_1) balances with the force (F_2), which is created by the outlet pressure (P_2) that passes through the feedback passage and acts on the spool surface. As a result, the outlet pressure (P_2) is established.



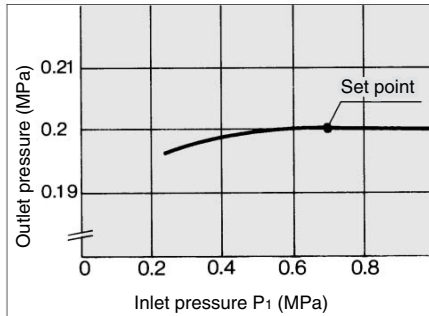
Current-Pressure Characteristics

The horizontal axis of the characteristics represents the output amperage of the power amplifier VEA25□. (If NULL and GAIN are in the shipping condition, 0 to 1 A can be viewed by substituting them with command signals 0 to 5 V.)

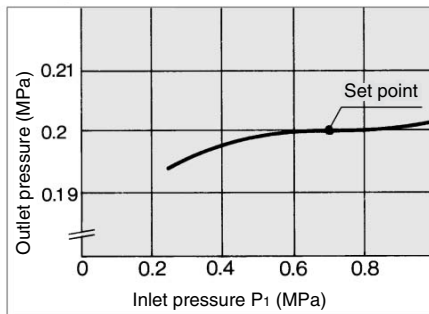


Pressure Characteristics JIS B 8372 (In accordance with air regulator)

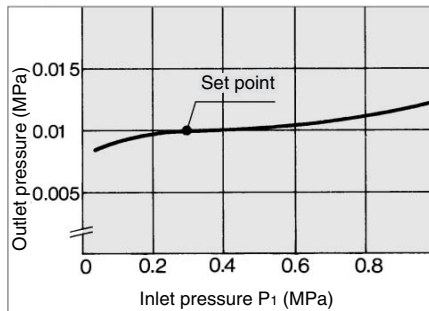
VEP3121-1



VEP3121-2



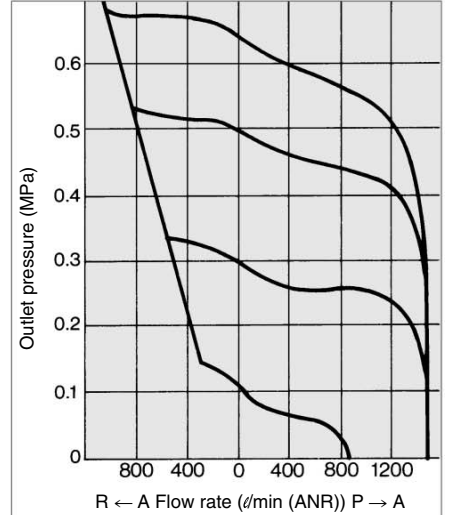
VEP3141-1



Flow Characteristics

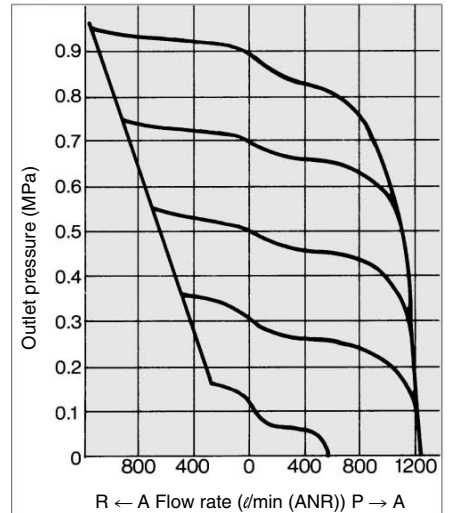
VEP3121-1-02

Inlet pressure: 1.0 MPa



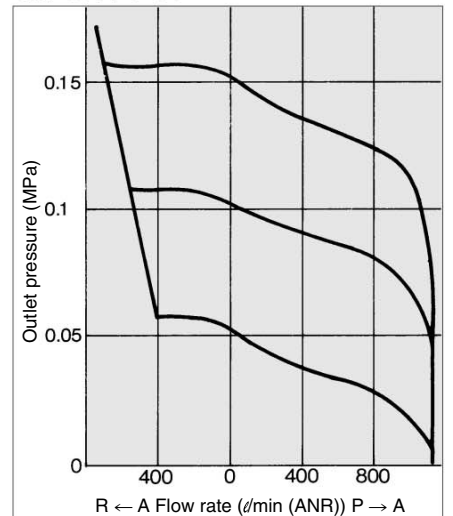
VEP3121-2-02

Inlet pressure: 1.0 MPa



VEP3141-1-04

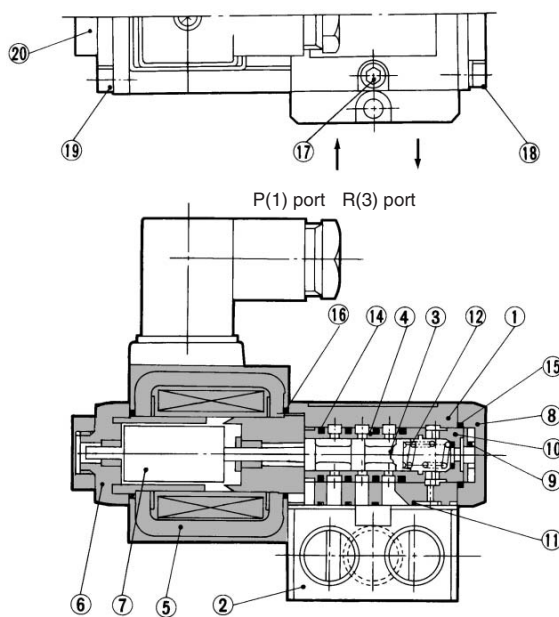
Inlet pressure: 0.3 MPa



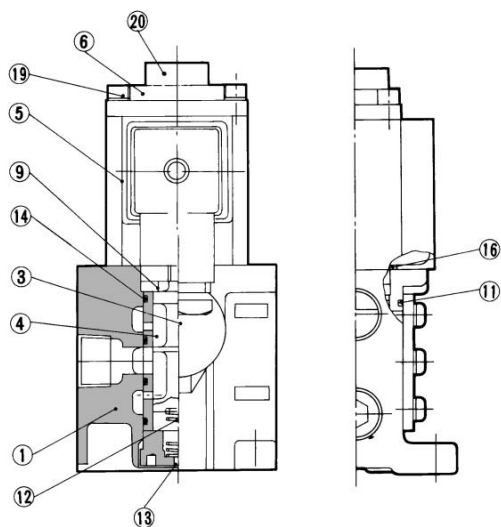
Electro-pneumatic Proportional Valve Series VEF/VEP

Construction

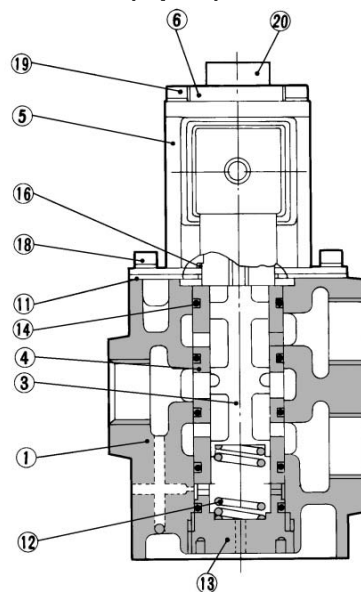
Flow type: VEF2121 (2 port)
 VEF3121 (3 port)
 Pressure type: VEP3121 (3 port)



Flow type: VEF2131 (2 port)



Flow type: VEF2141 (2 port)
 VEF3141 (3 port)
 Pressure type: VEP3141 (3 port)



Component Parts

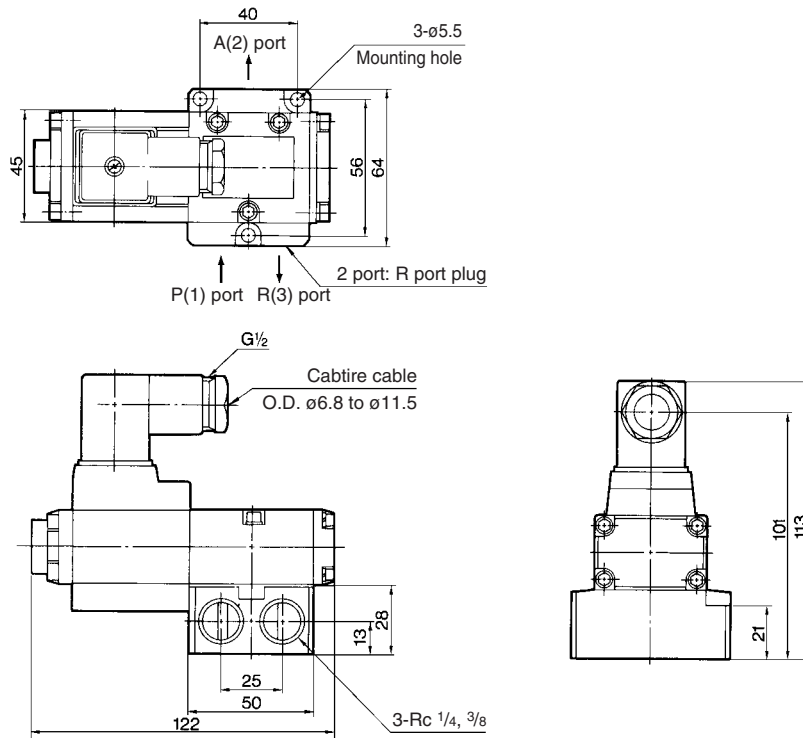
No.	Description	Material	Note	No.	Description	Material	Note
①	Body	Aluminum alloy	Metallic painted	⑪	Gasket	NBR	—
②	Sub-plate	Aluminum alloy	Metallic painted	⑫	Spring	Stainless steel/Piano wire	—
③	Spool	Special stainless steel	—	⑬	Spring seat	Brass	—
④	Sleeve	Special stainless steel	—	⑭	O-ring	NBR	—
⑤	Mold coil	—	—	⑮	O-ring	NBR	—
⑥	Solenoid cap assembly	Aluminum alloy	Metallic painted	⑯	O-ring	NBR	—
⑦	Movable core assembly	—	—	⑰	Hex. socket head cap screw	Chromium-molybdenum	—
⑧	End cover	Aluminum alloy	—	⑱	Hex. socket head cap screw	Chromium-molybdenum	—
⑨	Bush	Resin	—	⑲	Hex. socket head cap screw	Chromium-molybdenum	—
⑩	Set bushing	Brass	—	⑳	Lock nut	NBR	—

