

ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS  
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS  
ELEKTROS INŽINERIJOS KATEDRA

Arūnas Grigaitis

PNEUMATINIŲ VYKDYMO SISTEMŲ DINAMINIŲ  
CHARAKTERISTIKŲ TYRIMAS

Magistro darbas

**Vadovas**

prof. habil. dr. V.A. Geleževičius

ŠIAULIAI, 2005

ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS  
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS  
ELEKTROS INŽINERIJOS KATEDRA

**TVIRTINU**

Katedros vedėjas

.....doc. dr. T.Šimkevičius

2005 06

PNEUMATINIŲ VYKDYMO SISTEMŲ DINAMINIŲ  
CHARAKTERISTIKŲ TYRIMAS

Magistro darbas

**Vadovas**

.....prof. habil. dr. V.A. Geleževičius

2005 06

**Atliko**

EM3 gr. stud.

..... A. Grigaitis

2005 06 06

**Recenzentas**

ŠU Technologijos fakulteto  
Elektros inžinerijos katedros

.....

2005 06

ŠIAULIAI, 2005

Magistro darbo vadovo išvados dėl darbo gynimo:

.....  
.....  
.....

.....  
(data)

.....  
(v., pavardė)

.....  
(parašas)

Magistro darbas įteiktas gynimo komisijai:

.....  
(data) (Gynimo komisijos sekretorės parašas)

Magistro darbo recenzentas:

.....  
(v., pavardė)

Magistro darbų gynimo komisijos įvertinimas:

.....

Komisijos pirmininkas:

Komisijos nariai:

## PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

- 1.1 pav. Pneumatinė vykdyimo sistema
- 1.2 pav. Signalų sklidimo pneumatinėje (hidraulinėje) sistemoje tvarka
- 1.3 pav. Pneumatinės valdymo sistemos schema
- 1.4 pav. Pneumatinės tekimo staklės
- 1.5 pav. Pneumatinis pjūklas
- 1.6 pav. Pneumatinės staklės valdomos PLC
- 1.7 pav. Pneumatinis rūšiavimo punktas
- 1.8 pav. Mažas vaikščiojantis robotas
- 1.9 pav. Pneumatinė vykdyimo sistema be tarpinių fiksavimo padėčių
- 1.10 pav. Švelnaus stabdymo pneumatinė vykdyimo sistema
- 1.11 pav. Tolydinė -“pneumatinės ašies” pneumatinė vykdyimo sistema
- 2.1 pav. Pneumatinis cilindras ir jį valdantis skirstytuvas
- 3.1 pav. Pneumatinės vykdyimo sistemos su simetriniu cilindru schema
- 3.2 pav. Elektropneumatinės vykdyimo sistemos struktūrinis modelis
- 3.3 pav. Sustabdyto cilindro modeliavimo schema
- 3.4 pav. Slėgių kitimas tiriamo cilindro kameroje, kai stūmoklis sustabdytas trijose skirtingose padėtyse
- 3.5 pav. Slėgių kitimas tiriamo cilindro kameroje, kai stūmoklis yra sustabdytas prie skirtingų skirstytuvo angos diametrų
- 3.6 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{is}$  slėgio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio  $v$  (paveikslas b) pokytis, kai cilindro pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis  $1 \text{ barai}$
- 3.7 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{is}$  slėgio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio  $v$  (paveikslas b) pokytis, kai cilindro pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis  $3 \text{ barai}$
- 3.8 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{is}$  slėgio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio (paveikslas b) pokytis, kai cilindro pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis  $6 \text{ barai}$
- 3.9 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{is}$  slėgio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio (paveikslas b) pokytis, kai cilindro pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis  $6 \text{ barai}$  ir stūmoklis yra  $0.125 \text{ m}$  atstumu nuo kraštinė cilindro padėties
- 3.10 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{is}$  slėgio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio (paveikslas b) pokytis, kai cilindro pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis  $6 \text{ barai}$  ir stūmoklis yra  $0.25 \text{ m}$  atstumu nuo kraštinė cilindro padėties

- 3.11 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{is}$  slėgio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio (paveikslas b) pokytis, kai cilindro pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis  $6 \text{ barai}$  ir stūmoklis yra  $0.375 \text{ m}$  atstumu nuo kraštinės cilindro padėties
- 3.12 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{is}$  slėgio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio (paveikslas b) pokytis, kai cilindro pirmoje kameroje pradinis slėgis  $1 \text{ baras}$ , o antroje pradinis slėgis  $6 \text{ barai}$  ir stūmoklis juda nuo atramos iki atramos
- 3.13 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{is}$  slėgio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio (paveikslas b) pokytis, kai cilindro pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis  $3 \text{ barai}$ , stūmokliui esant vidurinėje cilindro padėtyje su sumažintu skirstytuvo angos diametru
- 3.14 pav. Stūmoklio judėjimo greičio (a paveikslas) pokytis, kai cilindro pirmoje kameroje pradinis slėgis  $1 \text{ baras}$ , o antroje kameroje pradinis slėgis  $6 \text{ barai}$  ir stūmoklis juda nuo atramos iki atramos, keičiant valdymo signalo dažnį, bei jo padidintas vaizdas (b paveikslas)
- 3.15 pav. Stūmoklio judėjimo greičio (paveikslas a) pokytis, kai cilindro pirmoje kameroje pradinis slėgis  $1 \text{ baras}$ , o antroje kameroje pradinis slėgis  $6 \text{ barai}$  ir stūmoklis juda nuo atramos iki atramos, keičiant valdymo impulso trukmę  $t_{im}$
- 4.1 pav. Funkcinė daugiakontūrė cilindro valdymo schema
- 4.2 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{is}$  slėgio kreivės, kai cilindro pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis  $6 \text{ barai}$  ir stūmoklis juda nuo atramos iki atramos
- 4.3 pav. Pereinamojo proceso  $\Delta p(t)$  grafikas (paveikslas a) ir jo padidintas vaizdas (paveikslas b)
- 4.4 pav. Pertrauktas reguliavimo kontūras
- 4.5 pav. Slėgio skirtumo  $\Delta p$  kreivės modeliuojant su regulatoriumi ir be jo
- 4.6 pav. Etaloninio šaltinio perdavimo funkcijos pereinamoji charakteristika
- 4.7 pav. Elektropneumatinės vykdomo sistemos struktūrinis modelis su adaptyviu jėgos regulatoriumi
- 4.8 pav. Etaloninio šaltinio ir modelio  $\Delta p(t)$  funkcijos pereinamoji charakteristika
- 4.9 pav. Slėgio pokyčio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio (paveikslas b) kreivės prie skirtingų pradinių slėgių darbo kameroje
- 4.10 pav. Elektropneumatinės vykdomo sistemos struktūrinis modelis su trikontūre valdymo sistema
- 4.11 pav. Stūmoklio judėjimo greičiai  $v_S$  prie skirtingo valdymo signalo  $U_V$
- 4.12 pav. Stūmoklio judėjimo greitis (paveikslas a) ir stūmoklio eiga (paveikslas b), esant skirtingiems pradiniam slėgiams
- 4.13 pav. Stūmoklio judėjimo greitis (paveikslas a) ir stūmoklio eiga (paveikslas b), esant skirtingoms pradinėms stūmoklio padėtim
- 4.14 pav. Stūmoklio judėjimo greitis esant skirtingiems valdymo signalams

4.15 pav. Stūmoklio eiga esant skirtingiems valdymo signalams

Grigaitis A. Investigation of dynamic characteristic of an electro-pneumatic servo system: Master thesis of electrical engineer/research advisor prof. habil. dr. V. A. Geleževičius; Šiauliai University, Technological Faculty, Electrical Engineering Department. – Šiauliai, 2005. – 59 p.

## **SUMMARY**

The non-linear model of pneumatic acting system, consisting of proportional directional control valve and symmetric rodless pneumatic cylinder is developed and investigated in this paper. This model enables to evaluate influence of essential nonlinearities concerned with working characteristics of airflow regulating valves and pneumatic cylinders on dynamics of the system. The modeling results of pneumatic acting system under several initial working conditions are presented and discussed in this article.

The model reference based adaptive control method of force regulation in electro-pneumatic servo system is proposed and investigated in this paper to. This method allows eliminating of influence of nonlinearities of pneumatic cylinder and directional control valve on behavior of force regulation system. Therefore controllers of higher hierarchy level such as velocity and position controllers can be designed using conventional methods based on quantitative optimum. The modeling results of investigated system are presented in the paper.

## TURINYS

<b>ĮVADAS</b>	9
<b>1. PNEUMATINIŲ VYKDYMO SISTEMŲ SANDARA, SPECIFIKA IR TAIKYMAS</b>	
1.1 Pneumatinių vykdymo sistemų sandara, jų ypatumai	10
1.2 Praktinio taikymo pavyzdžiai	11
1.3 Pneumatinių vykdymo sistemų tipai	14
<b>2. PNEUMATINIŲ CILINDRŲ, KAIP VYKDYMO ĮTAISŲ, MODELIAI</b>	17
<b>3. PNEUMATINIŲ VYKDYMO SISTEMŲ MODELIŲ SUKŪRIMAS IR TYRIMAS</b>	
3.1 Simetrinės pneumatinės vykdymo sistemos struktūrinis modelis	22
3.2 Sustabdyto pneumatinio cilindro modelio sudarymas ir tyrimas	25
3.3 Pneumatinės vykdymo sistemos dinaminio modelio tyrimas	27
<b>4. PNEUMATINIO VYKDYMO ĮTAISO ĮTAKA AUTOMATINĖS SEKIMO SISTEMOS DINAMINĖMS SAVYBĖMS</b>	39
<b>BENDROSIOS IŠVADOS</b>	53
<b>LITERATŪRA</b>	55
<b>PRIEDAI</b>	
1 priedas - skirstytuvo schema „MATLAB” modeliavimo programoje	56
2 priedas - struktūrinis pneumatinės sistemos modelis „MATLAB“ programoje	57
3 priedas - pneumatinio cilindro su trikontūre valdymo sistema schema „MATLAB“ programoje	58
4 priedas - oro nuostolius įvertinanti schema „MATLAB” programoje	59



## IVADAS

Šiuolaikinių automatinių sistemų vykdymo įtaisus, tiekiančius mechanizmams reikiamą parametrų mechaninę energiją, pagal pirminės energijos rūšį, galima suskirstyti į tris dideles grupes – tai elektriniai, pneumatiniai ir hidrauliniai.

Plačiausiai paplitę elektriniai vykdymo įtaisai – elektros varikliai ir jų valdymo sistemos, plačiai nagrinėjami specialiuose elektros mašinų, elektros pavarų kursuose. Mažiau dėmesio skiriama vis labiau plintantiems hidrauliniams ir pneumatiniams vykdymo įtaisams ir jų valdymo sistemoms.

Pneumatinės sistemos naudojamos ten, kur reikia didelio greitaeigiškumo, specifinių technologijų, darbų saugos ar kitų reikalavimų. Pneumatinės pavaros pasižymi aukštu patikimumu ir patvarumu, paprasta konstrukcija. Darbinio agento funkcijas atlieka suslėgtas oras. Nors oras, galima sakyti, nekainuoja nieko, tačiau kainuoja jo paruošimas. Suslegiamas oras sukaupia daug energijos, kuri tam tikrais atvejais, virsdama kinetine energija, gali sukelti smūgines apkrovas. Oro spūdimas neleidžia tiesiogiai fiksuoti valdymo organų tarpinėse padėtyse, o tada, kai apkrova kintama, sunku stabilizuoti išėjimo grandies greitį.

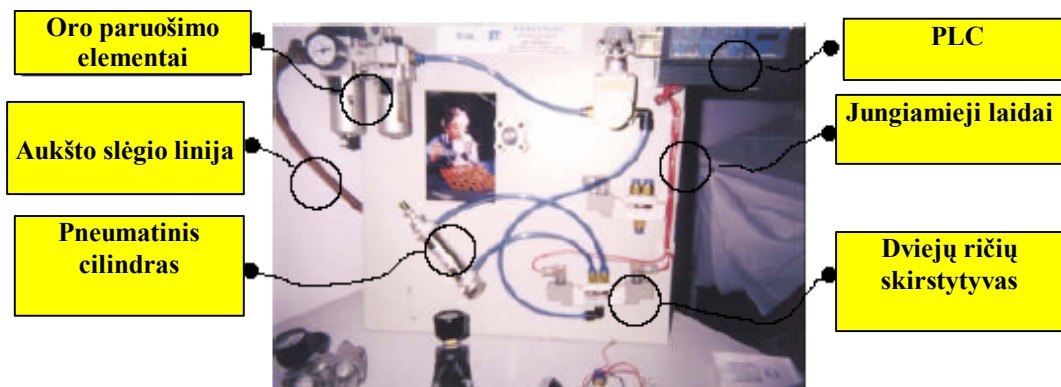
Pneumatinių pavarų įrenginių darbo procesų skaičiavimas pagrįstas dujų termodinamikos teorijos pagrindais. Pneumatinis cilindras, kaip valdymo įtaisas, dėl oro spūdimu, trinties ir kitų priežasčių, yra netiesinis elementas, tačiau paprastumo dėlei praktiniuose skaičiavimuose naudojamas supaprastintas (linearizuotas) jo modelis. Linearizuoto pneumatinio cilindro modeliai [1, 2, 3, 4] tinkami tik tiriant pneumatinių sistemų dinamiką mažų pokyčių srityje.

Kuriant šiuolaikines pneumatines vykdymo sistemas, svarbu įvertinti ne tik pradinių sąlygų, kurias lemia pneumatinio cilindro stūmoklio padėtis ir darbo kamerų slėgiai pradiniu momentu, bet ir cilindru judant, jo charakteristikų netiesiškumo iššauktą, dinaminių parametrų kitimą. Tai galima atlikti tik įvertinus pagrindinius pneumatinės vykdymo sistemos, sudarytos iš proporcinio skirstytuvo ir pneumatinio cilindro, netiesiškumus, susijusius su oro masės debito priklausomybe nuo slėgių santykio droseliuojančio įtaiso įėjime ir išėjime, su pneumatinio cilindro dinaminės charakteristikos parametrų kitimu, judant stūmokliui ir kt. Magistro baigiamajame darbe pateikiamas pneumatinės vykdymo sistemos modelis, kuriame įvertinami netiesiškumai bei su cilindro nesandarumu susiję oro nuostoliai.

Atlikti tyrimai su paprasta valdymo sistema, tai yra pozicionuojant nuo atramos iki atramos ir su pneumatine pozicionavimo sistema, kurią sudaro trys reguliavimo kontūrai: adaptyvus slėgio (jėgos), greičio ir padėties. Pateikiami nagrinėjamų pneumatinių vykdymo sistemos modeliavimo rezultatai.

# 1. PNEUMATINIŲ VYKDYMO SISTEMŲ SANDARA, SPECIFIKA IR TAIKYMAS

## 1.1 Pneumatinių vykdyimo sistemų sandara, jų ypatumai

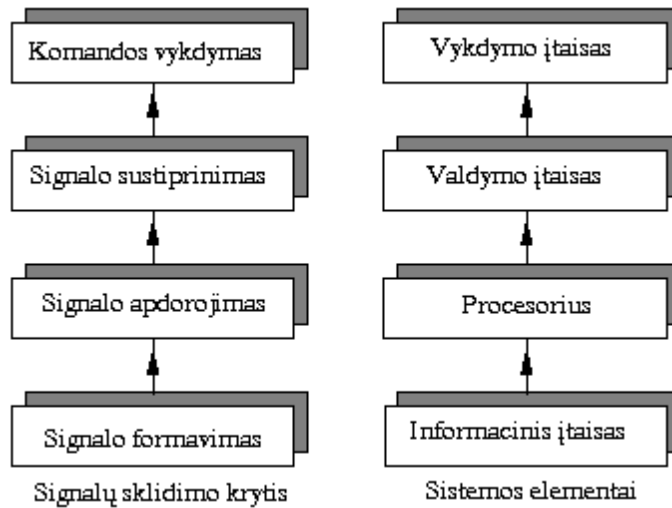


1.1 pav. Pneumatinė vykdyimo sistema

Pneumatinės vykdyimo sistemos (1.1 pav.) turi kompresorių, kuris tiekia orą į akumuliatorių, aukšto slėgio linijas, tai yra atšakas nuo akumulatoriaus galo iki oro paruošimo elementų grupės, kurioje oras yra filtruojamas, įterpiama alyva bei reguliuojamas slėgis. Oro paruošimo elementų grupės išėjime yra apsauginis vožtuvas, kuris apsaugo sistemą išleidamas orą į atmosferą, jei darbinis slėgis viršija iš anksto nustatytą saugią reikšmę. Slėgio matuoklis įtaisytas ant apsauginio vožtuvo yra naudojamas darbinio sistemos slėgio kontrolei. Lanksčiomis žarnomis sujungiamas redukcinis vožtuvas ir skirstytuvvas. Skirstytuvvas gali būti valdomas mechaniškai, rankiniu būdu arba elektromagnetinėmis ritėmis.