- F.R.L.
- AV
- AU
- AF
- AR
- IR
- VEX
- AMR
- ITV
- IC
- VBA
- VE□**
- VY1
- G
- PPA
- AL

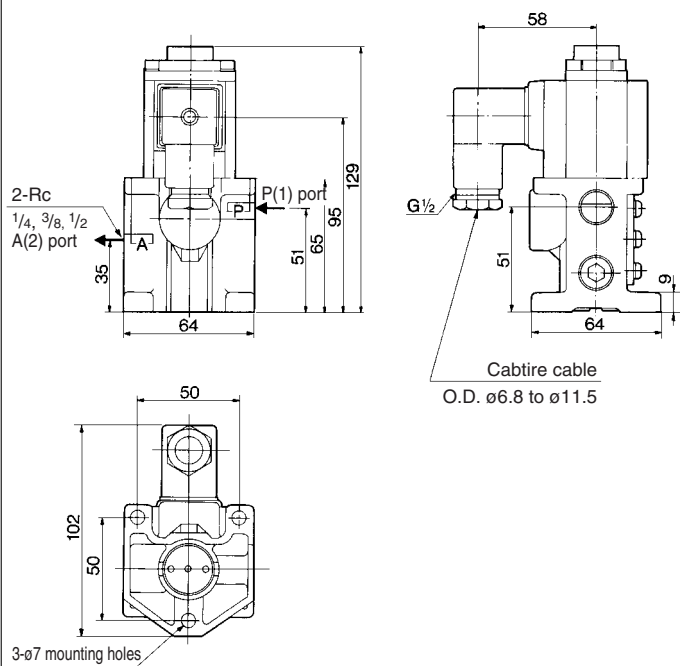
Series VEF/VEP

Flow Type: VEF, Pressure Type: VEP Dimensions

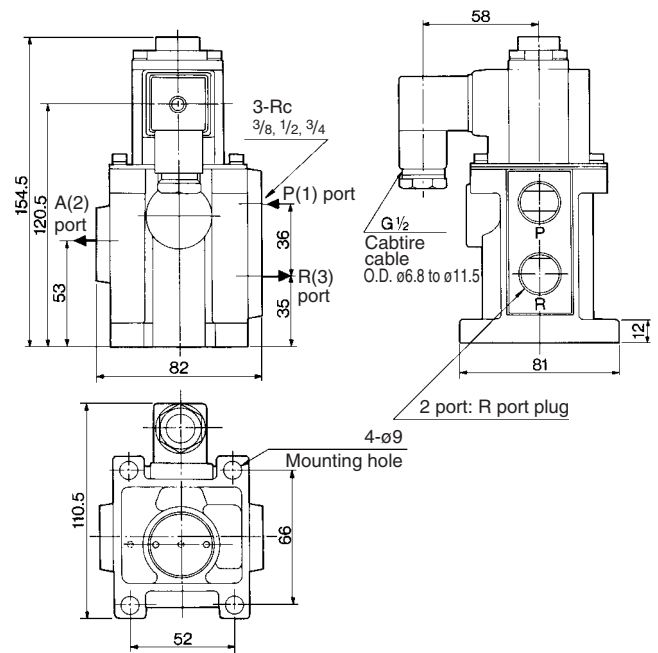
Flow type: VEF2121, VEF3121
 Pressure type: VEP3121



Flow type: VEF2131



Flow type: VEF2141, VEF3141
 Pressure type: VEP3141



Power Amplifier for Electro-pneumatic Proportional Valve

Series VEA

THE Series VEA25□ is a dedicated amplifier that actuates an electro-pneumatic proportional valve.

Basically, it performs the following three important functions:

Low current command signal

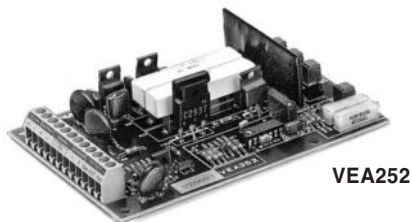
The output of the D/A converter or the potentiometer can be rendered as a command signal.

High dither effect

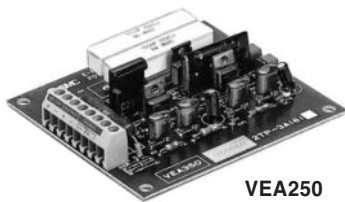
Uses a P.W.M. (pulse width modulation) system to achieve an effective dither, thus minimizing hysteresis of the electro-pneumatic proportional valve.

Stabilizing the performance of the electro-pneumatic proportional valve

Stable performance is achieved, even in terms of impedance or supply voltage fluctuations, through the adoption of a constant current system.



VEA252



VEA250

How to Order

VEA 2 5 0

Power amplifier:
Printed circuit board
terminal block type

Voltage
24 VDC

Function

Symbol	Basic	Malfunction deflection circuit	With feedback circuit
0	○	—	—
1	○	○	—
2	○	○	○

Model

VEA250	Basic style with driving function only
VEA251	A malfunction detection circuit is added to VEA250. Safety measure for the system.
VEA252	A malfunction detection circuit and a feedback circuit are added to VEA250, utilizing a positive sensor to effect various functions of high precision controls.

Basic Style Specifications: VEA250

Power supply voltage	24 VDC (Including ripple from 22 to 26 VDC)
Power consumption	Approximately 29 W
Output current range	0 to 1 A
Impedance of electro-pneumatic proportional valve	13 to 18.5 Ω (1 A F.S.)
Externally set input impedance	100 kΩ or more
Externally set input voltage	0 to 5 V
External potentiometer	10 kΩ (1/8 W or more): not provided
Step response	0.06 s or less (1 A, 95%)
Dither frequency adjustable range (DITHER)	120 to 180 Hz (140 Hz when delivered)
Zero adjustable range (NULL)	0 to 500 mA (0 mA when delivered)
Gain adjustable range (GAIN)	500 mA to 1 A for input voltage 5 V (1 A when delivered)
Electric linearity	±1% or less (1 A F.S.)
Fluctuation to impedance	1% or less for 13 to 18.5 Ω (1 A F.S.)
Fluctuation to power supply	±1% or less for 22 to 26 VDC (1 A F.S.)
Fluctuation to temperature	±2% or less for 25°C ± 25°C (1 A F.S.)
Operating temperature range	0 to 50°C
Relative humidity range	25 to 85%
Vibration resistance	2 G (Amplitude: 0.4 mm, 50 Hz) based on JIS C 0911 II Class E4
Storage conditions	No condensation, Relative humidity: 25 to 85%
Weight	0.11 kg

With Malfunction Detection Circuit: VEA251 (Same main features as VEA250)

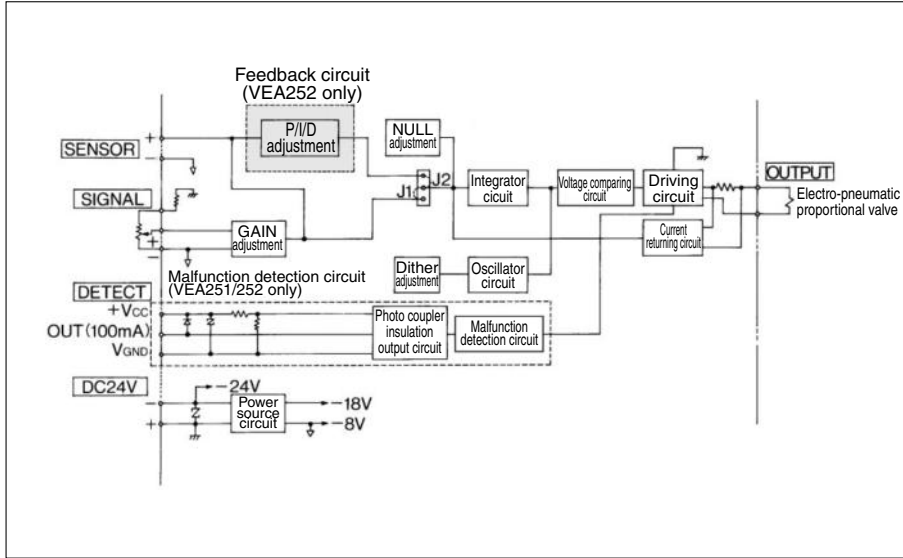
Detection capabilities	Breakage of output cable/power source cable
Output type	Open collector output/Turned off at breakage
Power source required for detecting circuit	24 VDC, 100 mA
Weight	0.12 kg

With Feedback Circuit: VEA252 (Same main features as VEA250/251)

Sensor feedback voltage	Recommended range 0 to 5 V (S.GAIN x 0.1 to x 10)
Input impedance	100 kΩ or more
Pre-amplifier-gain	x 100 (Fixed)
Integral action time (DELAY ADJ)	0 to 20 s
Derivative action time	0 to 2 s
Weight	0.13 kg

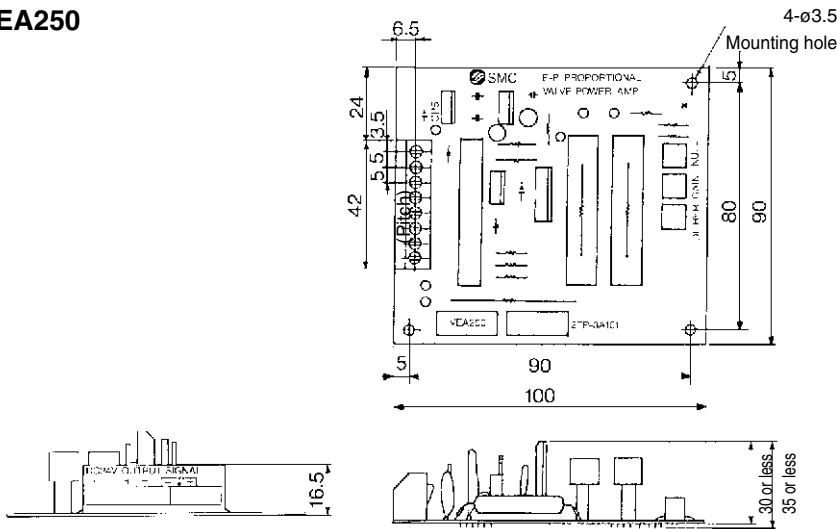
Power Amplifier for Electro-pneumatic Proportional Valve Series VEA

Circuit Diagram

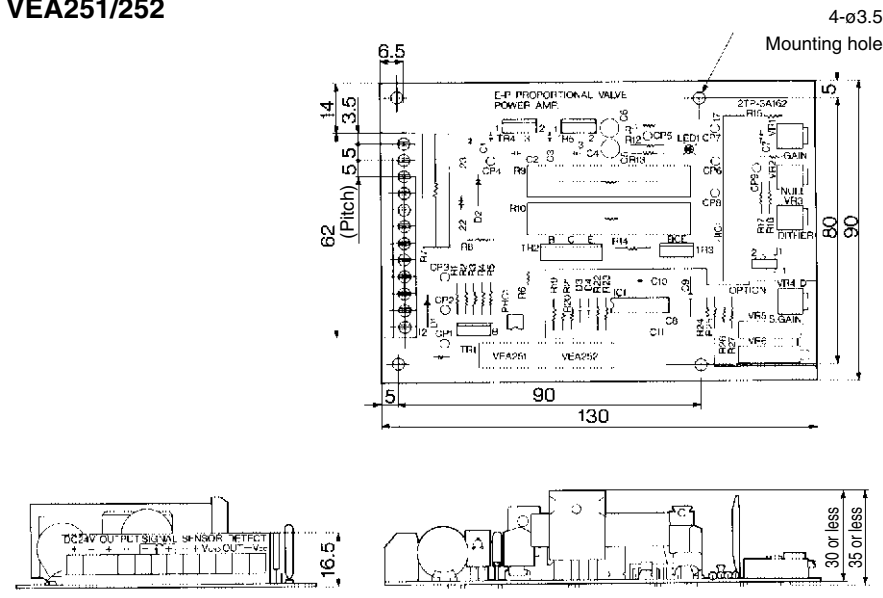


Dimensions

VEA250



VEA251/252



⚠ Precautions

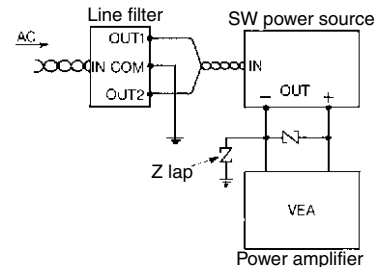
Be sure to read before handling. Refer to pages 14-21-3 to 14-21-4 for Safety Instructions and Common Precautions.

⚠ Warning

1. A negative ⊖ SIGNAL terminal or a negative ⊖ SENSOR terminal cannot be connected in common with the negative ⊖ 24 VDC power supply terminal.
2. Some elements (such as a 10 W cement resistor) generate heat as part of their function. Therefore, when installing the power amplifier, be aware of the heat that is radiated.

⚠ Caution

1. Twist and solder the end of a lead wire before connecting it.
2. Separate the wiring into the 24 VDC, OUTPUT, SIGNAL, SENSOR, and DETECT portions. In particular, shielded wires are recommended for the SIGNAL and SENSOR wires. Use lead wires that measure 0.75 mm² to 1.25 mm² in thickness for the 24 VDC, OUTPUT and 0.5 mm² for the remaining wires.
3. When the wires are to be installed in the control panel along with those for other types of equipment, make sure to separate the AC and DC lines (to prevent the risk of damaging the elements in the circuit due to noise). Twisting the AC lines together is an effective countermeasure against noise.
4. If there is a significant amount of noise (ripple) from the power supply, provide noise protection such as a noise filter or a Z-wrap. Line filter: 250 VAC, 3 to 5 A class
Z-wrap: for 39 to 47 VDC operation



5. If the feed back circuit of the VEA252 will not be used, insert jumper pin J1 on the board on the "1" side. This will disable the feedback circuit, and the VEA252 will assume the same function as that of the VEA251.

Mounting

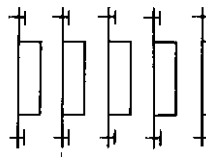
⚠ Caution

One amplifier

Horizontal

Vertical

Multiple amplifiers



Vertical placement promotes air convection, resulting in improved heat dissipation.

Mount at least 40 mm apart

F.R.L.

AV

AU

AF

AR

IR

VEX

AMR

ITV

IC

VBA

VE□

VY1

G

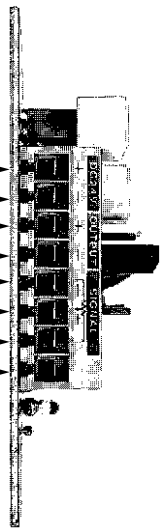
PPA

AL

Series VEA

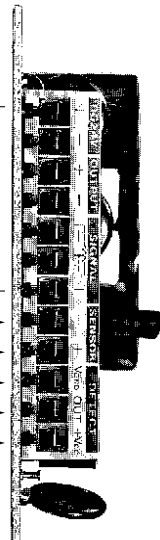
External Connection

Basic style: VEA250



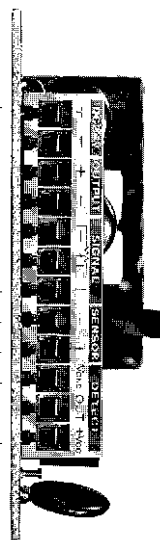
- 24 VDC power source connection
- Electro-pneumatic proportional valve connection
- Outside command signal connection
- Potentiometer connection
- Open terminal

With malfunction detection circuit: VEA251



- Same as VEA250
- Open terminals
- Malfunction detection output terminals

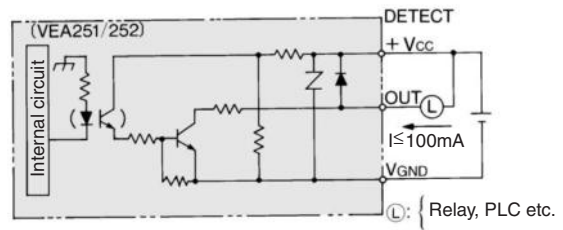
With feedback circuit: VEA252



- Same as VEA250
- Feed back signal from the sensor connection
- Same as VEA251

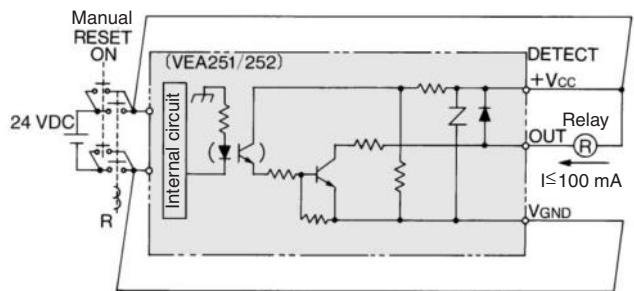
Malfunction Detection Circuit

Example for safety circuit



A safety circuit for the entire system is provided through the use of relays and sequence controllers as a safety measure in case the electro-pneumatic proportional valve does not operate due to an open circuit.

Example for short-circuit protection circuit

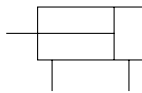


If a short circuit occurs at the current output terminal side, the power supply is shut off immediately to prevent damage to the output circuit of the power amplifier. The manual ^{RESET}ON switch is to be pressed to start or restart.

Series C95



ISO Symbol
Double acting



Minimum Strokes for Auto Switch Mounting

Refer to p.6-32 for "Minimum Strokes for Auto Switch Mounting".

Specifications

Bore size	ø32	ø40	ø50	ø63	ø80	ø100
Action	Double acting					
Fluid	Air					
Proof pressure	1.5MPa					
Max. operating pressure	1.0MPa					
Min. operating pressure	0.05MPa					
Ambient and fluid temperature	Without magnet -10 to 70°C (No freezing)					
	With magnet -10 to 60°C (No freezing)					
Lubrication	Not required (Non-lube)					
Operating piston speed	50 to 1000mm/s					
Allowable stroke tolerance	to 250: ${}^{+1.0}_0$, 251 to 1000: ${}^{+1.4}_0$, 1001 to 1500: ${}^{+1.8}_0$					
Cushion	Both ends (Air cushion)					
Thread tolerance	JIS class 2					
Port size	G1/8	G1/4	G1/4	G3/8	G3/8	G1/2
Mounting	Basic, axial foot, front flange, rear flange, Floating joint, single rear clevis, double rear clevis, center trunnion					

Standard Stroke

Bore size (mm)	Standard stroke (mm)	Max. * stroke
32	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500	700
40	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500	800
50	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600	1200
63	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600	1200
80	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600	1400
100	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600	1500

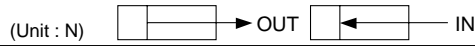
Intermediate strokes are available.
Please consult with SMC for longer strokes.

Mounting Bracket, Mounting Accessories

Description	Bore size	ø32	ø40	ø50	ø63	ø80	ø100
L	Foot ⁽¹⁾	L5032	L5040	L5050	L5063	L5080	L5100
F,G	Flange	F5032	F5040	F5050	F5063	F5080	F5100
C	Single rear clevis	C5032	C5040	C5050	C5063	C5080	C5100
D	Double rear clevis	D5032	D5040	D5050	D5063	D5080	D5100
DS	Double rear clevis (for ES accessory)	DS5032	DS5040	DS5050	DS5063	DS5080	DS5100
ES	Angled rear clevis with ball joint	ES5032	ES5040	ES5050	ES5063	ES5080	ES5100
E	Angled rear clevis	E5032	E5040	E5050	E5063	E5080	E5100
C95-S	Trunnion pivot bracket	C95-S03	C95-S04	C95-S04	C95-S06	C95-S06	C95-S10
GKM	Rod clevis	GKM10-20	GKM12-24	GKM16_32	GKM16-32	GKM20-40	GKM20-40
KJ	Piston rod ball joint	KJ10D	KJ12D	KJ16D	KJ16D	KJ20D	KJ20D
JA	Floating joint	JA30-10-125	JA40-12-125	JA50-16-150	JA50-16-150	JAH50-20-150	JAH50-20-150

- Note 1) Two foot brackets required for one cylinder.
 Note 2) Accessories for each mounting bracket are as follows.
 Foot, Flange, Single clevis: Mounting bolts
 Double rear clevis: (D,DS): Clevis pin
 Note 3) C95-S: Set of 2 pcs.
 Note 4) GKM according to ISO 8140
 Note 5) KJ according to ISO 8139
 Note 6) Piston rod nut is standard