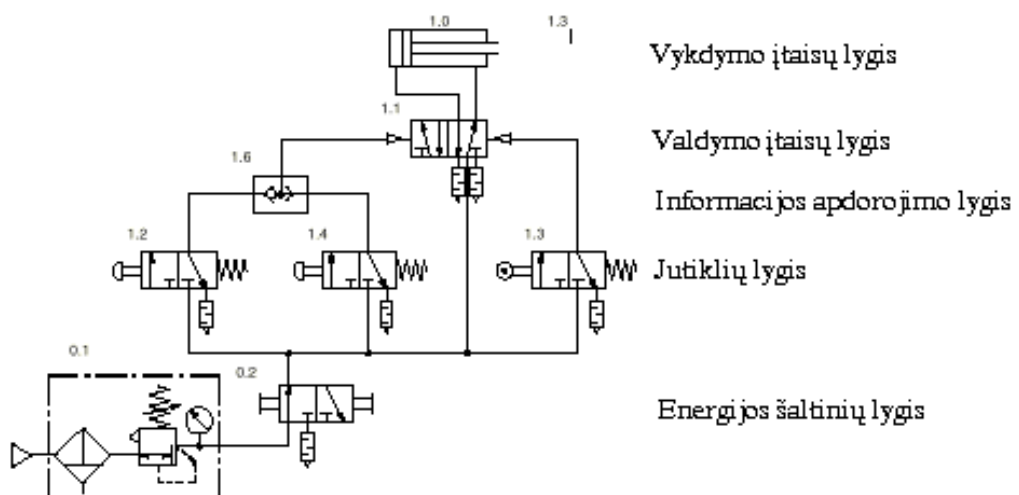
Programuojamas loginis valdiklis (PLC) valdo vožtuvus, užmaitindamas atitinkamas rites. Kai PLC paduoda srovę į kairiąją skirstytuvo ritę, pneumatinio cilindro stūmoklis juda išorės link, o padavus srovę į dešiniąją skirstytuvo ritę, stūmoklis priverčiamas judėti į vidų. Stūmoklis sustoja, kai abi ritės yra neužmaitintos.

Pneumatinės sistemos vaizduojamos elementus išdėstant vertikaliai, informacinių signalų bei energijos srautų sklaidimo kryptimi [5]. Schemų apačioje vaizduojamas energijos šaltinis (oro paruošimo modulis ar siurblys), aukščiau - signalų generatoriai (jutikliai, valdymo mygtukai), dar aukščiau - informacijos apdorojimo elementai (loginiai elementai, atbuliniai vožtuvai, relės), po to galios stiprintuvai (skirstytuvai) ir viršuje - vykdyimo įtaisai (cilindrai, varikliai ir kt.). Signalų sklaidimo kryptis ir elementų išdėstymo schemoje tvarka pavaizduota 1.2 paveiksle.



1.2 pav. Signalų sklaidimo pneumatinėje (hidraulinėje) sistemoje tvarka

Pagal tokią schemą sudarytos pneumatinės valdymo sistemos sandara grafiniais simboliais pateikta 1.3 paveiksle.



1.2 pav. Pneumatinės valdymo sistemos schema

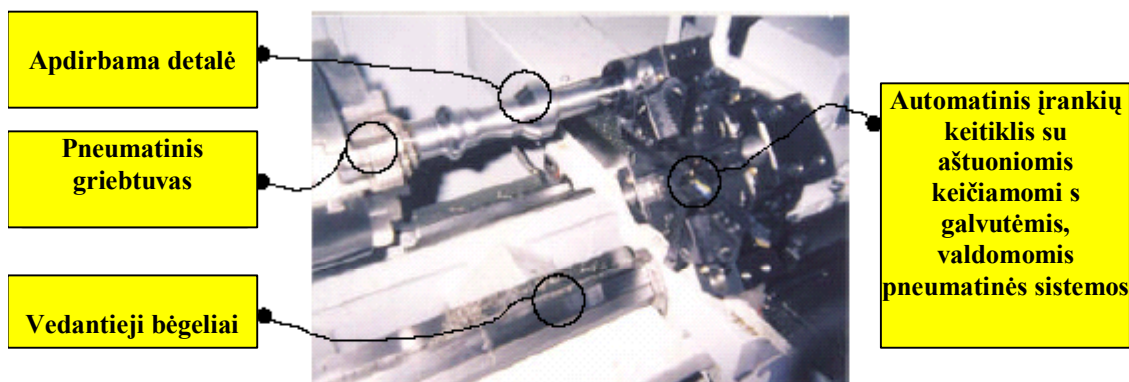
## 1.2 Praktinio taikymo pavyzdžiai

Pneumatinės sistemos naudojamos paprastoms, pasikartojančioms automatikos užduotims. Galimos įvairios judesio kombinacijos: sukamas – sukamas, tiesiaiegis – sukamas, tiesiaiegis – tiesiaiegis ir t.t.

Pneumatinių sistemų projektavimo paprastumas, jų patvarumas ir kompaktiškumas leidžia jas plačiai naudoti. Šios savybės pneumatines sistemas daro universaliomis, todėl jos lengvai

pritaikomos robotų gamyboje, kosmoso technologijose, automobilių mechanizmų gamyboje ir surinkime, maisto pramonėje, pakavimo pramonėje, bombų dislokavimo agregatuose ir t.t.

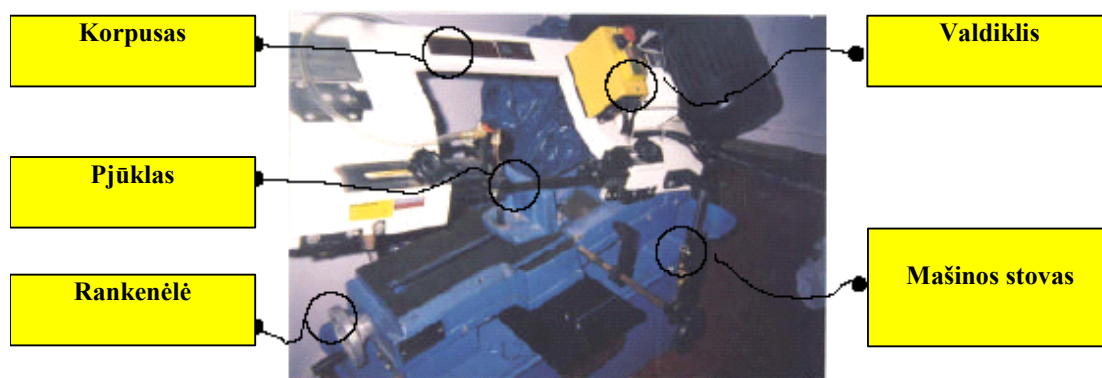
Pateikiama keletas praktinio taikymo pavyzdžių (žr. 1.4 -1.8 pav.).



1.4 pav. Pneumatinės tekinimo staklės

**Pneumatinėse tekinimo staklėse** (žr. 1.4 pav.), įrankių keitimas yra atliekamas naudojant automatinį įrankių keitiklį (ATC), kuris gali dirbti su aštuoniais skirtingais įrankiais vienu metu, be žmogaus įsikišimo. ATC palengvina mašinos programavimą. Įrankių parinkimas atliekamas su uždaro ciklo pneumatinėmis sistemomis, kurios valdomos kompiuteriu. Staklėms dalinę programą įveda operatorius, nurodydamas judėjimo kryptį ir reikiamą įrankį. Informacinis procesorius dekoduoja programos instrukciją ir sprendžia pneumatiniam valdikliui būdingas užduotis, tokias kaip reikalingo įrankio parinkimas tolesnėms operacijoms.

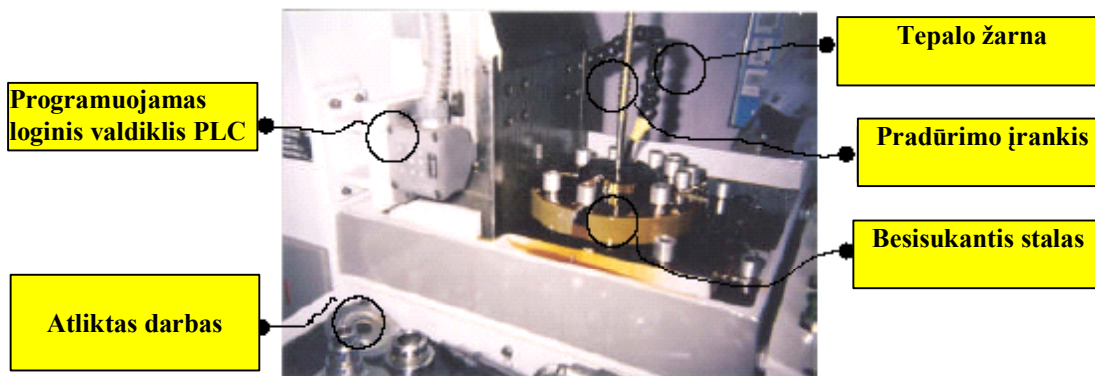
**Pneumatinis pjūklas** - tai pusiau pneumatinė sistema, valdoma atviros pneumatinės valdymo sistemos (1.5 pav.). Jis naudojamas medinių lentų, plastmasės lapų ir vamzdžių pjovimui.



1.5 pav. Pneumatinis pjūklas

Pneumatinės sistemos, kurios naudojamos rūšiavime, gręžime ir didelėse formavimo mašinose, yra valdomos su programuojamu loginiu valdikliu ar kitokiu elektriniu/elektroniniu

valdikliu (1.6 pav.). Anksčiau buvo naudojami masyvūs mechaniniai valdikliai inkorporuojantys logines grandis ir trigerius. Tokių valdiklių projektavimas buvo sudėtingas ir reikalavo didelių matematikos, mechanikos ir valdymo teorijos žinių. Elektronikos pramonė pakeitė šiuos tradicinius valdiklius patikimais PLA, PLC, mikroprocesoriais ir gudriais mikrovaldikliais.



1.6 pav. Pneumatinės staklės valdomos PLC

**Pneumatinis rūšiavimo punktas.** Pneumatinis manipulatorius (1.7 pav.), valdomas PLC, gali atlikti procesus, tokius kaip elementų padavimas į konvejerį, tiekiamų medžiagų fizinių patikrinimas, transportavimas ir t.t.



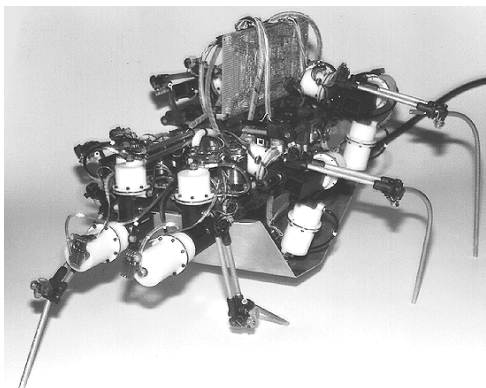
1.7 pav. Pneumatinis rūšiavimo punktas

Pneumatinis rūšiavimo punktas gauna įvairių matmenų stačiakampius ir cilindrinus gaminius. Pagrindiniai manipulatoriai atlieka jų matavimą, klasifikuodami į priimtinus ar nepriimtinus. Kiti manipulatoriai atrenka antrarūšius gaminius ir patalpina juos į brokuotų gaminių sandėlį.

**Mažas pneumatinis vaikščiojantis robotas.** Beadicija yra šešiakojis, pneumatinės energijos varomas, vaikščiojantis robotas (1.8 pav.). Pneumatinė pavarų sistema suteikia robotui lengvumo, galingumo. Jo mechaninė struktūra yra lengva, rėmas padarytas iš anglies pluošto ir aliuminio

vamzdelių. Pirminiai rezultatai parodė, kad Beadicija eina greičiau ir gali nešti didesnę svorį, lyginant su pirmaisiais mažais robotais.

Beadicija turi šešias kojas, varomas suspausto oro. Užpakalinės ir vidurinės kojos turi tris laisvės laipsnius, o kiekviena priekinė turi du laisvės laipsnius. Roboto 16 pneumatinių pavarų valdo maži skirstytuvai, kuriuos kontroliuoja mikroprocesorius. Slėgio jutikliai ir potenciometai matuoja kojos poziciją ir apkrovimą.



1.8 pav. Mažas vaikščiojantis robotas

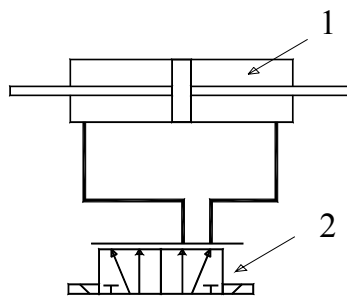
Pateikti pavyzdžiai iliustruoja keletą pneumatinių sistemų pritaikymo pramonėje galimybių.

### 1.3 Pneumatinių vykdymo sistemų tipai

Visas pneumatinės vykdymo sistemas galima suskirstyti į tris grupes:

- a) be tarpinių fiksavimo padėčių - “nuo atramos iki atramos”;
- b) švelnaus stabdymo - “soft stop”;
- c) tolydinė – “pneumatinės ašys”.

Sistema **be tarpinių fiksavimo padėčių** yra pati paprasčiausia pneumatinio cilindro valdymo sistema (1.9 pav.). Stūmoklis gali užimti tik dvi kraštines padėtis. Jis negali turėti jokių tarpinių padėčių.



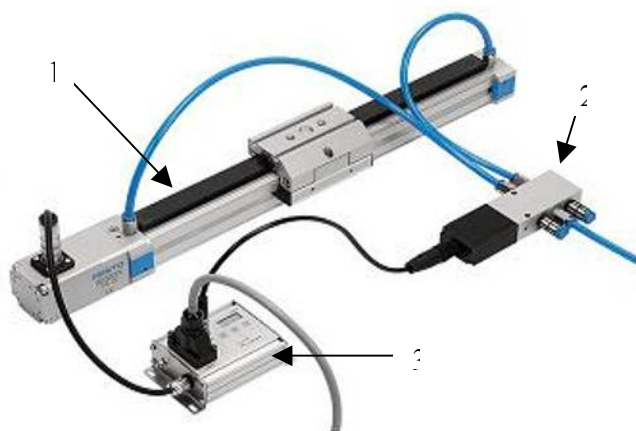
1.9 pav. Pneumatinė vykdymo sistema be tarpinių fiksavimo padėčių: 1 – pneumatinis cilindras;  
2 -skirstytuvas

Su **“Soft stop” sistema** (1.10 pav.) galima 30% padidinti pneumatinių pavarų judėjimo greitį ir sumažinti vibracijas.

Sistema susideda iš pneumatinės pavaros, poslinkio matavimo įrenginio ir proporcinio skirstytuvo. Visi elementai prijungti prie elektroninio galinės padėties valdiklio, pavyzdžiui, prie SPC 10 ar prie naujojo SPC 11.

Valdiklyje būna iš anksto sudaryta programa optimaliam įrenginio darbui. Vartotojui, pradėdant dirbti su “Soft stop” sistema, pakanka mygtukų pagalba įvesti apkrovos masę, įrenginio padėtį (vertikali ar horizontali) ir cilindro parametrus. Savemokančiame režime valdiklis atsimena nurodytas jam apkrovos pernešimo taškus (dvi galinės padėties ir iki dviejų tarpinių), kuriuos paskui pakartoja nepertraukiamo darbo režime.

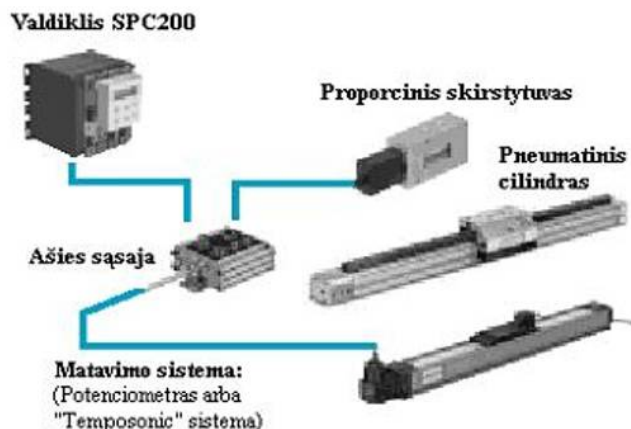
“Soft stop” sistema leidžia dirbti su tarpinėmis padėtimis keliomis pavaromis (standartinėmis, bekotėmis ar sukamomis) vienu metu. SPC 11 valdiklis leidžia judėti be vibracijų ne tik tarp dviejų fiksuotų padėčių, bet ir tarp dviejų, iš anksto laisvai pasirinktų, tarpinių padėčių. Tarpinių pozicijų tikslumo lygis yra  $\pm 0,25\%$  poslinkio matavimo įrenginio ilgio, bet ne mažiau kaip  $\pm 2$  mm. Pasukamų pavarų tarpinių pozicijų tikslumas  $\pm 2^0$



1.10 pav. Švelnaus stabdymo pneumatinė vykdymo sistema: 1 – pneumatinis cilindras su poslinkio matavimo įrenginiu; 2 – proporcinis skirstytuvus; 3 – galinės padėties valdiklis

**Proporcinė - “pneumatinių ašių” sistema** - tai pozicionavimo sistema, sudaryta naudojant bekočius pneumatinius cilindrų, su grįžtamaisiais ryšiais pagal padėtį, ir programuojamus valdiklius, kuriuose užprogramuoti reguliatoriai, pasižymintys tam tikromis adaptacijos savybėmis. Vartotojų patogumui sukurti pneumatinių pozicionavimo sistemų reguliatorių derinimo paketai, leidžiantys pagal įvestus cilindro ir apkrovos parametrus bei nurodytus proceso kokybės rodiklius automatiškai suderinti reguliatorių pageidaujamam valdymo dėsniai (P,PI,PID).

Sistema, sudaryta modulinio principu, paprastai programuojama ir valdoma iš valdymo pulto. Gali veikti tiek su analoginiu, tiek su skaitmeniniu grįžtamoju ryšiu, savo įėjimo/išėjimo signalais gali būti įjungta į aukštesniojo hierarchinio lygmens valdymo kontūrą. Programuojant, galima suformuoti pageidaujamą proceso seką, nurodant išibėgėjimo ir stabdymo pagreičius, judėjimo greičius, reikiamas padėtis, bei pauzių intervalus.