Theoretical Force



Bore size (mm)	Rod diameter (mm)	Operating direction	Piston area (mm ²)	Operating pressure (MPa)								
				0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
32	12	OUT	804	161	241	322	402	482	563	643	724	804
		IN	691	138	207	276	346	415	484	553	622	691
40	16	OUT	1257	251	377	503	629	754	880	1006	1131	1257
		IN	1056	211	317	422	528	634	739	845	950	1056
50	20	OUT	1963	393	589	785	982	1178	1374	1570	1767	1963
		IN	1649	330	495	660	825	989	1154	1319	1484	1649
63	20	OUT	3117	623	935	1247	1559	1870	2182	2494	2805	3117
		IN	2803	561	841	1121	1402	1682	1962	2242	2523	2803
80	25	OUT	5027	1005	1508	2011	2514	3016	3519	4022	4524	5027
		IN	4536	907	1361	1814	2268	2722	3175	3629	4082	4536
100	30	OUT	7854	1571	2356	3142	3927	4712	5498	6283	7068	7854
		IN	7147	1429	2144	2859	3574	4288	5003	5718	6432	7147

(Note) Theoretical force(N) = Pressure (MPa) X Piston area (mm²)

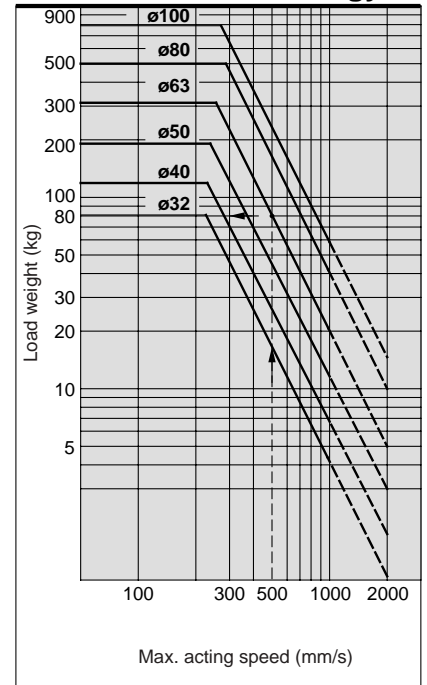
Weight Table

Bore size (mm)		32	40	50	63	80	100	
Basic weight	Basic	0.56	0.84	1.39	1.91	3.22	4.24	
	Foot	0.16	0.20	0.38	0.46	0.89	1.09	
	Flange	0.20	0.23	0.47	0.58	1.30	1.81	
	Single clevis	0.16	0.23	0.37	0.60	1.07	1.73	
	Double clevis	0.20	0.32	0.45	0.71	1.28	2.11	
	Trunnion	0.15	0.26	0.34	0.56	1.03	1.71	
Additional weight per 50 stroke		All mounting brackets	0.11	0.16	0.26	0.27	0.42	0.56
Accessories	Single rod clevis	0.15	0.23	0.26	0.26	0.60	0.83	
	Double rod clevis (with pin)	0.22	0.37	0.43	0.43	0.87	1.27	

Calculation example: C95SD40-100

- Basic weight 0.84 (Basic, ø40) ● Mounting 0.32 (Double clevis)
 - Additional weight ... 0.16/50 stroke
 - Cylinder stroke 100 stroke
- 0.84+0.16 X 100/50+0.32=1.48kg

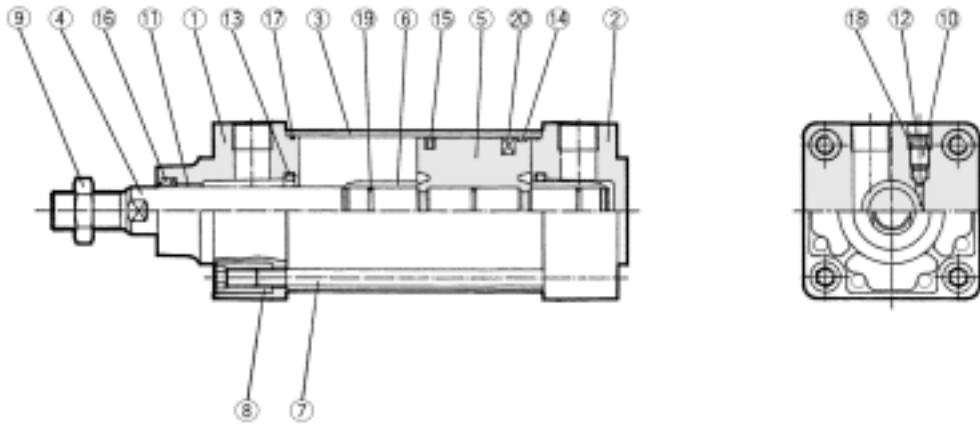
Allowable Kinetic Energy



Example: Load limit at rod end when air cylinder ø63 is actuated with max. actuating speed 500mm/s. See the intersection of lateral axis 500mm/s and ø63 line, and extend the intersection to left. Thus the allowable load is 80kg.

Series C95

Construction



Component Parts

No.	Description	Material	Note
①	Rod cover	Aluminum die cast	
②	Head cover	Aluminum die cast	
③	Cylinder tube	Aluminum die cast	
④	Piston rod	C45 anodised steel	
⑤	Piston	Aluminum die cast	
⑥	Cushion ring	Brass	
⑦	Tie rod	Steel	(chromated)
⑧	Tie rod nut	Steel	(chromated)
⑨	Mounting nut	Steel	(chromated)
⑩	Cushion adjustment screw	Steel	(chromated)
⑪	Bushing	Bronze bush	
⑫	Serrated washer	Steel	(chromated)
⑬	Cushion seal	PUR	

No.	Description	Material	Note
⑭	Wearing	Resin	
⑮	Piston seal	NBR	
⑯	Rod seal/Gasket	NBR	
⑰	Cylinder tube gasket	NBR	
⑱	Cushion screw seal	NBR	
⑲	Piston gasket	NBR	
⑳	Magnet ring		

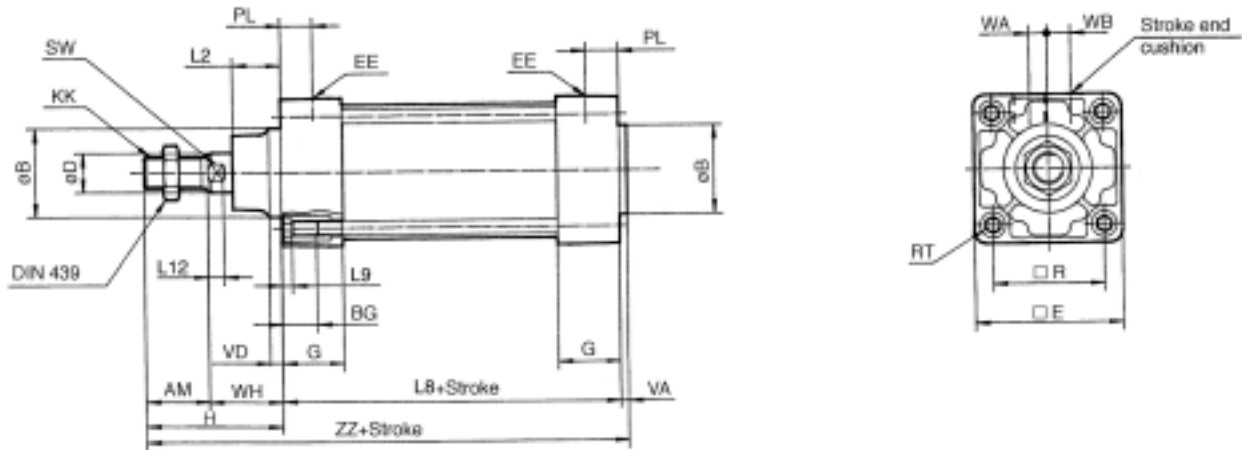
Seal Kits

Bore size (mm)	Kit No.	Contents
32	CS95-32	Kits include items 13 to 17 for ø32, 12 to 18 for ø40 to ø100 from the table above.
40	CS95-40	
50	CS95-50	
63	CS95-63	
80	CS95-80	
100	CS95-100	

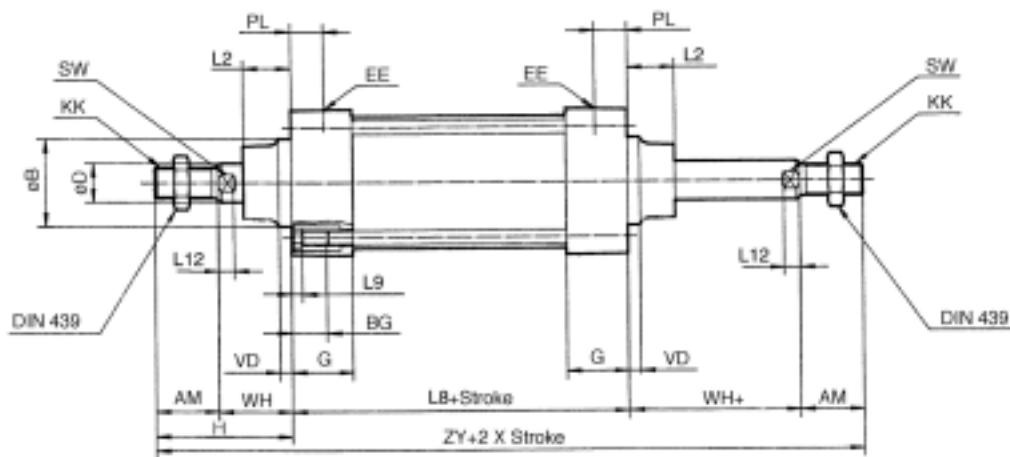
* Seal kits consist of items 13 to 17 for ø32, items 12 to 18 for ø40 to ø100 contained in one kit, and can be ordered using the order number for each respective tube bore size.