1.11 pav. Tolydinė –“pneumatinės ašies” pneumatine vykdymo sistema

Vienkoordinatė pneumatine pozicionavimo sistema pateikta 1.11 paveiksle. Valdiklis, su pneumatine cilindru valdančiu skirstytuvu ir padėties matavimo įtaisu, jungiamas per specialią ašies sąsają, per kurią apie cilindro padėtį tiekiami valdymo informacija skirstytuvui ir gaunama grįžtamojo ryšio informacija iš padėties matuoklio. Dviejų koordinačių matavimo sistemoje naudojamos dvi tokios sąsajos: kiekvienai ašiai po vieną. Antros ašies sąsaja jungiama nuosekliai per pirmąją sąsają. Papildomiems sistemos įtaisams (griebtuvams, manipuliaciniams cilindrų) valdyti naudojami papildomi loginiai įėjimo/išėjimo moduliai, kurie jungiami prie antrosios (paskutiniosios) sąsajos. Pasitelkus subvaldiklį, galima sukurti trijų ar net keturių ašių valdymo sistemas. Sistemos galimybes lemia panaudotų komponentų ribiniai parametrai:

1. poslinkio matuokliai:

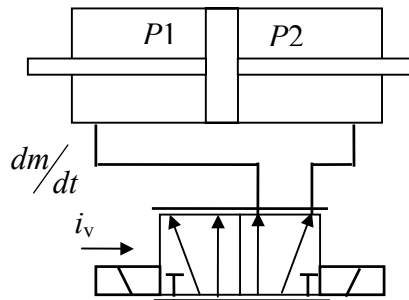
- potenciometrinis matuoklis – 225 –2000 mm eiga, analoginis signalas;
- “Temposonics” poslinkio matuoklis – 225-2000 mm eiga, skaitmeninis signalas;

2. 5/3 proporcinis skirstytuvas (MPYE-5); valdymo signalas 0-10V; debitas – 100-2000 l/min;



## 2. PNEUMATINIŲ CILINDRŲ, KAIP VYKDYMO ĮTAISŲ, MODELIAI

Nagrinėjant dinامينius procesus, vykstančius pneumatiniuose cilindruose (2.1 pav.), reikia žinoti kaip kinta dujų debitas, slėgis, temperatūra ir tūris cilindro darbo kamerose.



2.1 pav. Pneumatinis cilindras ir jį valdantis skirstytuvas

Kai skirstytuvo angos uždarytos, cilindro darbo kamerose slėgis yra vienodas  $P_1 = P_2$ .

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 0; \quad (2.1)$$

$$F_S = \Delta P \cdot S = 0; \quad (2.2)$$

čia

$S$  - stūmoklio paviršiaus darbinis plotas,  $m^2$ ;

$F_S$  – veikianti jėga,  $N$ ;

$P_1, P_2$  – cilindro kamerų slėgiai,  $Pa$ .

Abejoms kameroms galima užrašyti idealių dujų būvio lygtis:

$$\begin{aligned} P_1 V_1 &= m_1 \gamma R T \\ P_2 V_2 &= m_2 \gamma R T \end{aligned} \quad (2.3)$$

čia

$T$  – temperatūra,  $K$  ( $T = C^0 + 273,15$ );

$V_1, V_2$  – cilindro kamerų tūriai,  $l$ ;

$m_1, m_2$  – dujų, esančių tūryje  $V_1, V_2$ , masės,  $kg$ ;

$R$  - universalioji dujų konstanta  $R = 8,31 \frac{J}{mol \cdot ^0 K}$ ;

$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$  -adiabatės rodiklis, orui lygi  $\gamma = 1,4$ .

Vienas iš pirmųjų pneumatinės sistemos tyrinėtojų buvo Burows (1968) [1]. Pasinaudojęs pirmu termodinamikos principu ir pusiausvyros jėga, pneumatinę sistemą charakterizuoja kaip:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\gamma RT}{V_1} \frac{dm_1}{dt} - \gamma P_1 \frac{dV_1}{V_1}; \quad (2.4)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\gamma RT}{V_2} \frac{dm_2}{dt} - \gamma P_2 \frac{dV_2}{V_2}; \quad (2.5)$$

$$\Delta p S - \beta_x \frac{dy}{dt} - F_{tr} - F_a = M \frac{d^2 y}{dt^2}; \quad (2.6)$$

čia

$M$ - bendra cilindro stūmoklio ir koto masė,  $kg$ ;

$F_{tr}$  -trinties jėga,  $N$ ;

$F_a$  - apkrovos jėga,  $N$ ;

$\beta$ - klampumo trinties koeficientas;

$\frac{dy}{dt}$  - stūmoklio judėjimo greitis.

Scavarda pagrindė savo lygties struktūrą, atsižvelgdama į valdymo signalą  $u$ . Jis paėmė netiesinį modelį iš Burrows ir įvedė į jį valdymo signalą [1] :

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\gamma RT}{V_1(y)} \left[ m_1(u, p_1) - \frac{p_1 A_1}{RT} \cdot \frac{dy}{dt} \right]; \quad (2.7)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\gamma RT}{V_2(y)} \left[ m_2(u, p_2) - \frac{p_2 A_2}{RT} \cdot \frac{dy}{dt} \right]; \quad (2.8)$$

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{S_1}{M} p_1 - \frac{S_2}{M} p_2 - \frac{\beta_x}{M} \cdot \frac{dy}{dt} - \frac{F_a}{M} - \frac{F}{M}; \quad (2.9)$$

čia

$A_1, A_2$ - darbinių kamerų plotai,  $m^2$ ;

$S_1, S_2$ - stūmoklio paviršiaus darbiniai plotai pirmoje ir antroje kameroje,  $m^2$ .

Šioms lygtims (2.7 -2.9) priimtos tokios sąlygos:

- tiekiamas oras yra idealus;
- vienodas slėgis ir temperatūra abejose pavaros kamerose;
- tiekiamos temperatūros ir slėgio kitimas,  $T, P$  yra neįvertintas;
- nepaisoma kinetinės energijos;
- neįvertinta skirstytuvo dinamika;
- neįvertinti oro nuostoliai;
- apkrovos jėga  $F_a$  pastovi.

Backe ir Ohligschlager (1990) [6] į Borrows lygtį įvedė šilumos perdavimą.

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\gamma}{V} \left( R \left( \frac{dm_1 T_1}{dt} - \frac{dm_2 T_2}{dt} \right) - P \frac{dV}{dt} + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{dQ}{dt} \right); \quad (2.10)$$

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{S}{M} (P_1 - P_2) - \beta_x \frac{dy}{dt} - F_a - F_v. \quad (2.11)$$

Sunkiausia nustatyti šilumos mainų intensyvumą  $\frac{dQ}{dt}$  tarp darbo kameroje esančių dujų ir supančios aplinkos.

Šilumos mainai priklauso nuo daugelio veiksnių: dujų ir supančios aplinkos parametrų (temperatūros, slėgio, tankio, molekulinės sandaros, konstrukcijos parametrų, šilumos mainų ploto, cilindro sienelių šilumos laidumo, jų storio ir t.t.), taip pat nuo dujų tekėjimo ypatumų (pavyzdžiui, nuo dujų susimaišymo intensyvumo). Nagrinėjant dinامينius procesus pneumatinėse sistemose, dažniausiai šilumos mainai įvertinami taip:

$$Q = h_T (T - T_{sien.}); \quad (2.12)$$

čia

$h_T$  – šilumos atidavimo koeficientas, kuris priklauso nuo daugelio sistemos parametrų;

$T_{sien}$  – pneumatinio cilindro sienelių temperatūra.

Jeigu šilumos mainai yra nedideli, tai apytiksliai skaičiavimams daroma prielaida, kad

$\frac{dQ}{dt} = 0$ , o temperatūra pneumatinio cilindro darbo kameroje - pastovi. Tada visas dujų debitas,

patenkantis į pneumatinio cilindro darbo kamerą, sunaudojamas slėgio kitimui ir darbo kameros tūriui užpildyti.

Pneumatinėse sistemose, kurių vamzdynų ilgiai yra dideli, būtina įvertinti dujų tūrį. Dujų tūris vamzdynuose kartais būna didesnis už dujų tūrį darbo kameroje. Vamzdynuose dujų tūrio įtaką dinaminiams procesams lemia vamzdyno varža ir droselio varža. Jeigu vamzdyno tūris daug kartų mažesnis už darbo kameros tūrį, o jo plotas daug kartų didesnis už droselio skerspjūvio plotą, galima neatsižvelgti į vamzdyno tūrį ir jo varžą. Darbo kameros tūris papildomas iš magistralės per droselį. Jeigu vamzdyno tūris daug kartų didesnis už darbo kameros tūrį ir jo varža didesnė už droselio varžą, tai droselio varžos galima neįvertinti, o vamzdyno tūrį prijungti prie darbo kameros. Norint kuo tiksliau ištirti pneumatinės sistemos dinamiką, būtina įvertinti vamzdynų tūrį, jų varžas bei jų kitimą sistemoje, vykstant dujų judėjimui. Dujų slėgis, temperatūra, judėjimo greitis keičiasi ne tik per laiką, bet ir išilgai vamzdyno. Tokiu atveju, pneumatinę sistemą reikia nagrinėti kaip išskirstytą parametrų dinaminę sistemą. Toks yra Edmond Richer ir Yildirim Hurmuzlu aprašytas modelis.

Pneumatinis cilindras, valdomas su proporciniu skirstytuvu, gali būti modeliuojamas naudojant keturias diferencialines lygtis: apkrauto stūmoklio dinamikos lygtis, dvi slėgio greičio kitimo atskirose kameroje lygtys ir skirstytuvo dinamikos lygtis [3,4]. Diferencialinė lygtis apibūdinanti apkrauto stūmoklio dinamiką yra gauta iš:

$$(M_a + M_{s,k}) \frac{d^2x}{dt^2} = P_1 S_1 - P_2 S_2 - P_a S_k - \beta \frac{dx}{dt} - F_t - F_a ; \quad (2.13)$$

čia

$M_a$  - išorinės apkrovos masė,  $kg$ ;

$M_{s,k}$  - stūmoklio ir koto bendra masė,  $kg$ ;

$x$  - stūmoklio santykinė padėtis eigos viduryje,  $m$ ;

$P_1, P_2$  - cilindro kamerų slėgiai,  $Pa$ ;

$P_a$  - absoliutinis aplinkos slėgis,  $Pa$ ;

$S_1, S_2$  - stūmoklio efektyvūs plotai,  $m^2$ ;

$S_k$  - koto plotas,  $m^2$ ;

$\beta$  - klampumo trinties koeficientas;

$F_t$  - Kolombo trinties jėga,  $N$ ;

$F_a$  - išorinė apkrovos jėga,  $N$ .

Kamerų slėgio kitimo greitis gali būti išreikštas:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{C_f \cdot R \cdot \sqrt{T}}{V_{01} + S_1 \left( \frac{L}{2} + x \right)} \cdot \left[ \alpha_{in} \cdot \phi_{ex1} \cdot A_{v1in} \cdot p_s \frac{dm_r}{dt}(p_s, p_1) - \alpha_{ex} \phi_{ex1} A_{v1ex} p_1 \frac{dm_r}{dt}(p_1, p_a) \right] - \alpha \frac{p_1 S_1}{V_{01} + S_1 \left( \frac{L}{2} + x \right)} \frac{dx}{dt} ; \quad (2.14)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{C_f \cdot R \cdot \sqrt{T}}{V_{02} + S_2 \left( \frac{L}{2} + x \right)} \cdot \left[ \alpha_{in} \cdot \phi_{ex2} \cdot A_{v2in} \cdot P_s \frac{dm_r}{dt}(p_s, p_2) - \alpha_{ex} \phi_{ex2} A_{v2ex} P_2 \frac{dm_r}{dt}(p_2, p_a) \right] - \alpha \frac{p_2 S_2}{V_{02} + S_2 \left( \frac{L}{2} + x \right)} \frac{dx}{dt}; \quad (2.15)$$

čia

$C_f$  – bedimensinis nuotėkio koeficientas;

$P_s$  - slėgis oro tiekimo rezervuare, Pa;

$V_{01}, V_{02}$  – padavimo ir išmetimo angos nenaudingas tūris, l;

$L$  - stūmoklio eiga, m;

$\alpha_{in}, \alpha_{ex}$  – šilumos perdavimo koeficientas suspaudžiant (padavimo dalis) ir išsiplečiant (išmetimo dalis);

$\phi_{in}, \phi_{ex}$  – jungiančių žarnų slopinimo koeficientai;

$A_{v2in}, A_{v2ex}$  – skirstytuvo vėlinimo plotai įėjimo ir išėjimo dalyse,  $m^2$ ;

$m_r(p_u, p_d)$  – sumažėjusio srauto funkcija,  $p_u$  ir  $p_d$  yra prieš srove ir pasroviui esantis slėgis.

Proporcinio skirstytuvo dinamikos lygtis:

$$M_s \frac{d^2 x_s}{dt^2} = -c_s \frac{dx_s}{dt} - 2k_s x_s + K_{fc} i_c; \quad (2.16)$$

čia

$M_s$  – skirstytuvo vožtuvo masė, kg;

$x_s$  – vožtuvo nuotolis nuo centrinės (uždarytos) padėties, m;

$c_s$  – vožtuvo slopinimo koeficientas;

$k_s$  – spyruoklės konstanta;

$K_{fc}$  – ritės jėgos koeficientas;

$i_c$  – ritės srovė, A;

## Išvados

1. Literatūros analizė parodė, kad įvairių autorių sukurtiems pneumatinių vykdomo įtaisų matematiniais modeliams bendra tai, kad:
  - a) visos pneumatinių cilindrų aprašančios lygtys sudarytos remiantis idealių dujų būsenos lygčių linearizacija;
  - b) aprašytuose modeliuose cilindro ir skirstytuvo netiesiškumai paneigiami.
2. Tokie modeliai tinkami atliekant tyrimus mažų pokyčių srityje.

Šio darbo tikslas – sukurti ir ištirti pneumatinės vykdomo sistemos modelį įvertinant esminius pneumatinio skirstytuvo ir cilindro sistemos netiesiškumus.

### 3. PNEUMATINIŲ VYKDYMO SISTEMŲ MODELIŲ SUKŪRIMAS IR TYRIMAS

#### 3.1 Simetrinės pneumatinės vykdymo sistemos struktūrinis modelis

Kuriant modelį, pagrindine išėties lygtimi priimta idealių dujų būsenos lygtis. Idealioms dujoms (oras priskiriamas idealioms dujoms) galioja Avogadro dėsnis: esant vienodam slėgiui ir vienodai temperatūrai skirtingų idealiųjų dujų grammolekulės (moliai) užima vienodą tūrį, todėl slėgį kameroje galime surasti pagal šią formulę:

$$P = \frac{m \cdot R \cdot T}{\eta \cdot V}; \quad (3.1)$$

čia

$m$  – dujų tūrio masė,  $kg$ ;

$\eta$  – dujų molio masė,  $kg$ ;

$R$  – universalioji dujų konstanta  $R = 8,31 \frac{J}{mol \cdot ^\circ K}$ ;

$T$  – temperatūra,  $^\circ K$ ;

$V$  – dujų tūris,  $m^3$ .

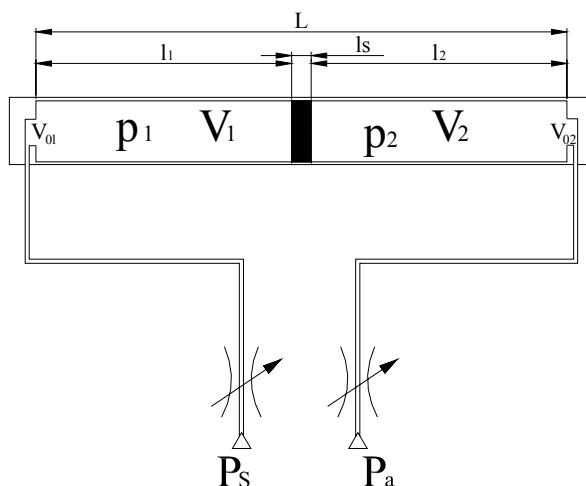
Temperatūra  $T$ , dujų molio masė  $\eta$  bei universalioji dujų konstanta  $R$  yra pastovūs dydžiai, todėl judant stūmokliui, slėgį cilindro kameroje apibrėžia du nuolat kintantys parametrai - dujų masė kameroje (molių kiekis) ir kameros tūris.

Supaprastinta pneumatinės vykdymo sistemos su simetriniu cilindru ir proporcinium skirstytuvu, atliekančiu droseliuojančio įtaiso funkcijas, schema pateikta 3.1 paveiksle.

Dinaminis procesas sistemoje lemia šie parametrai: pneumatinės linijos slėgis  $p_s$ , cilindro pirmosios darbinės kameros slėgis  $p_1$ , antrosios darbinės kameros slėgis  $p_2$ , atmosferinis slėgis  $p_a$ , stūmoklio startine padėtimi apibrėžti cilindro darbo kamerų tūriai  $V_1$  ir  $V_2$ , pasipriešinimo jėga  $F_{tr}$ , cilindre nesandarumų sukelti oro nuostoliai bei droseliuojančio įtaiso atidarymo laipsnis.

Įjungus skirstytuvą (pradarius droselius), pažeidžiama statinė pusiausvyra ( $p_1 = p_2$ ), nes esant sąlygai  $p_s > p_1$ , suslėgtas oras iš darbo linijos bus tiekiamas į pirmąją darbo kamerą, o esant slėgiui  $p_2 > p_a$ , oras iš antrosios darbo kameros pasišalins į atmosferą.

Susidaręs slėgių skirtumas  $\Delta p = p_1 - p_2$ , sukuria jėgą, kuriai viršijus pasipriešinimą, stūmoklis ima judėti, keičiasi darbo kamerų tūriai, papildomai įtakojantys slėgių darbo kameroje kaitą.



3.1 pav. Pneumatinės vykdyimo sistemos su simetriniu cilindru schema:  $L$ -stūmoklio eiga;  $p_1, p_2$  - atitinkamos cilindro kameros slėgis;  $V_{01}, V_{02}$  - minimalus pirmos ir antros kameros tūris;  $l_s$  - stūmoklio ilgis;  $l_1, l_2$  - stūmoklio padėtis

Kuriant pneumatinės vykdyimo sistemos struktūrinį modelį, dujų masės debito priklausomybė nuo droseliuojančio įtaiso parametrų ir slėgių santykio jo išėjime ir įėjime nustatyta remiantis lygtimi [2]:

$$\frac{dm}{dt} = C_q \cdot C_m \cdot A_d \cdot \frac{p_{in}}{\sqrt{T}}; \quad (3.2)$$

čia

$C_q$  – koeficientas, priklausantis nuo droselio įėjimo slėgio  $p_{in}$  ir droselio išėjimo slėgio  $p_{iš}$  santykio bei nuo droselio tipo; neturint konkrečių duomenų galima priimti koeficientą

$C_q=0,7$ ;

$A_d$  – droselio angos skerspjūvio plotas,  $m^2$ ;

$C_m$  – debito parametras nustatomas pagal (3.3) formulę.

$$C_m = 0.1562 \sqrt{\left(\frac{p_{iš}}{p_{in}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{iš}}{p_{in}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}, \quad (3.3)$$

kai  $\frac{p_{iš}}{p_{in}} > 0,528$  – oro srauto greitis mažesnis už garso greitį;

čia

$\gamma = 1,4$  - oro šiluminių konstantų  $C_p$  ir  $C_v$  santykis.

Kai  $\frac{p_{iš}}{p_{in}} < 0,528$  – oro srauto greitis didesnis už garso greitį, tada galima priimti  $C_m = 0,04042$ .

Skirstytuvo schema „MATLAB“ modeliavimo programoje pateikta 1 priede.

Lygtys papildomos cilindro stūmoklio mechaninėmis judesio lygtimis[5]:

$$F_c = \Delta p S; \quad (3.4)$$

$$v_s = \frac{1}{m} \int (F_c - F_{tr}) dt \quad (3.5)$$

$$l = \int v_c dt \quad (3.6)$$

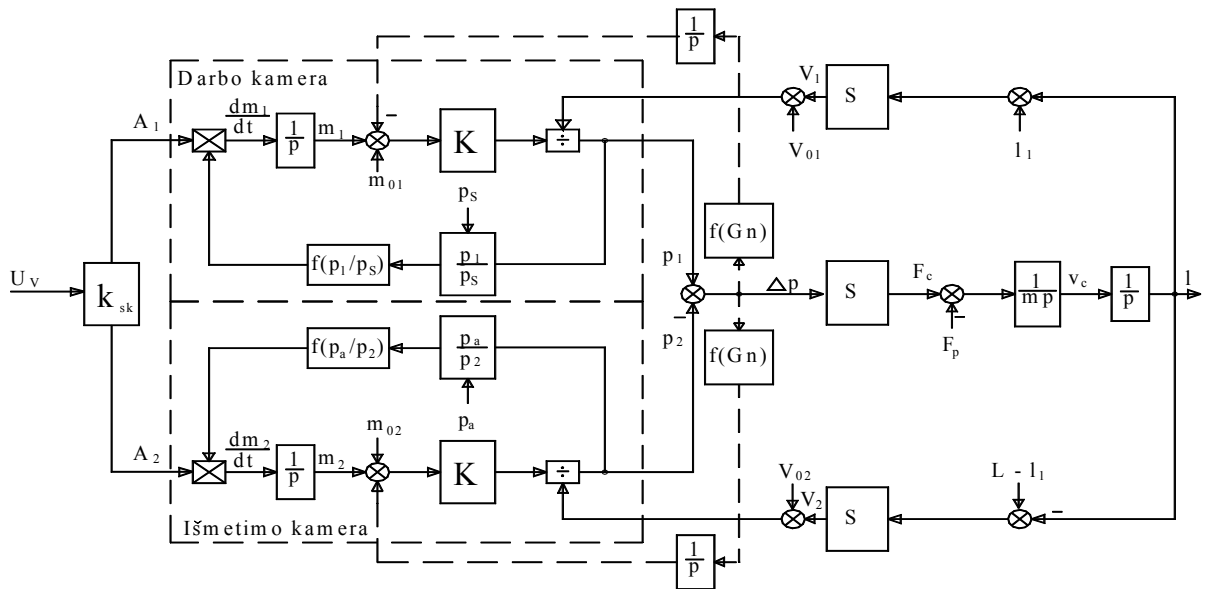
čia

$F_c$  - cilindro kuriama jėga,  $N$ ;

$v_s$  - stūmoklio greitis,  $m/s$ ;

$l$  – stūmoklio padėtis,  $m$ ;

$F_{tr}$  – trinties jėga,  $N$ .



3.2 pav. Elektropneumatinės vykdyimo sistemos struktūrinis modelis

Sudarytas struktūrinis pneumatinės sistemos modelis, pateiktas 3.2 paveiksle, o jo schema „MATLAB“ programoje 2 priede. Šiame modelyje galima išskirti tris tarpusavyje susietus kontūrus: oro tiekimo į darbo kamerą kontūrą, oro pašalinimo iš išmetimo kameros kontūrą ir



pneumo-mechaninio energijos keitimo kontūrą. Šių kontūrų tarpusavio sąveiką lemia konkretaus proceso pradinės sąlygos – pradinis kamerų tūris (stūmoklio padėtis), pradinis slėgis kamerose (sąlygoja dujų kiekiai  $m_{01}$  ir  $m_{20}$ ) bei masės nuotėkis pro tarpelį tarp cilindro kamerų.

Didelę įtaką stūmoklio judėjimo greičio stabilumui daro oro nuotėkis pro cilindro kameros sieneses. Oro nuostolius galima įvertinti papildomu neigiamu grįžtamu ryšiu pagal slėgio skirtumą  $\Delta p$ , struktūroje pavaizduotu punktyrine linija (žr. 3.2 pav.). Nuostolių funkcija nustatyta remiantis priklausomybe [7] :

$$G_n = \frac{1}{24} \cdot \frac{d^3}{l} \cdot \frac{p_1^2 - p_2^2}{\mu RT} \cdot P \quad (3.7)$$

čia

$d$  - tarpelio tarp kamerų aukštis,  $m$ ;

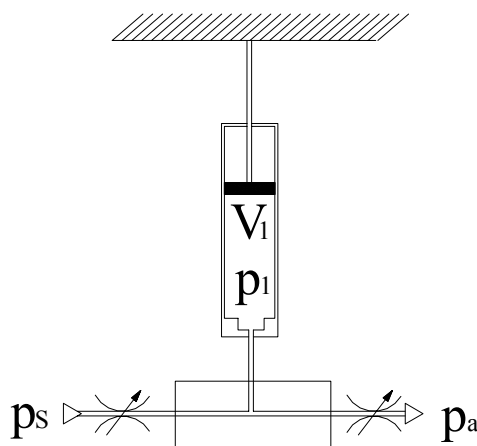
$l$  - tarpelio ilgis,  $m$ ;

$P = 2\pi R_C$  – perimetras,  $m$ .

Oro nuostolius įvertinanti schema „MATLAB“ modeliavimo programoje pateikta 4 priede.

### 3.2 Sustabdyto pneumatinio cilindro tyrimas

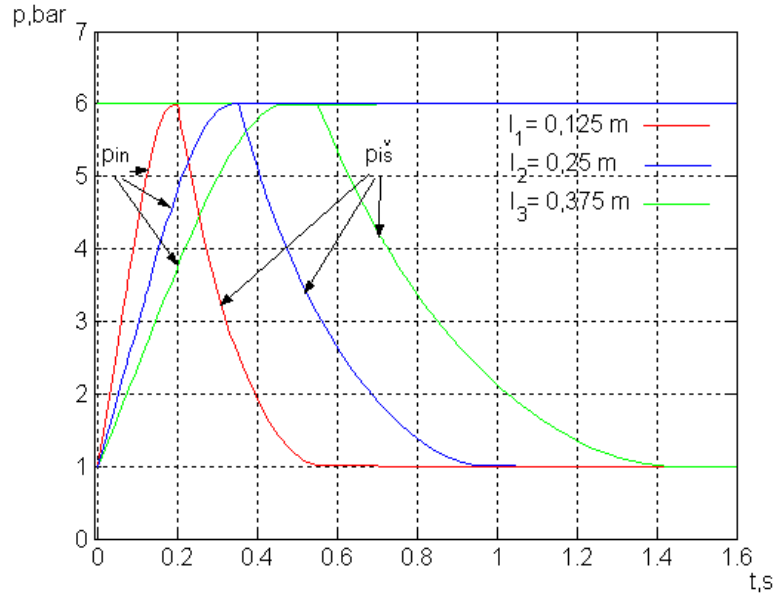
Viena iš pneumatinės vykdomo sistemos vykdomų funkcijų – jėgos generavimas, esant sustabdytam stūmokliui (žr. 3.3 pav.). Tuomet darbo kamerų tūriai nekinta ir cilindro modelis tampa tiesiniu.



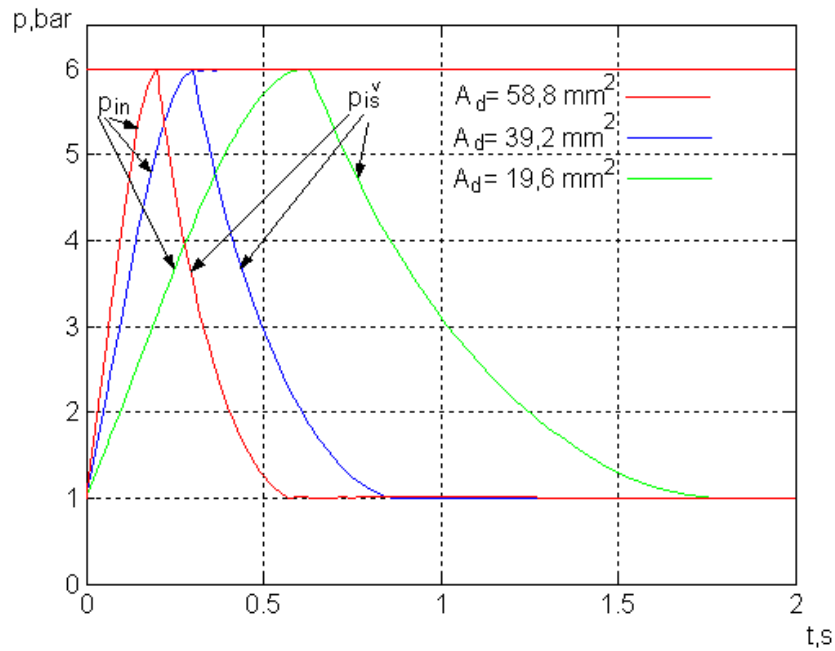
3.3 pav. Sustabdyto cilindro modeliavimo schema

Sistemai, pagal sudarytąjį struktūrinį modelį, modeliuoti pasitelkta matematinio modeliavimo programa „MATLAB“. Modeliavimo duomenys: skirstytuvo angos diametras

$A_d = 0,000019625m^2$ , cilindro darbo kameros tūris  $V_1=V_2=0,0565l$ , minimalus kameros tūris  $V_{01}=V_{02}=0,005l$  aplinkos temperatūra pastovi ir lygi  $T=20\text{ }^{\circ}C$ , universalioji dujų konstanta  $R = 0,08206\text{ atm/mol K}$ , sisteminis slėgis  $p_s=6bar$  ir atmosferinis slėgis  $p_a=1bar$ , stūmoklio masė  $m_{st}=0,2kg$ , trinties jėga  $F_w=5N$ , stūmoklio eiga  $L=0,5m$ , cilindro spindulys  $R_c=0,006m$ . Tarpelio ilgis –  $l = 0,01m$ , tarpelio tarp kamerų aukštis  $d = 65\mu m$ , dinaminė oro klampa  $\mu = 1,82\cdot 10^{-5}\text{ Pa}\cdot s$ .



3.4 pav. Slėgių kitimas tiriamo cilindro kameroje, kai stūmoklis sustabdytas trijose skirtingose padėtyse



3.5 pav. Slėgių kitimas tiriamo cilindro kameroje, kai stūmoklis yra sustabdytas prie skirtingų skirstytuvo angos diametrų

Kaip matyti iš gautųjų kreivių (3.4 pav.), didinant cilindro darbo kameros tūrį, slėgio kitimas sparčiai lėtėja, tai yra, kuo didesnis tūris, tuo lėčiau pradinis kameros slėgis  $p_1$  susilygina su sisteminiu  $p_s$  arba atmosferiniu  $p_a$  slėgiu, be to, dėl oro masės debito priklausomybės nuo droselio įėjimo ir išėjimo slėgių santykio, gautose charakteristikose matyti, kad cilindro darbo kameros užpildymo/išleidimo procesai vyksta skirtingai.

Analogišką kreivių šeimą galima gauti keičiant droselio angos skerspjūvio plotą (3.5 pav.). Per mažesnio skersmens droselio angą slėgis kameroje užsipildo ir iš jos išleidžiamas lėčiau.

### Išvada

Iš atliktų tyrimų matyti, kad sustabdyto pneumatinio cilindro dinaminės charakteristikos priklauso nuo stūmoklio pradinės padėties ir skirstytuvo tiekiamo/išleidžiamo oro masės debito.

### 3.3 Pneumatinės vykdymo sistemos dinaminio modelio tyrimas

Modeliuojant pneumatines vykdymo sistemos dinamiką pagal pateiktą struktūrinį modelį, išlaisvinus pneumatinio cilindro stūmoklį, reikia įvertinti papildomus apribojimus mechaninei sistemos daliai. Esant ribotai stūmoklio eigai ( $l_0 \leq l \leq L$ ), galioja tokios ribinės sąlygos:

$$v_s = 0 \text{ ir } \frac{dv}{dt} = 0;$$

$$\text{kai } l = l_0 \text{ ir } p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_{tr} < 0, \text{ arba kai, } l = L \text{ ir } p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_{tr} > 0.$$

Modeliuojant atlikti tokie pneumatines vykdymo sistemos tyrimai:

1. abejose pneumatinio cilindro kameroje pradinis slėgis yra vienodas (*1, 3 ir 6 barai*), o stūmoklis yra vidurinėje cilindro padėtyje. Modeliavimo kreivės pateiktos 3.6 – 3.8 paveiksluose.

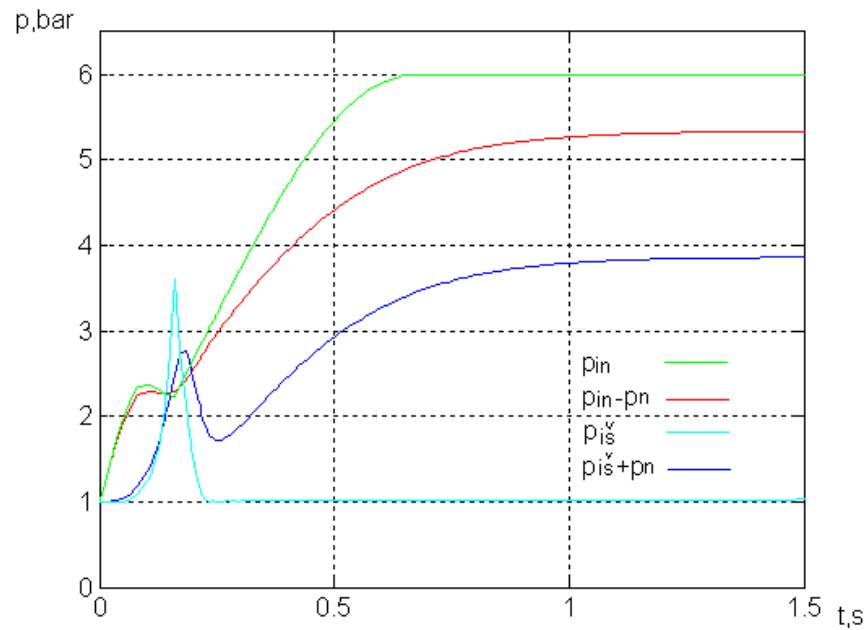
2. pneumatinio cilindro abejose kameroje pradinis slėgis *6 barai*, o startinė stūmoklio padėtis kinta (*0,125, 0,25, 0,375 m* atstumu nuo kraštinės cilindro padėties). Modeliavimo kreivės pateiktos 3.9 - 3.11 paveiksluose.

3. pneumatinio cilindro pirmoje kameroje pradinis slėgis - *1 baras*, o antroje kameroje - *6 barai* ir stūmoklis juda nuo atramos iki atramos. Modeliavimo kreivė pateikta 3.12 paveiksle.