Without Mounting Bracket

C95SBø-Stroke



C95SBø-Stroke W

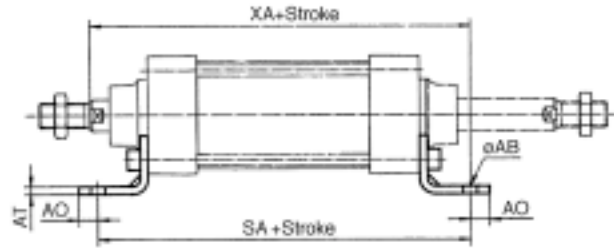
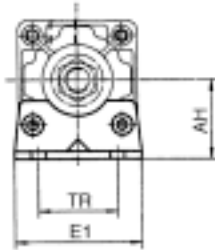


Bore (mm)	AM	øB e11	øD	EE	PL	RT	L12	KK	SW	G	BG	L8	VD	VA	WA	WB	WH	ZZ	ZY	□E	□R	L2	L9	H
32	22	30	12	G1/8	13	M6	6	M10 X 1.25	10	27	16	94	4	4	4	6.5	26	146	190	46	32.5	15	4	48
40	24	35	16	G1/4	14	M6	6.5	M12 X 1.25	13	27	16	105	4	4	4	9	30	163	213	52	38	17	4	54
50	32	40	20	G1/4	15.5	M8	8	M16 X 1.5	16	31.5	16	106	6	4	5	10.5	37	179	244	65	46.5	24	5	69
63	32	45	20	G3/8	16.5	M8	8	M16 X 1.5	16	31.5	16	121	6	4	9	12	37	194	259	75	56.5	24	5	69
80	40	45	25	G3/8	19	M10	10	M20 X 1.5	21	38	16	128	8	4	11.5	14	46	218	300	95	72	30	5	86
100	40	55	30	G1/2	19	M10	10	M20 X 1.5	21	38	16	138	8	4	17	15	51	233	320	114	89	32	5	91

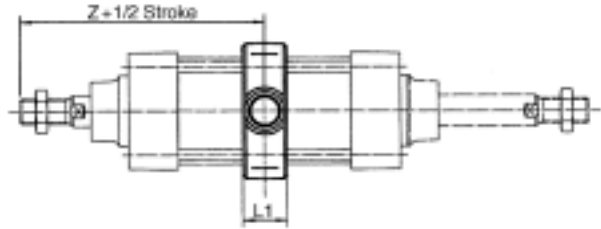
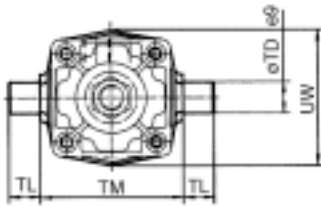
Series C95

With Mounting Bracket

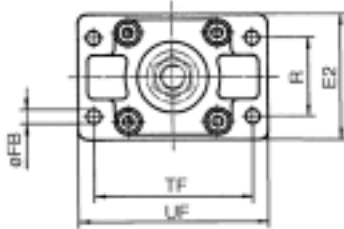
Foot L



Centre Trunnion T



Flange F



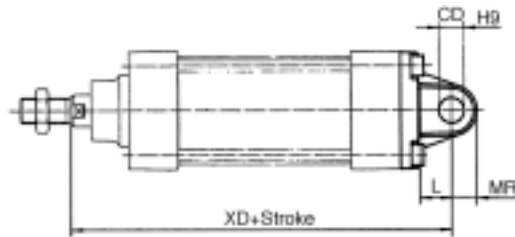
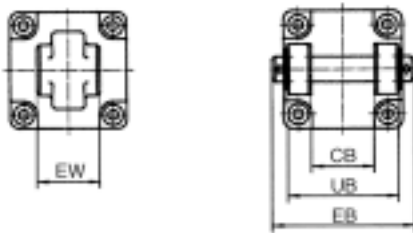
Mounting at the back



Mounting at the front

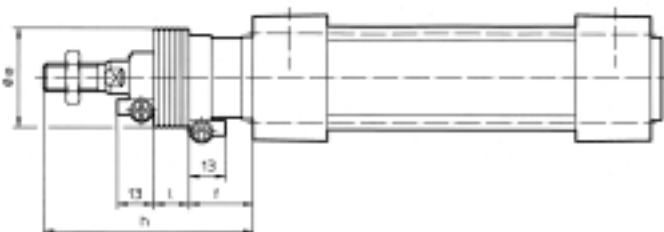


Rear single clevis C Rear double clevis D



Bore (mm)	E1	R	W	MF	ZF	øFB	CD	EB	L	XD	UB	CB	EW	MR	TR	AO	AT	XA	SA	AH	øAB	L1	Z	TL	øTD	TM	UW	TF	UF	E2
32	48	32	16	10	130	7	10	65	12	142	45	26	26	9.5	32	10	4.5	144	142	32	7	17	95	12	12	50	49	64	79	50
40	55	36	20	10	145	9	12	75	15	160	52	28	28	12	36	11	4.5	163	161	36	10	22	106.5	16	16	63	58	72	90	55
50	68	45	25	12	155	9	12	80	15	170	60	32	32	12	45	12	5.5	175	170	45	10	22	122	16	16	75	71	90	110	70
63	80	50	25	12	170	9	16	90	20	190	70	40	40	16	50	12	5.5	190	185	50	10	28	129.5	20	20	90	87	100	120	80
80	100	63	30	16	190	12	16	110	20	210	90	50	50	16	63	14	6.5	215	210	63	12	34	150	20	20	110	110	126	153	100
100	120	75	35	16	205	14	20	140	25	230	110	60	60	20	75	16	6.5	230	220	71	14.5	40	160	25	25	132	136	150	178	120

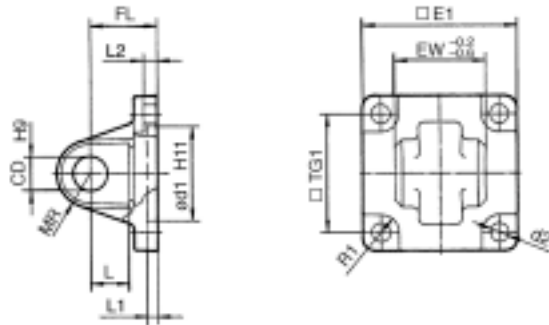
Rod boot (gaiter)



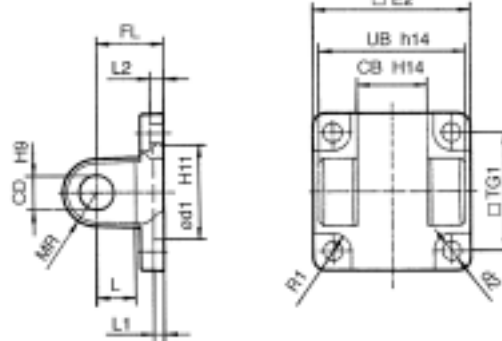
Bore (mm)	e max	f	l					h				
			Stroke 1-50	Stroke 51-100	Stroke 101-150	Stroke 151-200	Stroke 201-300	Stroke 1-50	Stroke 51-100	Stroke 101-150	Stroke 151-200	Stroke 201-300
32	42	23	12.5	25	37.5	50	75	75	88	100	113	138
40	43	23	12.5	25	37.5	50	75	75	88	100	113	138
50	52	25	12.5	25	37.5	50	75	87	100	112	125	150
63	52	25	12.5	25	37.5	50	75	87	100	112	125	150
80	58	29	12.5	25	37.5	50	75	103	116	128	141	166
100	65	29	12.5	25	37.5	50	75	103	116	128	141	166

Accessories

Rear single clevis C

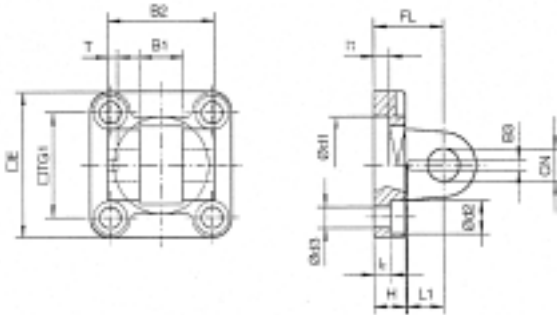


Rear double clevis D



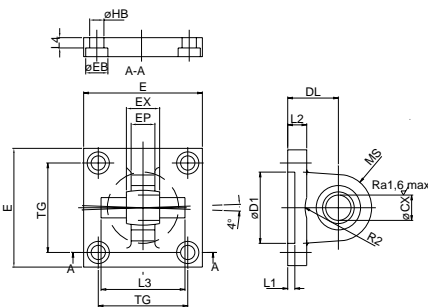
Bore (mm)	□E1	EW	□TG1	FL	L1	L	L2	ød1	CD	MR	d2	R1	□E2	UB	CB
32	45	26	32.5	22	5	12	5.5	30	10	9.5	6.6	6.5	48	45	26
40	51	28	38	25	5	15	5.5	35	12	12	6.6	6.5	56	52	28
50	64	32	46.5	27	5	15	6.5	40	12	12	9	8.5	64	60	32
63	74	40	56.5	32	5	20	6.5	45	16	16	9	8.5	75	70	40
80	94	50	72	36	5	20	10	45	16	16	11	11	95	90	50
100	113	60	89	41	5	25	10	55	20	20	11	12	115	110	60

Rear Single Clevis DS



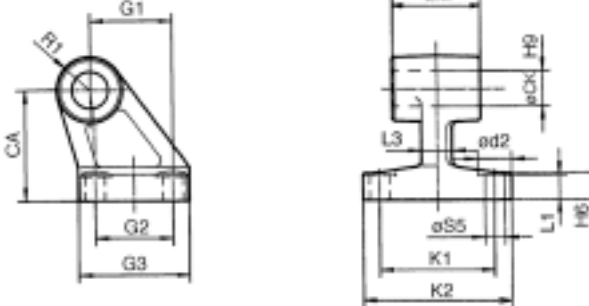
Bore (mm)	□E	B1	B2	B3	□TG1	T	L1	L3	I1	I2	FL	H	ød1	ød2	ød3	CN	XD
32	45	14	34	3.3	32.5	3	11.5	41	5	5.5	22	10	30	10.5	6.6	10	142
40	55	16	40	4.3	38	4	12	48	5	5.5	25	10	35	11	6.6	12	160
50	65	21	45	4.3	46.5	4	14	54	5	6.5	27	10	40	15	9	16	170
63	75	21	51	4.3	56.5	4	14	60	5	6.5	32	12	45	15	9	16	190
80	95	25	65	4.3	72	4	16	75	5	10	36	16	45	18	11	20	210
100	115	25	75	6.3	89	4	16	85	5	10	41	16	55	18	11	20	230