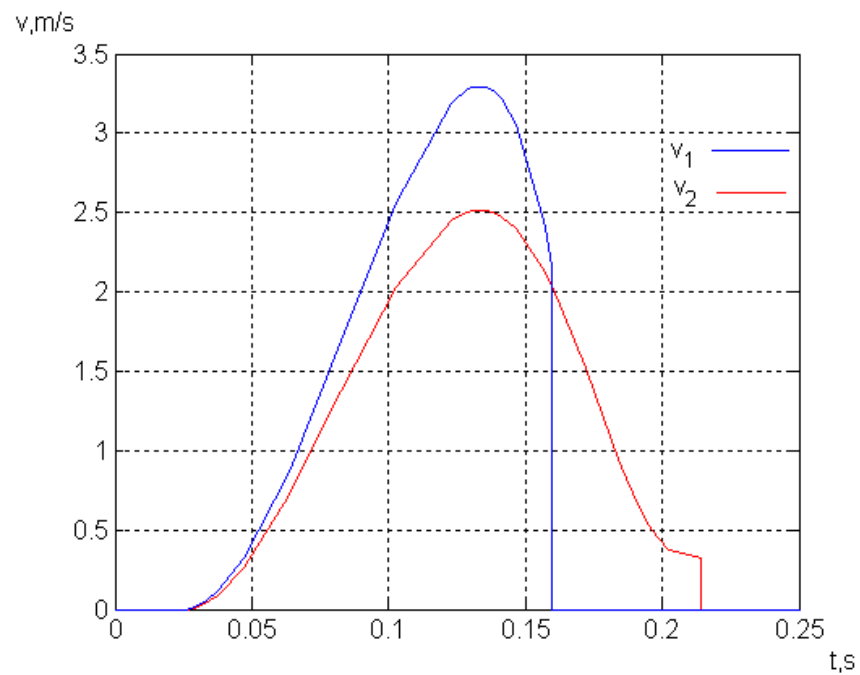
Modeliavimas atliktas idealizuotam cilindru ir įvertinant oro nuostolius.

Iš gautų kreivių (3.6 paveikslas  $p_{in}, p_{is}, vI$ ) matyti, kad slėgis pirmoje darbo kameroje staigiai šokteli ir priverčia stūmoklį judėti dideliu greičiu, tačiau stūmokliui paslinkus, šis slėgis krinta, nes didėja darbo kameros tūris ir sistema nespėja paduoti pakankamo oro masės kiekio. Išmetimo kameroje tūris mažėja ir kadangi oras nespėja ištekėti, slėgis šioje kameroje sparčiai auga

(3.6 a pav.), o susidaręs slėgis stabdo stūmoklį (3.6 b pav.). Tokie staigūs slėgio pokyčiai pirmoje ir antroje pneumatinio cilindro kameroje iššaukia greičio švytavimus.

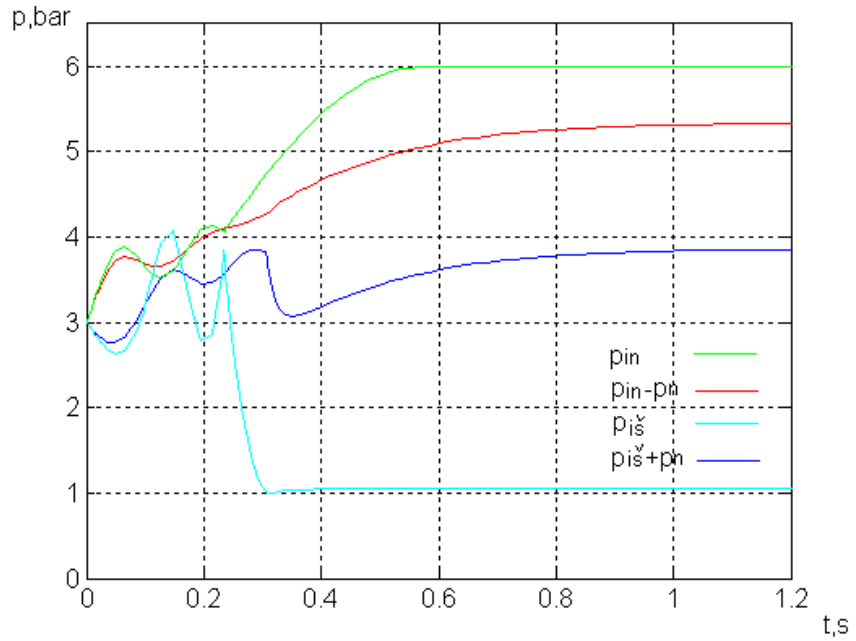


a)

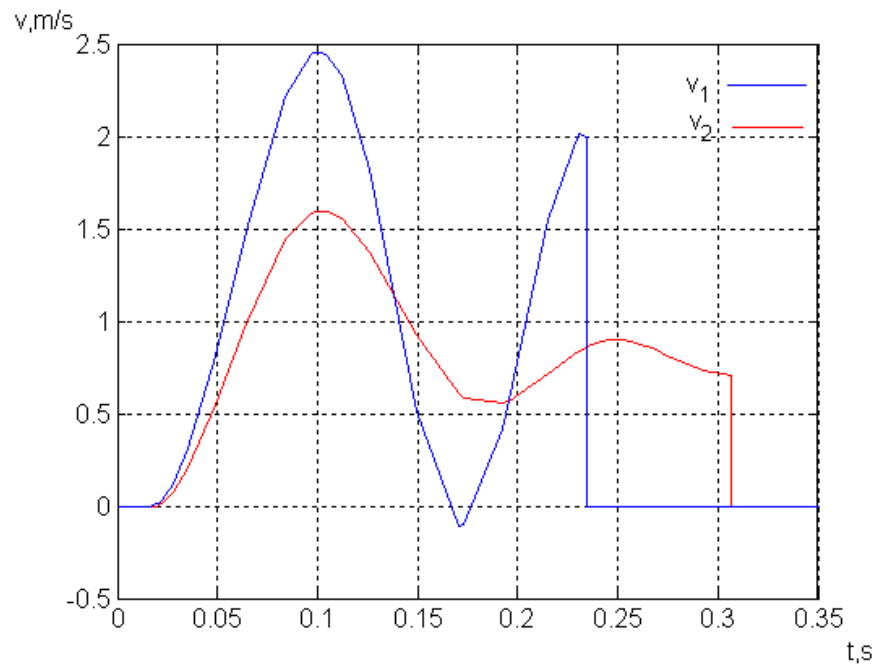


b)

3.6 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{is}$  slėgio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio  $v$  (paveikslas b) pokytis, kai cilindro pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis 1 baras



a)

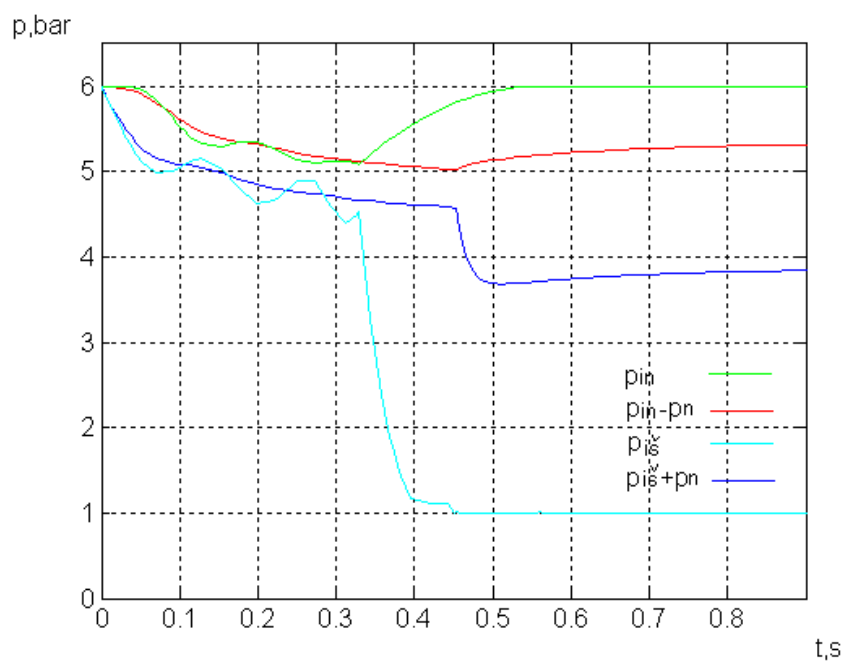


b)

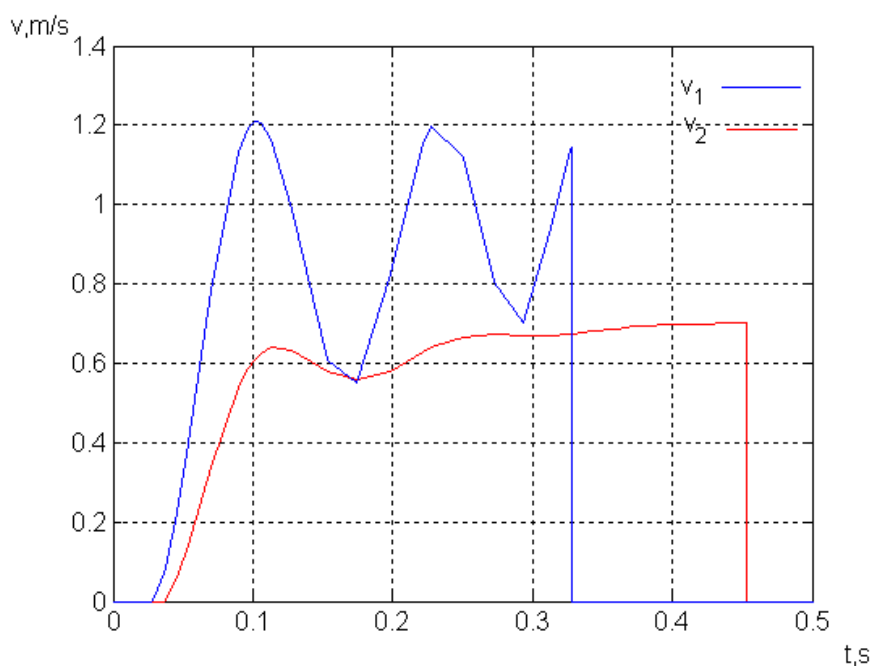
3.7 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{is}$  slėgio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio  $v$  (paveikslas b) pokytis, kai cilindro pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis 3 barai

Padidinus pradinius slėgius cilindro kameroje (3.7 pav.), matyti, kad pradiniai slėgio šuoliai darbo kameroje sumažėja, o stūmoklio judėjimo greitis pasidaro stabilesnis.

Realiuose pneumatiniuose cilindruose, dėl egzistuojančio oro prasiskverbimo tarp cilindro kamerų, susidaro oro nuostoliai ir cilindro švytavimas sumažėja. Dirbtinai padidinus šiuos



a)

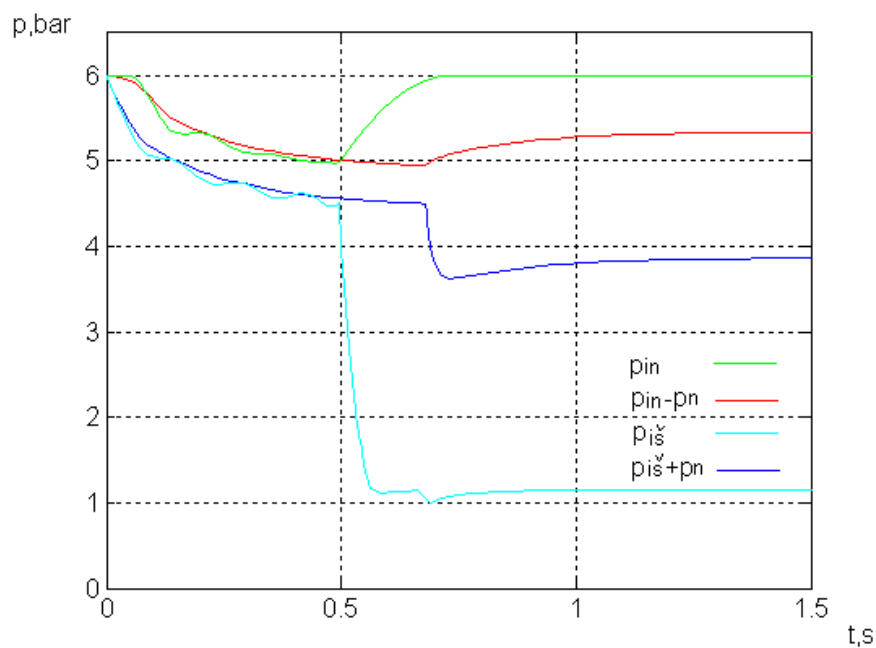


b)

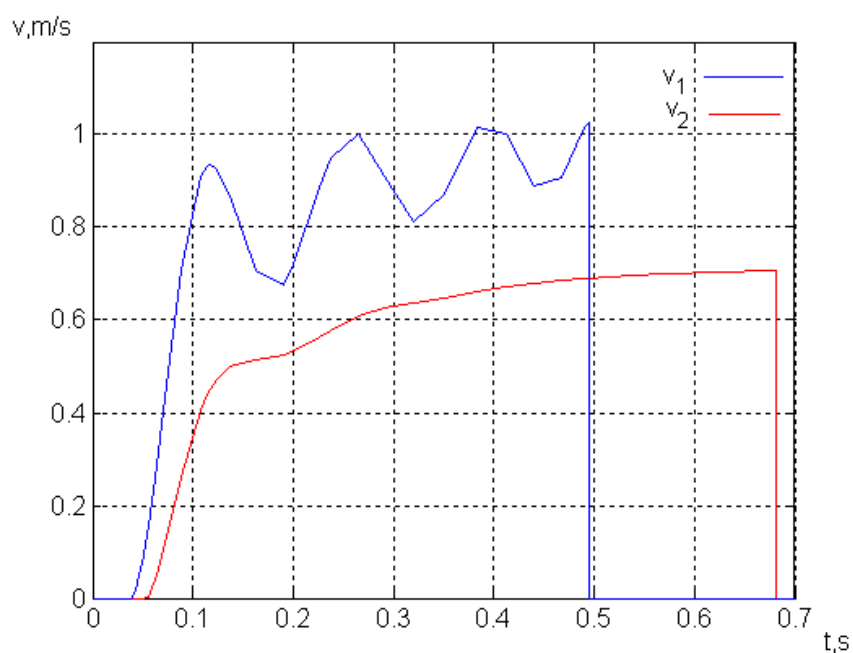
3.8 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{is}$  slėgio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio (paveikslas b) pokytis, kai cilindro pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis 6 barai

nuostolius, galima pasiekti reikiamą slopinimą. 3.6-3.8 paveiksle gautos kreivės ( $p_{in} - p_n$ ,  $p_{is} + p_n$  ir  $v_2$ ), kai į elektropneumatinės vykdomo sistemos struktūrinį modelį įjungiamas oro nuotėkis pro stūmoklio sienelės (3.2 pav. punktyrine linija pažymėtas kontūras). Išryškėja švytavimų slopinimo

efektas. Pereinamieji procesai tampa stabilesni ir ilgesni. Stūmokliui pasiekus galinę padėtį, po tam tikro laiko pirmos ir antros kamerų slėgiai susilygina.

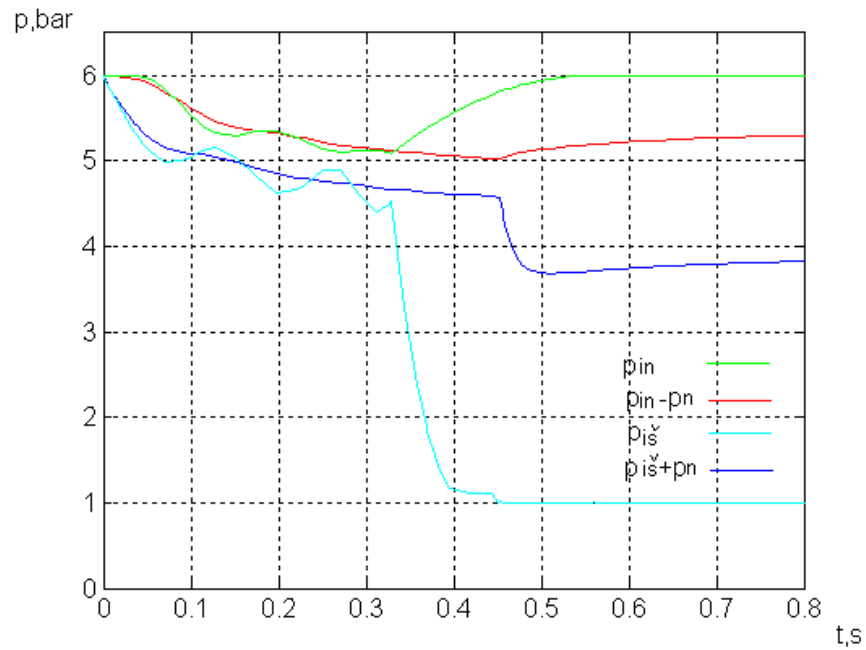


a)