Rear Single Clevis CS



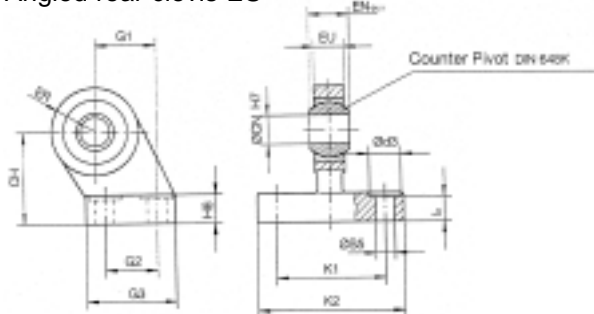
Part No.	Bore (mm)	E	TG	EX	DL	L1	L2	MS	L3	EB	HB	R2	CX	D1	L4	EP
CS5032	32	48	32.5	14	22	5	10	16	36	11	6.6	12.5	10	30	5.5	10
CS5040	40	56	38	16	25	5	10	16	42	11	6.6	14.5	12	35	5.5	11.5
CS5050	50	64	46.5	21	27	5	10	20	48	15	9	19.5	16	40	6.5	14.5
CS5063	63	75	56.5	21	32	5	12	22	55	15	9	19.5	16	45	6.5	14.5
CS5080	80	95	72	25	36	5	14	26	70	18	11	24.5	20	45	10	17.5
CS5100	100	115	89	25	41	5	16	26	80	18	11	24.5	20	55	10	17.5
CS5125	125	140	110	37	50	7.5	20	38	100	20	13.5	32.5	30	60	10	24.5
CS5160	160	178	140	43	55	7.5	20	40	125	25	17.5	38.5	35	65	10	29.5
CS5200	200	225	175	43	60	7.5	25	42	125	25	17.5	40.5	35	75	11	29.5
CS5250	250	282	220	49	70	11.5	25	50	130	31	22	44.5	40	90	11	34.5

Counter pivot E



Bore (mm)	ød2	øCK	øS5	K1	K2	L3	G1	L1	G2	EM	G3	CA	H6	R1
32	11	10	6.6	38	51	10	21	7	18	26	31	32	8	10
40	11	12	6.6	41	54	10	24	9	22	28	35	36	10	11
50	15	12	9	50	65	12	33	11	30	32	45	45	12	12
63	15	16	9	52	67	14	37	11	35	40	50	50	12	15
80	18	16	11	66	86	18	47	12.5	40	50	60	63	14	15
100	18	20	11	76	96	20	55	13.5	50	60	70	71	15	19

Angled rear clevis ES

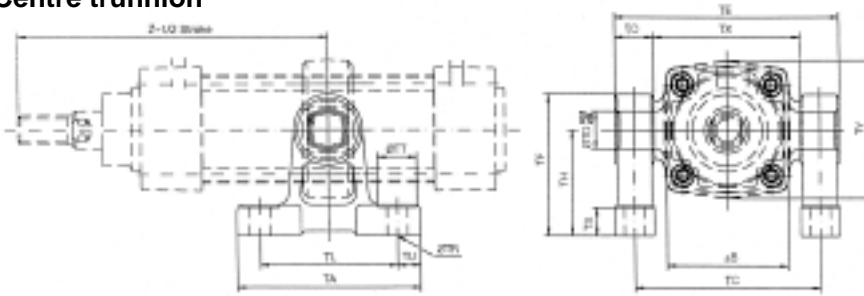


Bore (mm)	ød3	øCN	øS5	K1	K2	I2	G1	G2	G3	EN	EU	CH	H6	ER
32	11	10	6.6	38	51	8.5	21	18	31	14	10.5	32	10	15
40	11	12	6.6	41	54	8.5	24	22	35	16	12	36	10	18
50	15	16	9	50	65	10.5	33	30	45	21	15	45	12	20
63	15	16	9	52	67	10.5	37	35	50	21	15	50	12	23
80	18	20	11	66	86	11.5	47	40	60	25	18	63	14	27
100	18	20	11	76	96	12.5	55	50	70	25	18	71	15	30

Series C95

Accessories

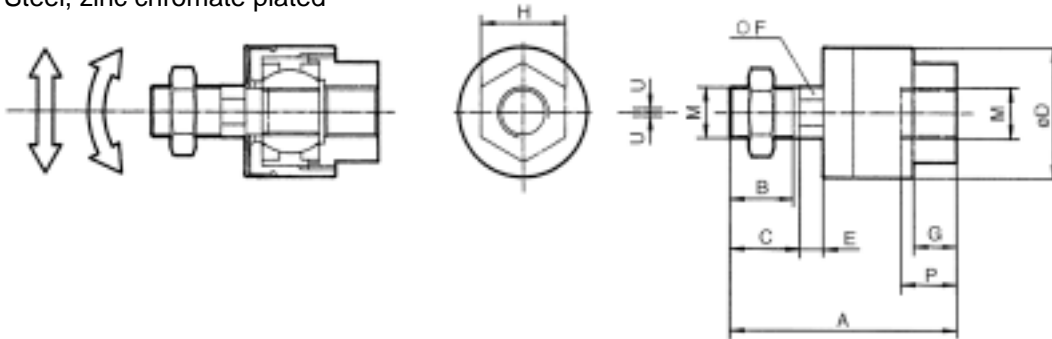
Centre trunnion



Part No.	Bore (mm)	±B	TA	TC	ØTD	TE	TF	TH	TL	TO	ØTR	TS	ØTT	TU	TX	TY	Z
C95-S03	32	46	62	62	12	74	47	35	45	12	7	10	13	8.5	50	49	95
C95-S04	40	52	80	80	16	97	60	45	60	17	9	12	17	10	63	58	106.5
	50	65	80	92	16	109	60	45	60	17	9	12	17	10	75	71	122
C95-S06	63	75	100	110	20	130	80	60	70	20	11	14	22	15	90	87	129.5
	80	95	100	130	20	150	80	60	70	20	11	14	22	15	110	110	150
C95-S10	100	114	120	158	25	184	100	75	90	26	13.5	17	24	15	132	136	160

Floating joint JA

Steel, zinc chromate plated



Bore (mm)	M	A	B	C	ØD	E	F	G	H	P	U	Load (kn)	Weight (g)	Radial deflection
32	M10 X 1.25	49.5	19.5	—	24	5	8	8	17	9	0.5	2.5	70	±5
40	M12 X 1.25	60	20	—	31	6	11	11	22	13	0.75	4.4	160	
50/63	M16 X 1.5	71.5	22	—	41	7.5	14	13.5	27	15	1.0	11	300	
80/100	M20 X 1.5	101	28	31	59.5	11.5	24	16	32	18	2.0	18	1080	

Piston rod clevis GKM (ISO 8140)

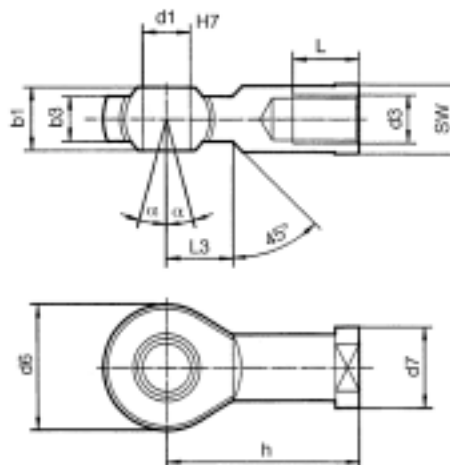
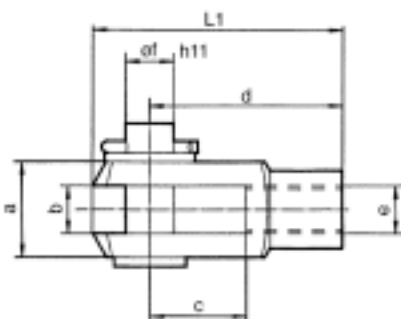
Steel, zinc chromate plated

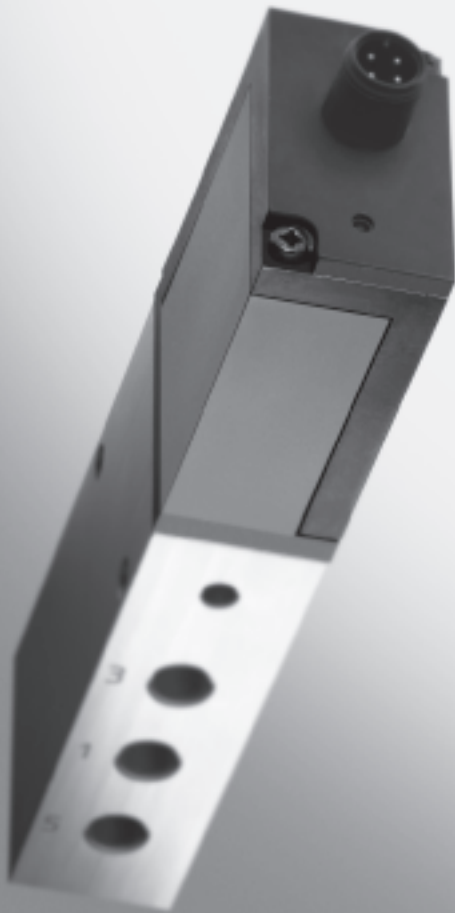
Bore (mm)	e	b	d	øf	L1	c	a
32	M10 X 1.25	10	40	10	52	20	20
40	M12 X 1.25	12	48	12	62	24	24
50/63	M16 X 1.5	16	64	16	83	32	32
80/100	M20 X 1.5	20	80	20	105	40	40

Piston rod ball joint KJ (ISO 8139)

Steel, zinc chromate plated

Bore (mm)	d3	d1	h	d6	b3	b1	L	d7	α	L3	SW
32	M10 X 1.25	10	43	28	10.5	14	20	19	13°	14	17
40	M12 X 1.25	12	50	32	12	16	22	22	13°	16	19
50/63	M16 X 1.5	16	64	42	15	21	28	27	15°	26	32
80/100	M20 X 1.5	20	77	50	18	25	33	34	15°	26	32