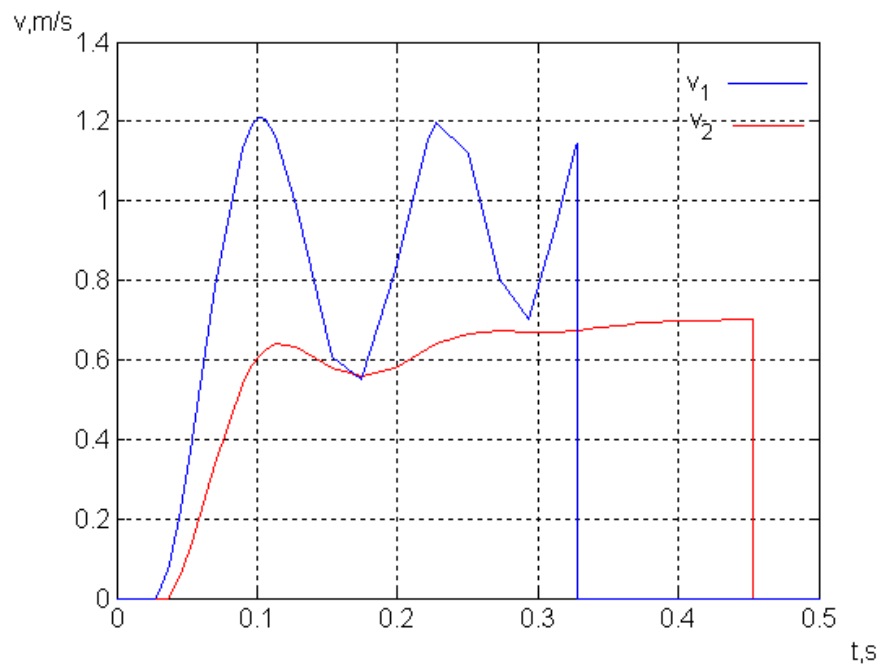


b)

3.9 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{is}$  slėgio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio (paveikslas b) pokytis, kai cilindro pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis 6 barai ir stūmoklis yra 0.125 m atstumu nuo kraštinė cilindro padėties



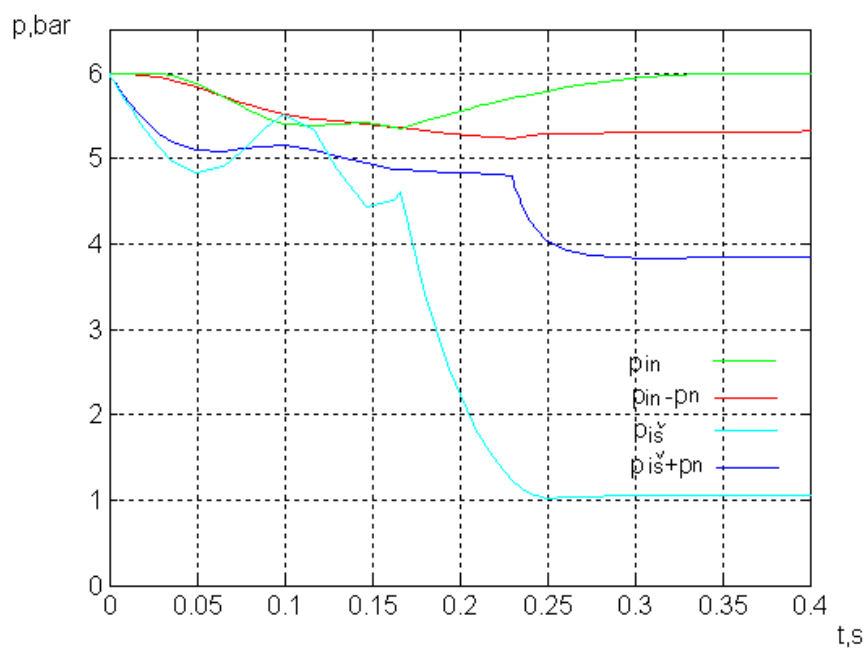
a)



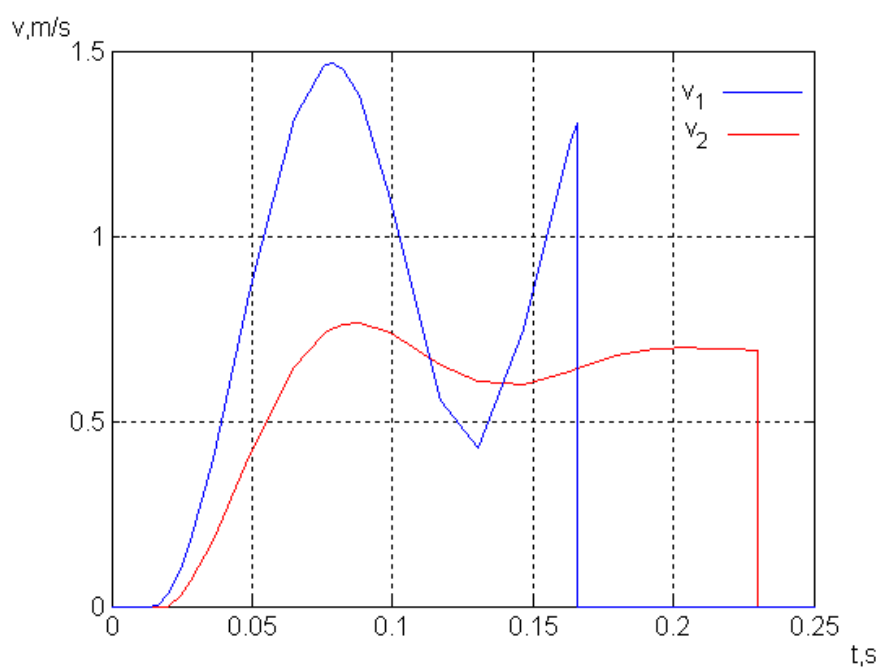
b)

3.10 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{isk}$  slėgio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio (paveikslas b) pokytis, kai cilindro pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis 6 *barai* ir stūmoklis yra 0.25 m atstumu nuo kraštinė cilindro padėties





a)



b)

3.11 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{is}$  slėgio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio (paveikslas b) pokytis, kai cilindro pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis  $6 \text{ barai}$  ir stūmoklis yra  $0.375 \text{ m}$  atstumu nuo kraštinės cilindro padėties

3.9 – 3.11 paveiksluose pateiktos slėgio ir greičio pokyčio kreivės, esant tam pačiam pradiniam slėgiui (6 barai) abiejose cilindro kameroje, prie skirtingų stūmoklio pradinių padėčių, tai yra, kai stūmoklis yra  $0,125$ ,  $0,25$ ,  $0,375 \text{ m}$  atstumu nuo kairės kraštinės cilindro sienelės. Iš gautų

kreivių matyti, kad pneumatinės vykdyimo sistemos dinaminės charakteristikos priklauso nuo stūmoklio startinės padėties. Didesnis pradinis kameros tūris  $V_1$  (tolimesnė stūmoklio pradinė padėtis) sukelia švytavimus pneumatinėje sistemoje. Su įvertintais oro nuostoliais matyti 3.9-3.11 ( $p_{in}-p_n$ ,  $p_{is}+p_n$  ir  $v_2$  kreivės), kad švytavimai slopsta.

Geriausias rezultatas (mažiausi švytavimai) gaunamas (3.12 pav.), kai stūmoklis juda nuo atramos iki atramos, esant pradiniam pirmos kameros slėgiui, lygiam  $1 \text{ barui}$ , o antrosios kameros -  $6 \text{ barams}$ .

Pneumatinio cilindro darbe galima išskirti tris fazes:

I fazė – paruošiamasis periodas, kai slėgis  $p_1$  darbo kameroje kyla, slėgis  $p_2$  antroje kameroje krinta, stūmoklis nejuda.

II fazė – darbo periodas, kai darbo kameroje slėgio  $p_1$  sukuriama jėga viršija pasipriešinimo jėgas ir prasideda stūmoklio judėjimas. Kadangi stūmokliui judant didėja darbinės kameros tūris, slėgis  $p_1$  mažėja, tačiau kartu mažėja ir slėgis antroje kameroje, todėl slėgio  $p_1$  užtenka, kad stūmoklis judėtų.

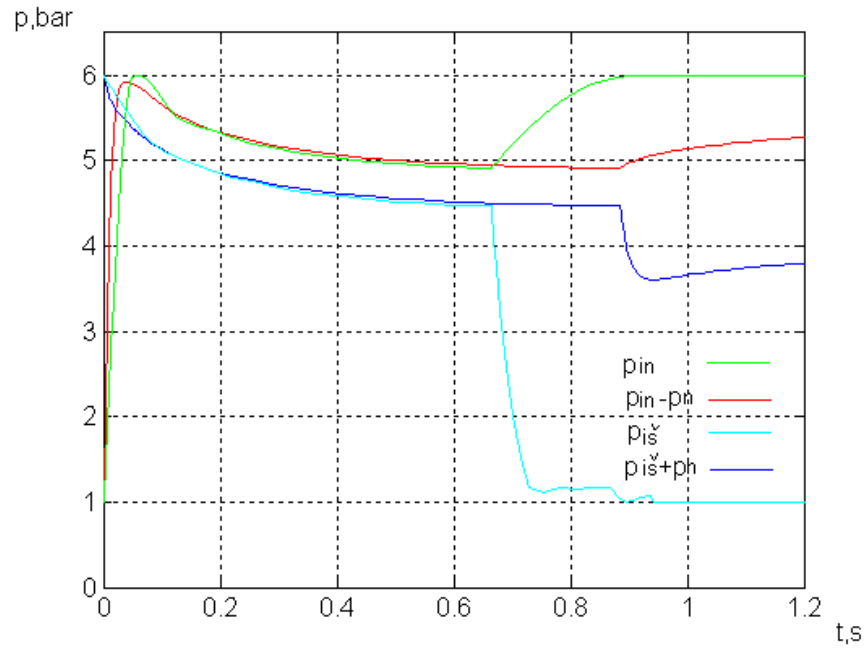
III fazė – užbaigimo periodas, kai stūmoklis pasiekia eigos ribą ir toliau nebejuda. Šioje fazėje  $p_1$  susilygina su magistraliniu slėgiu,  $p_2$  – su atmosferos slėgiu.

Kaip matyti iš gautų rezultatų, švytavimai yra mažiausi tada, kai skirstytuvas ir pneumatinis cilindras yra suderinti. Kataloguose būna pateiktos nomogramos ir jų pagalba galima pagal apkrovą ir pageidaujimą greitį pasirinkti cilindą ir jį valdantį skirstytuvą. Nomogramose būna nurodyta cilindro optimalaus darbo sritis tiek pagal jų apkrautumą, tiek pagal jų greitį.

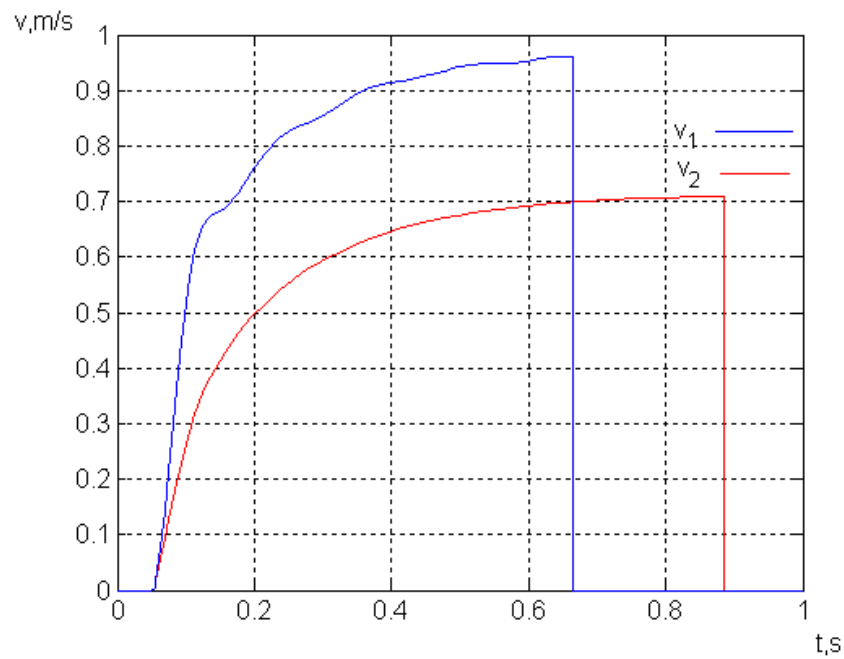
Pastaruoju metu cilindrų ir skirstytuvams parinkti yra sukurta speciali programinė įranga, supaprastinanti pačią parinkimo procedūrą.

Kad ši sistema būtų stabili, esant kitai pradinei sąlygai, reiktų parinkti kitą elektropneumatinį skirstytuvą.

Norint įsitikinti ar taip yra iš tikro, atliekamas bandymas su sumažintu skirstytuvo angos diametru, kai pirmoje ir antroje cilindro kameroje pradinis slėgis yra po  $3 \text{ barus}$  ir stūmokliui esant vidurinėje cilindro padėtyje (3.13 pav.).

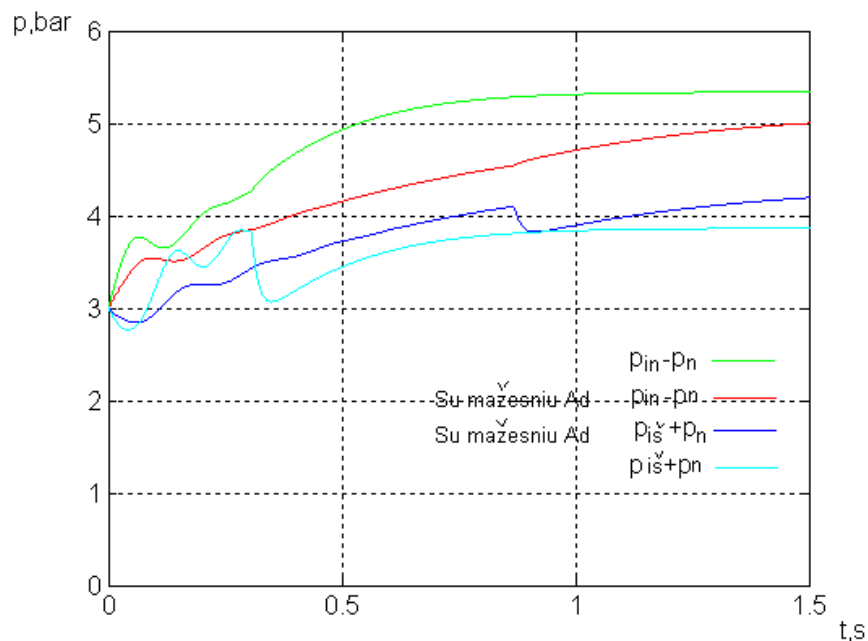


a)

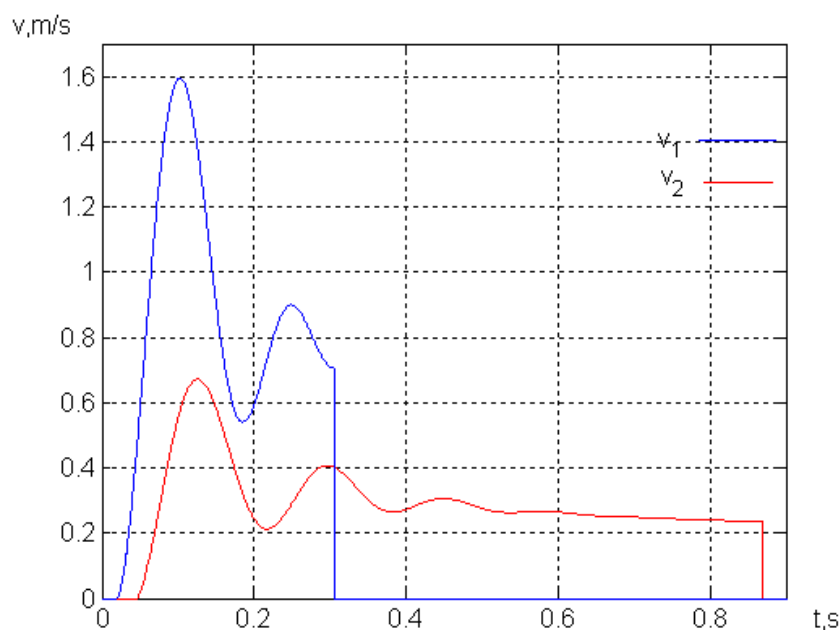


b)

3.12 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{i\check{s}}$  slėgio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio (paveikslas b) pokytis, kai cilindro pirmoje kameroje pradinis slėgis 1 baras, o antroje pradinis slėgis 6 barai ir stūmoklis juda nuo atramos iki atramos