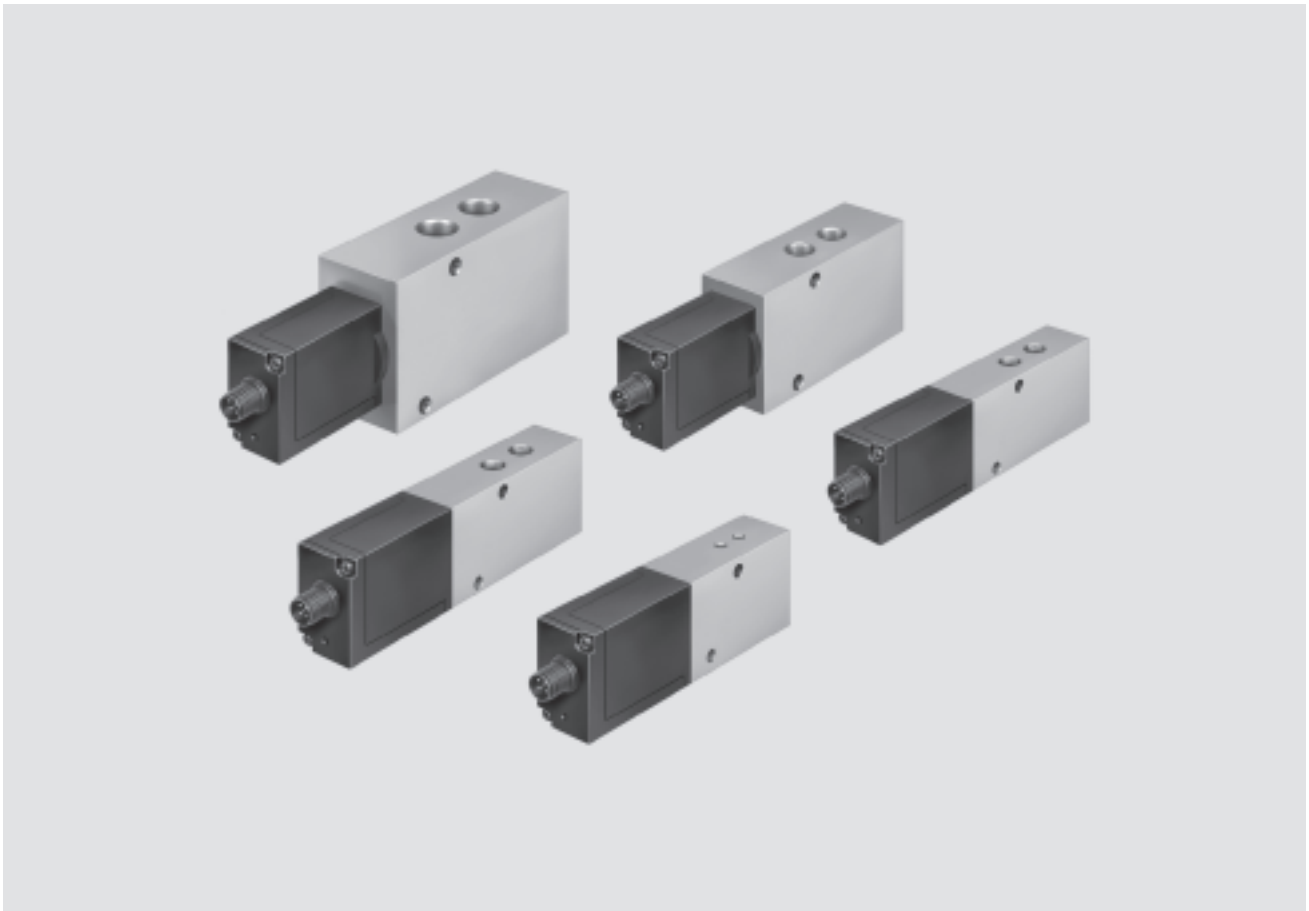


- High dynamics
- Final control element for closed control loops
- 5/3 –way function

Proportional directional control valves MPYE

Key features

FESTO



General information

- The directly actuated proportional directional control valve has a position-controlled spool. This transforms an analogue input signal into a corresponding opening cross-section at the valve outputs.
- In combination with an external position controller and displacement encoder, a precise pneumatic positioning system can be created.
- Flow control function for varying cylinder speed
- 5/3-way function for varying the direction of movement

Wide choice of variants

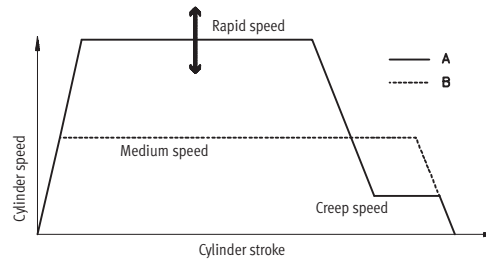
- Setpoint value input
 - Analogue voltage signal
 - Analogue current signal
- Flow rates from 100 ... 2 000 l/min

Proportional directional control valves MPYE

Key features and type codes

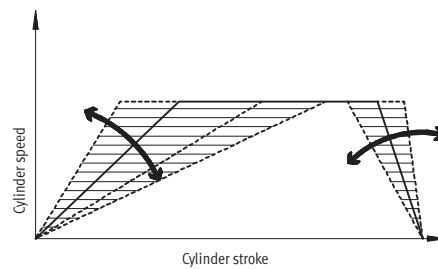
Short machine cycle times – fast switching of programmed flow rates

- Reduce machine cycle times by optimising cylinder speeds
 - Assembly technology
 - Handling technology
 - Furniture industry
- A: Proportional valves allow different speed levels and speed ramps to be set.
- B: Speed regulation with directional control valves is more difficult and is performed by means of exhaust air flow control.



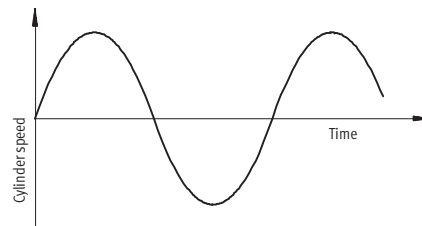
Flexible cylinder speeds – Achieving variable flow rates

- Flexibly adapting cylinder speeds to the process. Traversing individual acceleration ramps (gentle approach with delicate goods)
 - Automobile suppliers
 - Production technology
 - Conveyor technology
 - Test engineering



Proportional directional control valve as final control element – Dynamic and fast changing of flow rates

- Fatigue tests
- Pneumatic positioning with SPC200
- SoftStop with end-position controller SPC11



Type codes

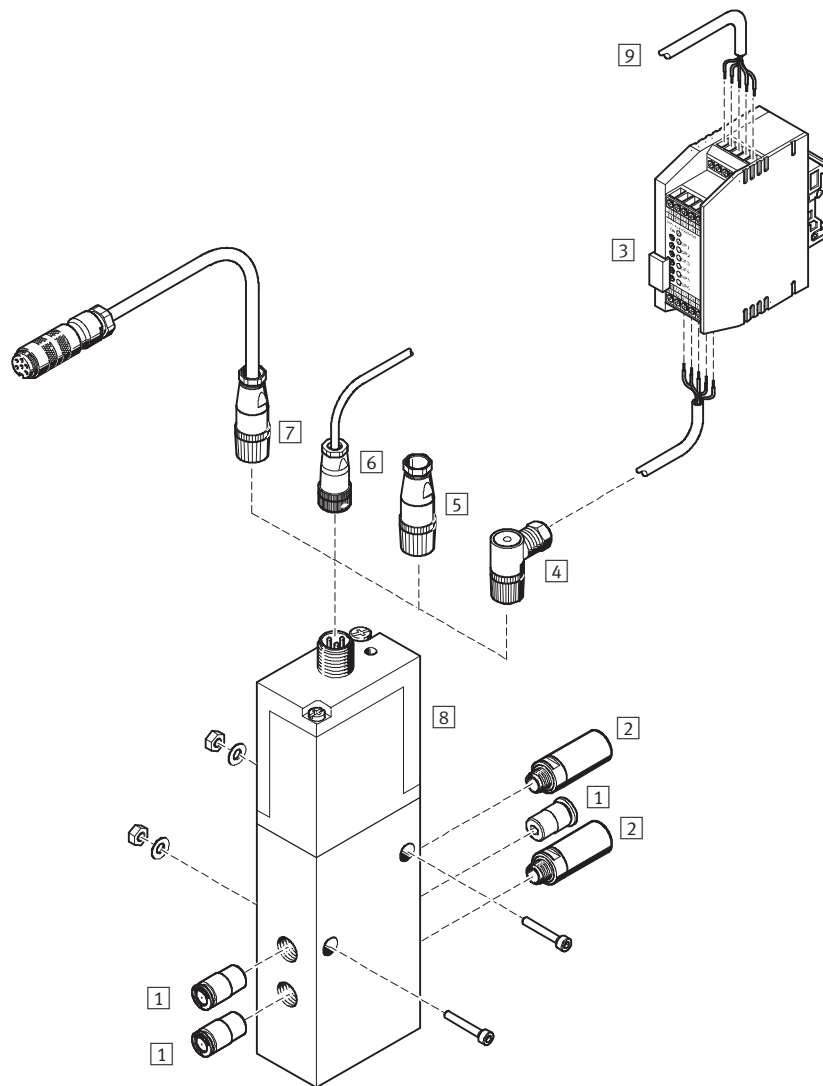
MPYE – 5 – 1/8 LF – 010 – B

Type	
MPYE	Proportional directional control valve
Valve function	
5	5/3-way valve
Pneumatic connection	
M5	M5
1/8 LF	G1/8 Low Flow
1/8 HF	G1/8 High Flow
1/4	G1/4
3/8	G3/8
Setpoint value input	
010	Analogue voltage signal
420	Analogue current signal
Generation	
B	B series

Proportional directional control valves MPYE

Peripherals overview

FESTO

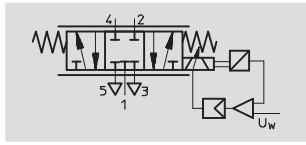


Accessories		
	Brief description	→ Page/Internet
1	Push-in fitting QS	quick star
2	Silencer	u
3	Setpoint module MPZ	–
4	Sensor socket SIE-WD-TR	8
5	Sensor socket SIE-GD	8
6	Connecting cable KMPYE	8
7	Connecting cable KVIA-MPYE	8
8	Proportional directional control valve MPYE	5
9	Digital input/output	–

Proportional directional control valves MPYE

Technical data

Function



Variants

- Setpoint value input as analogue voltage signal 0 ... 10 V
- Setpoint value input as analogue current signal 4 ... 20 mA