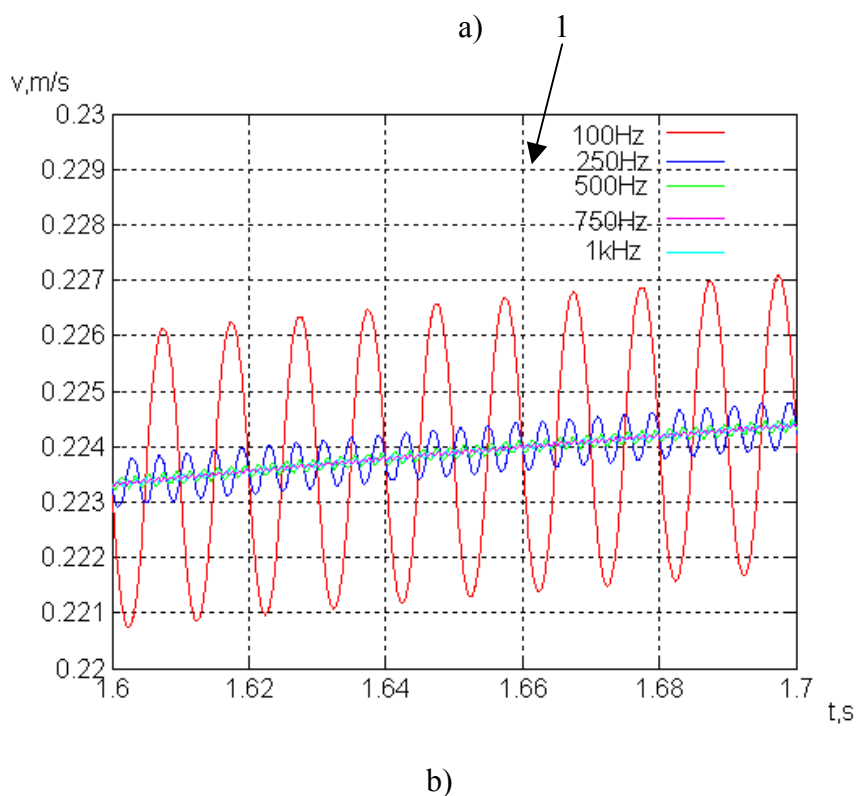
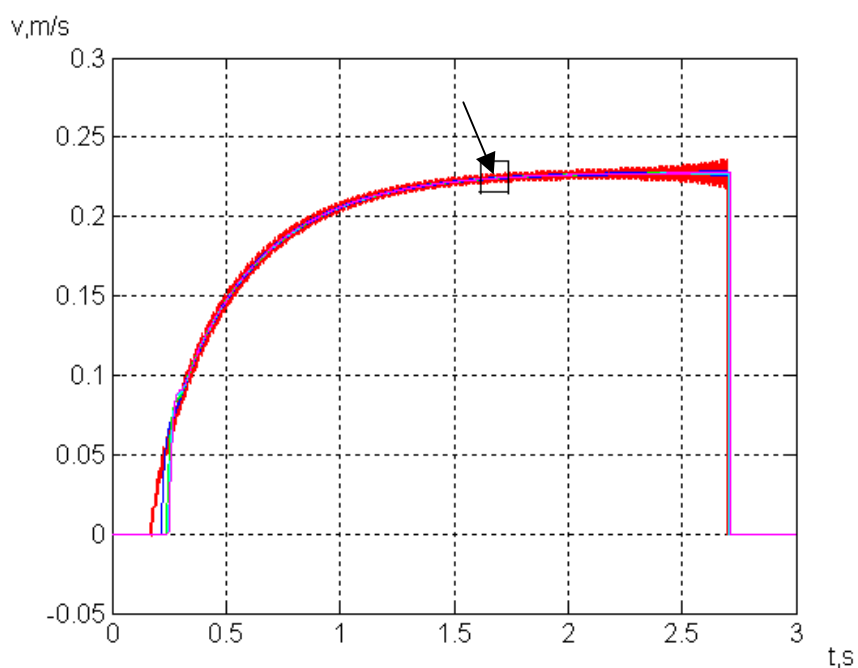
a)



b)

3.13 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{iš}$  slėgio (paveikslas a) ir stūmoklio judėjimo greičio (paveikslas b) pokytis, kai cilindro pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis 3 barai, stūmokliui esant vidurinėje cilindro padėtyje su sumažintu skirstytuvo angos diametru

Matome (3.13 pav.  $v_2$  kreivė), kad švytavimai dar labiau sumažėja. Tačiau kiekvieną kartą, pasikeitus pradinėms sąlygoms, keisti skirstytuvą yra nepatogu, todėl yra naudojami impulsiniai elektropneumatinio skirstytuvo maitinimo šaltiniai. Keičiant impulso  $t_{im}$  ir pauzės  $t_{pauz}$  laikus galima reguliuoti paduodamo oro srautą ir suderinti sistemą taip, kad švytavimai būtų minimalūs.

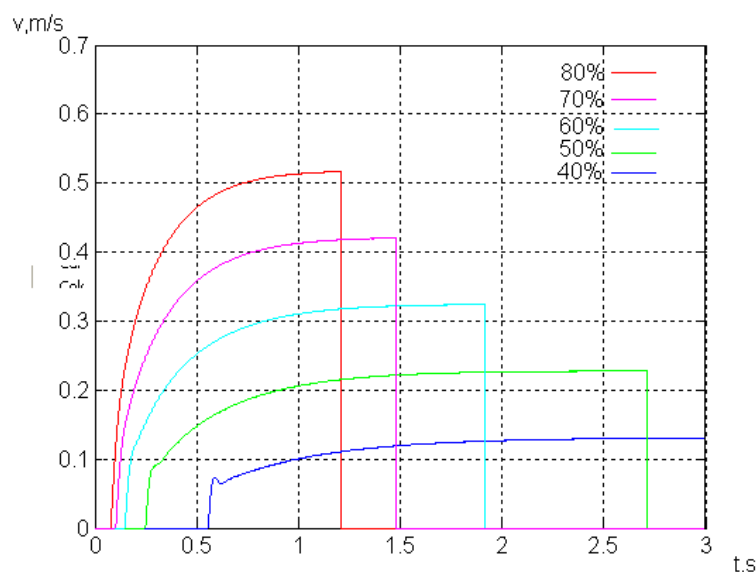


3.14 pav. Stūmoklio judėjimo greičio (a paveikslas) pokytis, kai cilindro pirmoje kameroje pradinis slėgis  $1 \text{ baras}$ , o antroje kameroje pradinis slėgis  $6 \text{ barai}$  ir stūmoklis juda nuo atramos iki atramos, keičiant valdymo signalo dažnį, bei jo padidintas vaizdas (b paveikslas)

Pneumatinės sistemos greitaiegiškumo nustatymui atliekamas tyrimas keičiant dažnį nuo  $100\text{Hz}$  iki  $1\text{kHz}$ . Modeliavimas atliekamas, kai pirmoje cilindro kameroje pradinis slėgis  $1 \text{ baras}$ , o antroje cilindro kameroje pradinis slėgis  $6 \text{ barai}$  ir stūmokliui esant pradinėje padėtyje (3.14 pav.). Taip pat priimta, kad naudojamas neineracinis skirstytuvas.

Iš gautų rezultatų matyti, kad  $1kHz$  dažnumu darbinėjant skirstytuvą, komutacijų sukelti švytavimai yra minimalūs. Norint naudoti impulsinį maitinimo šaltinį, reikalingas greitaveikis skirstytuvai, kurio minimalaus poveikio laikas turi būti mažesnis nei  $0,0005s$ .

Toliau atliekamas tyrimas keičiant impulso trukmę.



3.15 pav. Stūmoklio judėjimo greičio (paveikslas a) pokytis, kai cilindro pirmoje kameroje pradinis slėgis  $1 \text{ baras}$ , o antroje kameroje pradinis slėgis  $6 \text{ barai}$  ir stūmoklis juda nuo atramos iki atramos, keičiant valdymo impulso trukmę  $t_{im}$

Iš 3.15 paveikslo matyti, kad mažinant impulso trukmę stūmoklio judėjimo greitis krenta. Tokiu būdu galima valdyti stūmoklio judėjimo greitį ir sumažinti švytavimus.

#### Skiriaus rezultatus apibendrinančios išvados:

1. Sukurtas pneumatinės vykdymo sistemos dinamikos tyrimo modelis, kuriame įvertinti esminiai sistemos netiesiškumai, susiję su droseliuojamo oro srauto ir pneumatinio cilindro dinaminiais procesais, kintant stūmoklio padėčiai, netiesiškumui. Modelyje taip pat įvertintos ir kintamos pradinės sąlygos, tai yra pradinė stūmoklio padėtis ir pradinis cilindro kamerų slėgis bei ištirta jų įtaka pneumatinei vykdymo sistemos dinaminėms charakteristikoms.
2. Nustatyta, kad dėl cilindro nesandarumo susidarę oro nuostoliai sukuria slopinimo efektą. Švytavimai dinaminėje sistemoje tampa mažesni.
3. Švytavimus sistemoje galima sumažinti, naudojant impulsinį pneumatinio skirstytuvo valdymo būdą.
4. Ištyrus labiausiai paplitusio pneumatinių sistemų darbo režimo, pozicionuojant nuo atramos iki atramos dinamiką nustatyta, kad esant pirmosios kameros pradiniam slėgiui lygiam  $1 \text{ barui}$ , o antrosios -  $6 \text{ barams}$ , procesai sistemoje vyksta sklandžiai, be žymesnių švytavimų.

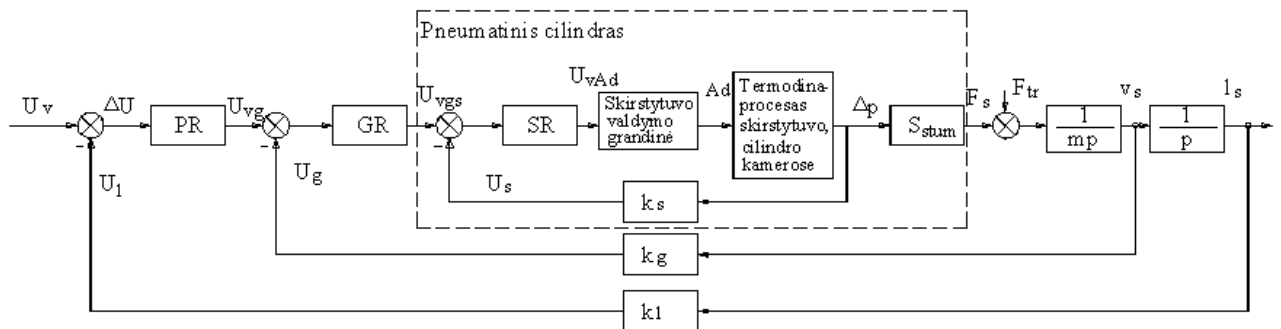
#### 4. PNEUMATINIO VYKDYMO ĮTAISO ĮTAKA AUTOMATINĖS SEKIMO SISTEMOS DINAMINĖMS SAVYBĖMS

Iš 3 skyriuje atliktų tyrimų matyti, kad pneumatinės vykdymo sistemos dinaminės charakteristikos priklauso nuo startinės cilindro stūmoklio padėties ir nuo pradinių slėgių darbo kamerose. Geriausi rezultatai gauti pozicionuojant nuo atramos iki atramos, esant pirmos kameros pradiniam slėgiui lygiam  $1 \text{ barui}$ , o antrosios -  $6 \text{ barams}$ . Tokioje sistemoje procesai vyksta sklandžiai, be žymesnių švytavimų.

Pajungus pneumatinių skirstytuvą prie impulsinio maitinimo šaltinio pastebėta, kad keičiant impulso trukmę  $t_{im}$ , galima sistemą priderinti kitoms pradinėms sąlygoms, tačiau tai yra labai nepatogu, be to reikalingas labai didelio greitaeigiškumo skirstytuvas.

Procesus galima stabilizuoti į pneumatinės vykdymo sistemos modelį įvedus reguliatorius. Tai turėtų būti hierarchinio valdymo sistema, nes joms būdinga tai, kad jose sudaroma tiek reguliavimo kontūrų ir naudojama tiek reguliatorių, kiek kintamųjų reikia reguliuoti. Kiekvieno reguliatoriaus įėjime palyginami signalai, proporcingi pageidaujamai ir tikrajai vieno kintamojo reikšmei. Taip sudaryta valdymo sistema tampa daugiakontūre (4.1 pav.).

Pneumatinio cilindro su trikontūre valdymo sistema schema „MATLAB“ modeliavimo programoje pateikta 3 priede.



4.1 pav. Funkcinė daugiakontūrė cilindro valdymo schema

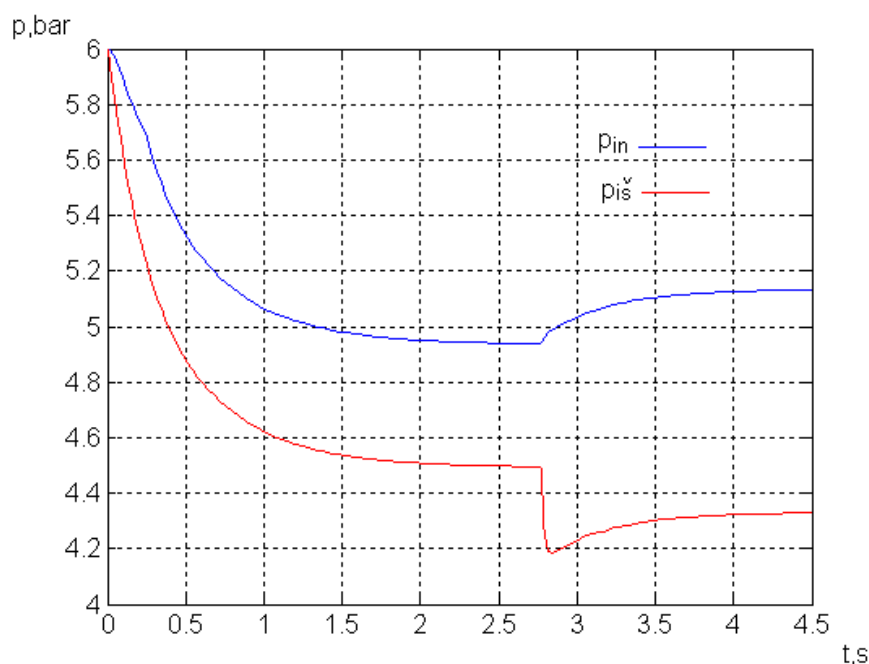
Kiekvienas vidinis reguliavimo kontūras yra pavaldus sekančiam didesniai kontūrai – jo reguliatoriui. Šioje schemoje išryškintas vidinis jėgos reguliavimo kontūras, kuriame ir pasireiškia visi su termodinaminiais dujų procesais susiję netiesiniai reiškiniai.

Pirmiausia sudaromas adaptyvus jėgos reguliavimo kontūras, susidedantis iš etaloninio modelio ir jėgos reguliatoriaus. Šiam kontūrai būtinas grįžtamasis ryšys, pagal cilindro kuriamą jėgą. Patogumo dėlei, jį galima pakeisti ryšiu, sudarytu pagal slėgių darbo kamerose skirtumą  $\Delta p$ ,

kurį galima realizuoti panaudojus du slėgio jutiklius, matuojančius slėgius darbo kamerose. Jutikliai turi būti identiški, jų perdavimo koeficientai nustatomi iš kataloginių davinių.

Modeliavimui panaudoti du Festo SDE1-D2 slėgio jutikliai, kurie matuoja slėgį nuo 0 iki 2 barų ir formuoja analoginį signalą iki 10 V [8].

Slėgio reguliatorius derinamas tam tikram pasirinktam baziniam darbo taškui (šiuo atveju, kai pradiniai darbo kamerų slėgiai lygūs 6 barams, o stūmoklis juda nuo atramos iki atramos).



4.2 pav. Įtekančio  $p_{in}$  ir ištekančio  $p_{is}$  slėgio kreivės, kai cilindro pirmoje ir antroje kamerose pradinis slėgis 6 barai ir stūmoklis juda nuo atramos iki atramos

Iš gautų slėgio kreivių (4.2 pav.) sudaromas pereinamojo proceso  $\Delta p(t)$  grafikas (4.3 pav.). Matyti (4.3 pav.) jog šį procesą galima apytikriai atvaizduoti tokia perdavimo funkcija [9]:

$$H_{cil}^*(p) = \frac{k_{cil}^*}{T_{cil}^* p + 1}. \quad (4.1)$$

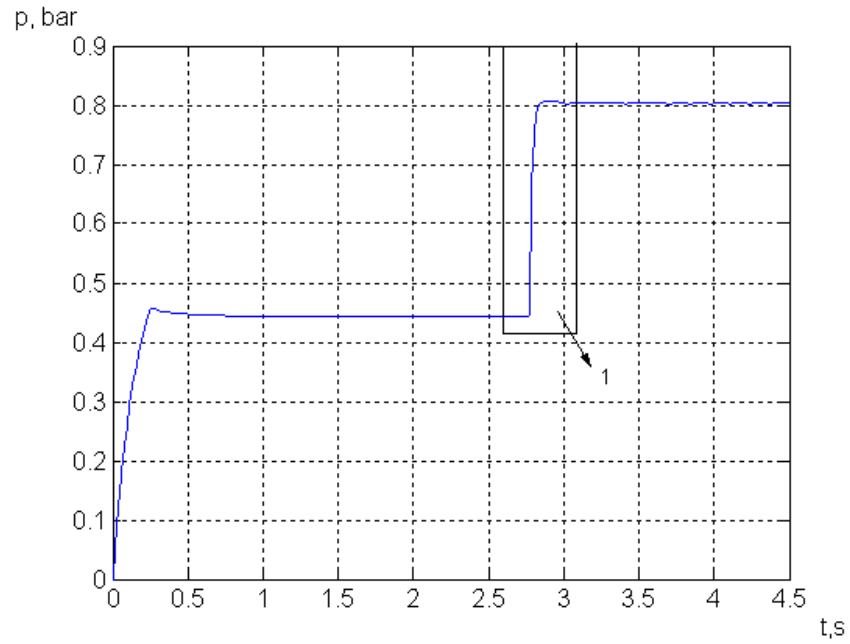
čia

$k_{cil}^*$  – pneumatinio cilindro perdavimo koeficientas pasirinktam darbo taškui;

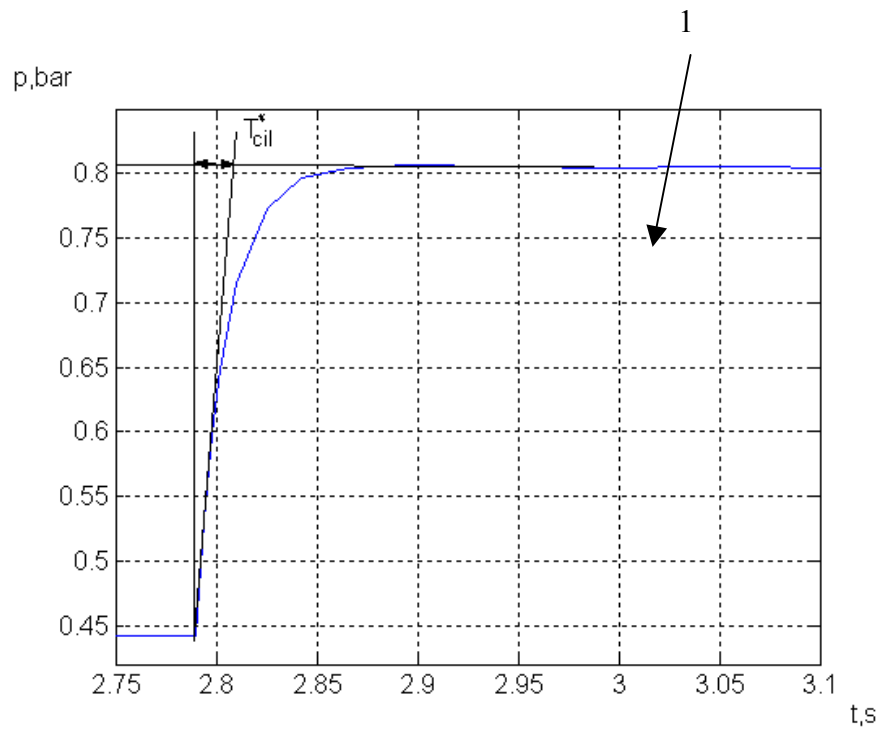
$$k_{cil}^* = \frac{\Delta p}{A_s}; \quad (4.2)$$

$T_{cil}^*$  - iš  $\Delta p$  grafiko nustatyta eksponentės laiko pastovioji;  $T_{cil}^* = 0,025s$ .





a)



b)

4.3 pav. Pereinamojo proceso  $\Delta p(t)$  grafikas (a pav.) ir jo padidintas vaizdas (b pav.)