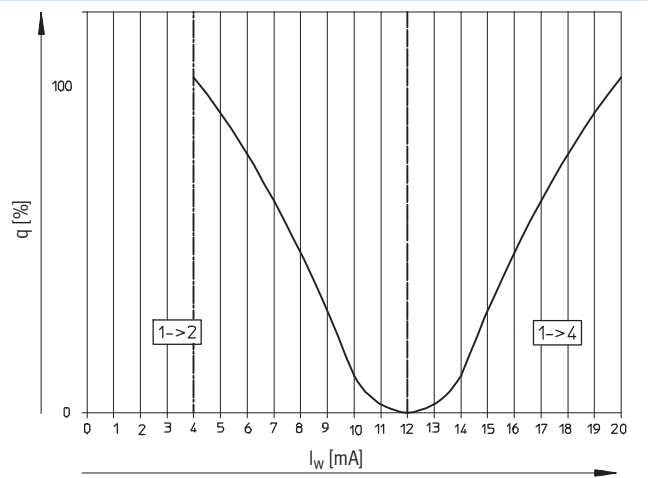
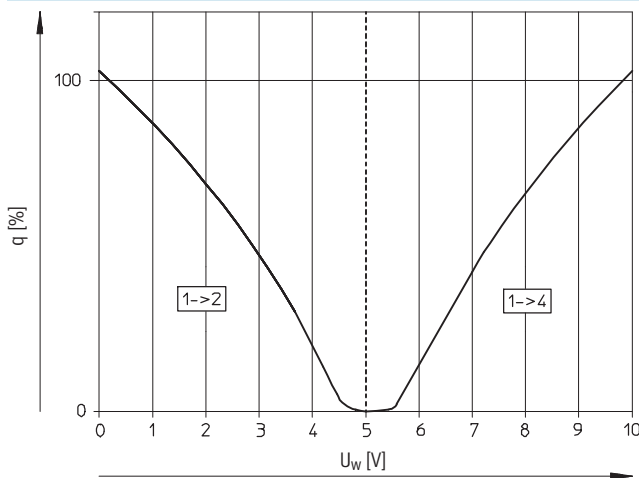


- Voltage
17 ... 30 V DC
- Flow rate
100 ... 2 000 l/min
- Pressure
0 ... 10 bar

General technical data						
Pneumatic connection	M5	G1/8		G1/4	G3/8	
		Low flow	High flow			
Valve function	5/3-way, normally closed					
Constructional design	Piston spool, directly actuated, controlled piston spool position					
Sealing principle	Hard					
Actuation type	Electrical					
Type of reset	Mechanical spring					
Type of pilot control	Direct					
Direction of flow	Non-reversible					
Type of mounting	Via through-holes					
Mounting position ¹⁾	Any					
Operating medium	Compressed air, filtered (to 5 µm), unlubricated					
Nominal size	[mm]	2	4	6	8	10
Standard nominal flow rate	[l/min]	100	350	700	1 400	2 000
Product weight	[g]	290	330	330	530	740

1) If the proportional directional control valve is in motion during operation, it must be mounted at right angles to the direction of movement.

Flow rate q at 6 → 5 bar as a function of the setpoint voltage U
 Voltage type MPYE-5-...-010-B Current type MPYE-5-...-420-B



Proportional directional control valves MPYE

Technical data

FESTO

Electrical data			M5		G $\frac{1}{8}$		G $\frac{1}{4}$		G $\frac{3}{8}$	
Pneumatic connection					Low flow		High flow			
Power supply	[V DC]		17 ... 30							
Max. current consumption	in mid-position	[mA]	100							
	at full stroke	[mA]	1 100							
Setpoint value	Voltage type	[V DC]	0 ... 10							
	Current type	[mA]	4 ... 20							
Max. hysteresis ¹⁾		[%]	0.4							
Valve mid-position	Voltage type	[V DC]	5 (± 0.1)							
	Current type	[mA]	12 (± 0.16)							
Duty cycle ²⁾		[%]	100							
Critical frequency ³⁾		[Hz]	125	100	100	90	65			
Safety setting	Active mid-position in the event of setpoint value cable break									
Protection against polarity reversal	Voltage type	For all electrical connections								
	Current type	For setpoint value								
Protection class	IP65									
Electrical connection	4-pin plug socket, round design, M12x1									

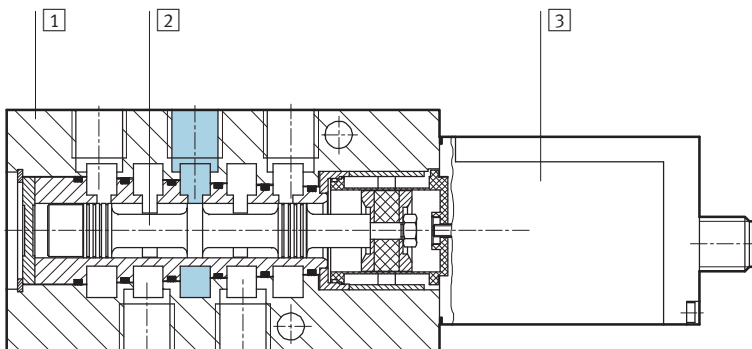
- 1) Referred to the maximum stroke of the piston spool.
- 2) The proportional direction control valve automatically switches off if it overheats (goes to mid-position) and switches back on once it cools down.
- 3) Corresponds to the 3dB frequency at the maximum movement stroke of the piston spool.

Operating and environmental conditions		
Operating pressure	[bar]	0 ... 10
Ambient temperature	[°C]	0 ... 50
Vibration resistance ¹⁾	To DIN/IEC 68 Parts 2 -6, severity level 2	
Continuous shock resistance ¹⁾	To DIN/IEC 68 Parts 2 -27, severity level 2	
CE symbol	To 89/336/EEC (EMC regulation)	
Temperature of medium	[°C]	5 ... 40, condensation not permitted

- 1) If the proportional directional control valve is in motion during operation, it must be mounted at right angles to the direction of movement.

Materials

Sectional view



1	Housing	Anodised aluminium
2	Valve spool	Tempered aluminium
3	Housing for electronics	Galvanised acrylic butadiene styrene
-	Seals	Nitrile rubber

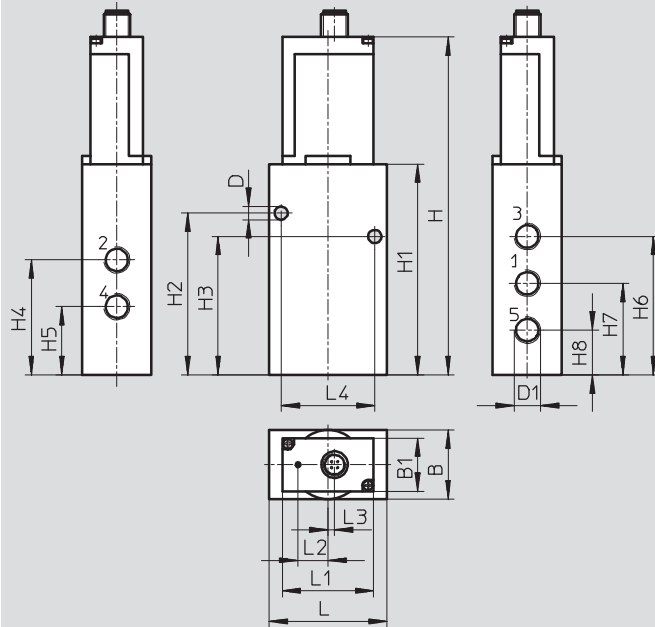
Proportional directional control valves MPYE

Technical data

FESTO

Dimensions

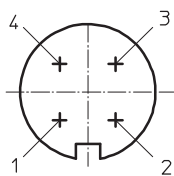
Download CAD data → www.festo.com



Pneumatic connection D1	B	B1	D Ø	H	H1	H2	H3	H4
M5	26	–	5.5	129.9	69	56.1	38.1	32.1
G $\frac{1}{8}$	26	–	5.5	149.3	88.4	71.3	55.1	45.8
G $\frac{1}{4}$	35	26	6.5	164.6	103.7	79.6	68.1	56.6
G $\frac{3}{8}$	40	26	6.5	176.6	115.7	98.4	79.4	65.4

Pneumatic connection D1	H5	H6	H7	H8	L	L1	L2	L3	L4
M5	20.1	38.1	26.1	14.1	45	–	14.8	3.2	32
G $\frac{1}{8}$	26.8	55.3	36.3	17.3	45	–	14.8	3.2	35
G $\frac{1}{4}$	33.6	68.1	45.1	22.1	58	45	14.8	3.2	46
G $\frac{3}{8}$	37.4	82.4	51.4	20.4	67	45	14.8	3.2	54

Terminal allocation



- 1 24 V DC, supply voltage
- 2 GND
- 3 U_w/I_w , setpoint input
- 4 GND


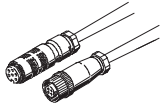




Ordering data

Pneumatic connection	Voltage type 0 ... 10 mV		Current type 4 ... 20 mA	
	Part No.	Type	Part No.	Type
M5	154 200	MPYE-5-M5-010-B	162 959	MPYE-5-M5-420-B
G $\frac{1}{8}$	151 692	MPYE-5- $\frac{1}{8}$ LF-010-B	161 978	MPYE-5- $\frac{1}{8}$ LF-420-B
	151 693	MPYE-5- $\frac{1}{8}$ HF-010-B	161 979	MPYE-5- $\frac{1}{8}$ HF-420-B
G $\frac{1}{4}$	151 694	MPYE-5- $\frac{1}{4}$ -010-B	161 980	MPYE-5- $\frac{1}{4}$ -420-B
G $\frac{3}{8}$	151 695	MPYE-5- $\frac{3}{8}$ -010-B	161 981	MPYE-5- $\frac{3}{8}$ -420-B

Proportional directional control valves MPYE

Accessories

FESTO

Ordering data			
	Description	Cable length [m]	Part No. Type
Connecting cable			Technical data → Internet: kmpye, kvia
	Screened	5	151 909 KMPYE-5
		X length ¹⁾	151 910 KMPYE-...
	Connecting cable to the analogue module of valve terminal type 03	5	161 984 KVIA-MPYE-5
		10	161 985 KVIA-MPYE-10
	Connecting cable to the axis interface of the axis controller SPC200	0.3	170 239 KMPYE-AIF-1-GS-GD-0,3
		2	170 238 KMPYE-AIF-1-GS-GD-2
Sensor socket			Technical data → Internet: sie-gd
	Straight, 4-pin, M12x1	–	18 494 SIE-GD
Sensor socket			Technical data → Internet: sie-wd
	Angled, 4-pin, M12x1	–	12 956 SIE-WD-TR
Setpoint module			Technical data → Internet: mpz
	Generation of 6+1 analogue setpoint values	–	546 224 MPZ-1-24DC-SGH-6-SW5

1) Max. 10 m