Derinant pneumatines pozicionavimo sistemas, reikia įvertinti tai, kad jų kokybei įtakos turi proporcinio skirstytuvo darbas, kadangi pats skirstytuvas yra atskira automatinio reguliavimo sistema. Valdymo įtampai kintant intervale  $0 \div 10$  V, oro debitas keičiasi nuo  $Q_{\min}$  iki  $Q_{\max}$ . Skirstytuvas uždarytas, kai  $U_V = 0$  V.

Proporcinį skirstytuvą galima išskaidyti į dvi dalis: skirstytuvo valdymo kanalą ir srauto reguliavimo kanalą. Srauto reguliavimo kanalas jau patenka į sudarytąjį pneumatinio cilindro modelį (3.2 pav.), todėl dabar įjungiamas tik skirstytuvo pralaidumo valdymo kanalas. Jo perdavimo funkciją galima išreikšti aperiodinės grandies perdavimo funkcija:

$$H_{sk}(p) = \frac{k_{sk}}{T_{sk}p + 1} \quad (4.3)$$

čia

$k_{sk}$  – skirstytuvo perdavimo koeficientas lygus nominalaus angos skerspjūvio plotui  $A_s$ , padalintam iš nominalios skirstytuvo valdymo įtampos  $U_V$  (10 V);

$$k_{sk} = \frac{A_s}{U_V}; \quad (4.4)$$

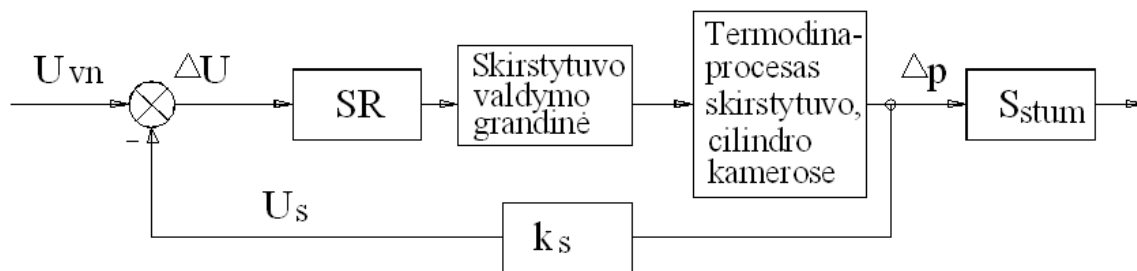
Skirstytuvo laiko pastovioji  $T_{sk}$  priimta 0,01s.

Slėgio regulatoriaus perdavimo funkcija parenkama taip, kad atviro reguliavimo kontūro (4.4 pav.), nepriklausomai nuo jo eilės numerio, perdavimo funkcija būtų tokia:

$$H_{at}(p) = \frac{1}{2T_{\mu}p(T_{\mu}p + 1)}; \quad (4.5)$$

čia

$T_{\mu}$  – pasirinkta maža laiko pastovioji, s.



4.4 pav. Pertrauktas reguliavimo kontūras

Tada sujungto reguliavimo kontūro perdavimo funkcija bus tokia:

$$\frac{1}{2T_{\mu}p(T_{\mu}p + 1)} = H_p(p) \frac{k_{sk}}{(T_{sk}p + 1)} \cdot \frac{k_{cil}^*}{(T_{cil}^* + 1)} \cdot k_s \quad (4.6)$$

Prilyginus  $T_{\mu} = T_{sk}$ , kaip pakankamai mažai laiko pastoviai, galima nustatyti slėgio (jėgos) regulatoriaus perdavimo funkciją:

$$H_p(p) = \frac{T_{cil}^* p + 1}{2k_{sk} k_{cil}^* k_s T_{sk} p}; \quad (4.7)$$

čia

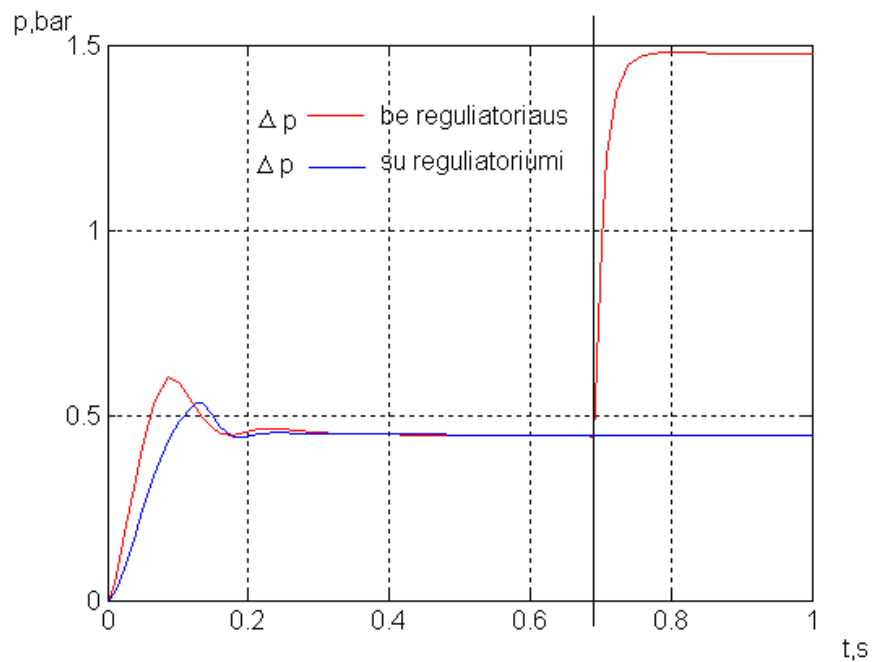
$k_s$  – grįžtamo ryšio, pagal slėgių skirtumą, perdavimo koeficientas;

$$k_s = \frac{U_V}{\Delta p}. \quad (4.8)$$

Gauname *PI* (proporcinio integralinio) jėgos regulatoriaus perdavimo funkciją.

Jėgos reguliavimo kontūre pasireiškia visi su termodinaminiais dujų procesais susiję netiesiniai reiškiniai. Kadangi termodinaminio proceso parametrai priklauso nuo pradinių sąlygų, tai reiškia, kad suderinus slėgio (jėgos) regulatorių viename taške jis išsiderins kitame. Kad taip nenutiktų į slėgio reguliavimo kontūrą įvedamas etaloninis modelis.

Suderintu slėgio (jėgos) reguliavimo kontūru papildžius pneumatinio cilindro modelį, gaunama tokia slėgio skirtumo  $\Delta p$  kreivė (4.5 pav.).



4.5 pav. Slėgio skirtumo  $\Delta p$  kreivės modeliuojant su regulatoriumi ir be jo

Etaloninis modelis sudaromas darant prielaidą, kad norimą jėgos reguliavimo kontūrą galima derinti pagal kiekybinio optimumo kriterijų, laikant, jog maža laiko pastovioji lygi  $T_{sk}$ . Tuomet etalono šaltinio perdavimo funkcija bus lygi optimaliai suderintam uždaram jėgos reguliavimo kontūru ir ją galėsime užrašyti taip:

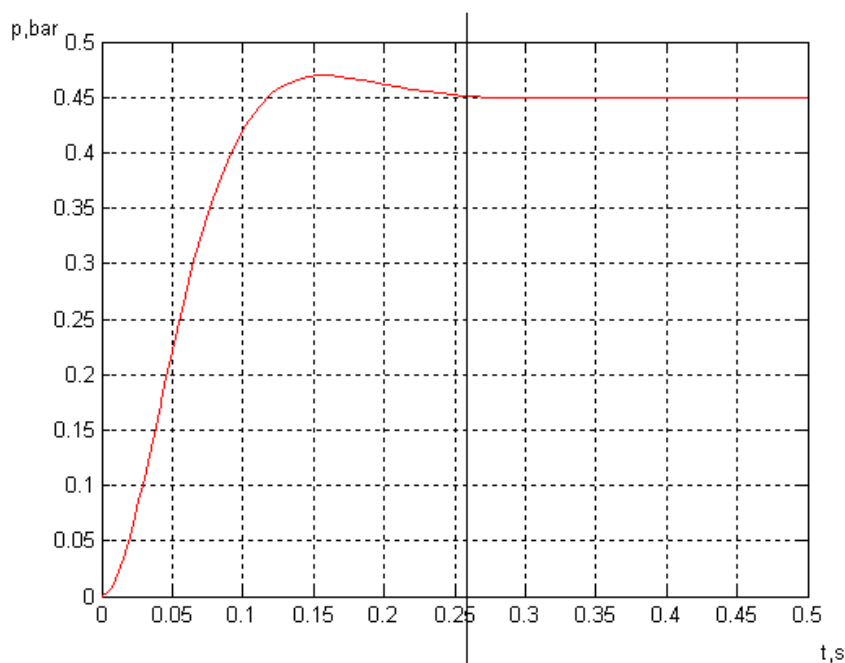
$$H_{et} = \frac{k_{et}}{2T_{et}^2 p^2 + 2T_{et} p + 1}$$

čia

$k_{et}$  – etaloninio modelio perdavimo koeficientas; lygus  $1/k\Delta p$ .

$T_{et}$  – etaloninio šaltinio laiko pastovioji; lygi  $T_{sk}$ .

Tokio etaloninio šaltinio pereinamoji charakteristika pateikta 4.6 paveiksle.

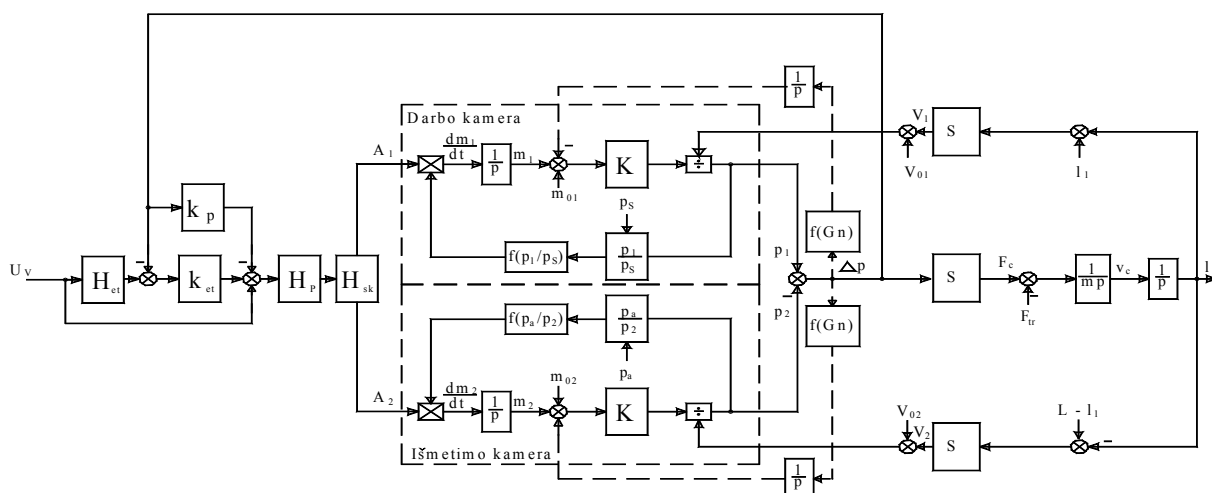


4.6 pav. Etaloninio šaltinio perdavimo funkcijos pereinamoji charakteristika

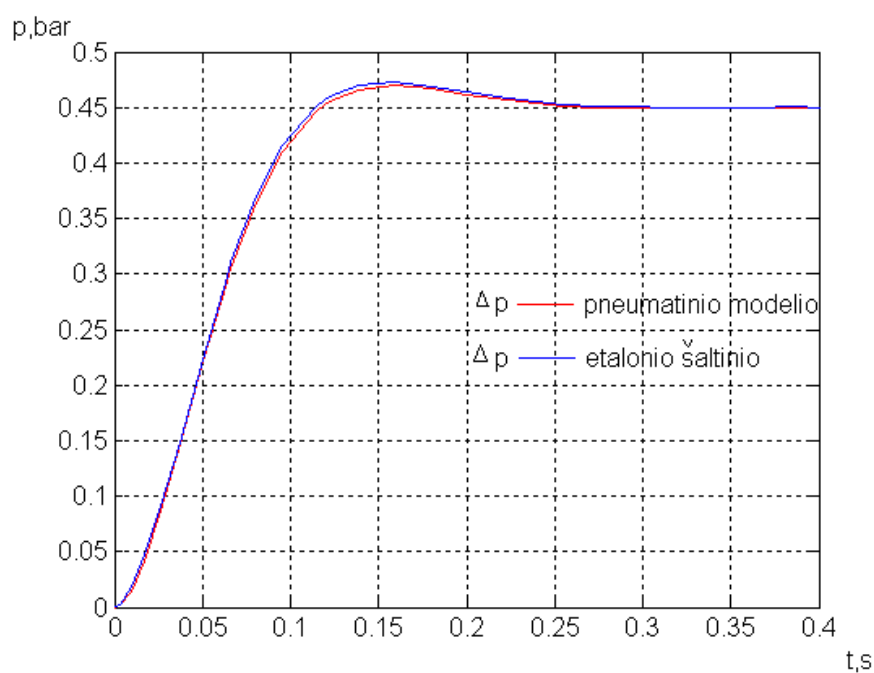
Adaptacijos kontūras yra savotiškai papildomas neigiamas grįžtamasis ryšys, kompensuojantis valdymo objektų parametų ar sistemą veikiančių nekontroliuojamų trikdžių kitimo įtaką.

Adaptyvaus jėgos reguliavimo kontūro išėjime formuojamas adaptacijos signalas, veikiantis pagrindinio kontūro įėjimą ir koreguojantis jo dinamiką taip, kad kintant valdymo objekto parametrams (darbo kameros slėgiams, stūmoklio padėčiai) pneumatinės pavaros kokybė nekistų.

Papildžius sistemos modelį šiais elementais, jis atrodo taip:



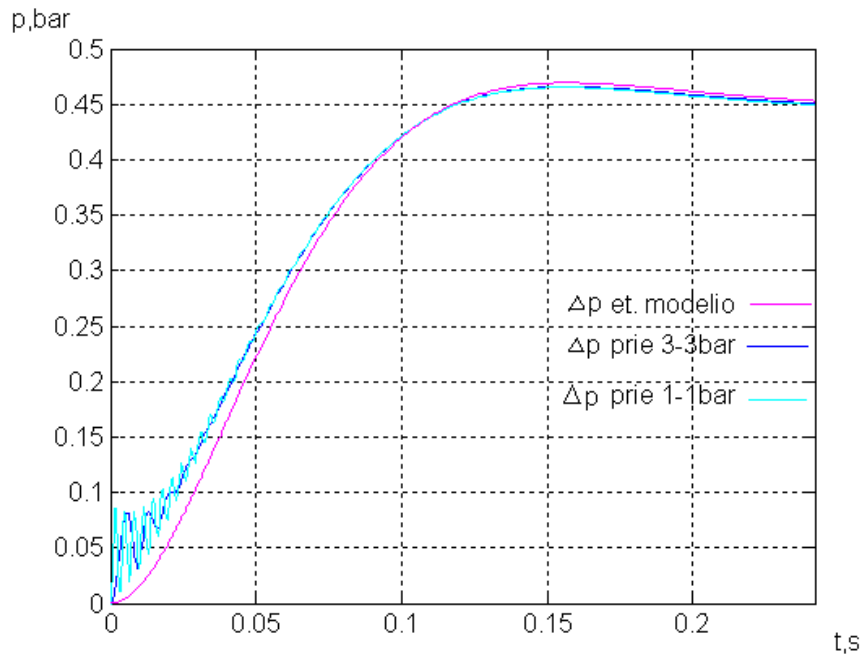
4.7 pav. Elektropneumatinės vykdyimo sistemos struktūrinis modelis su adaptyviu jėgos reguliatoriumi



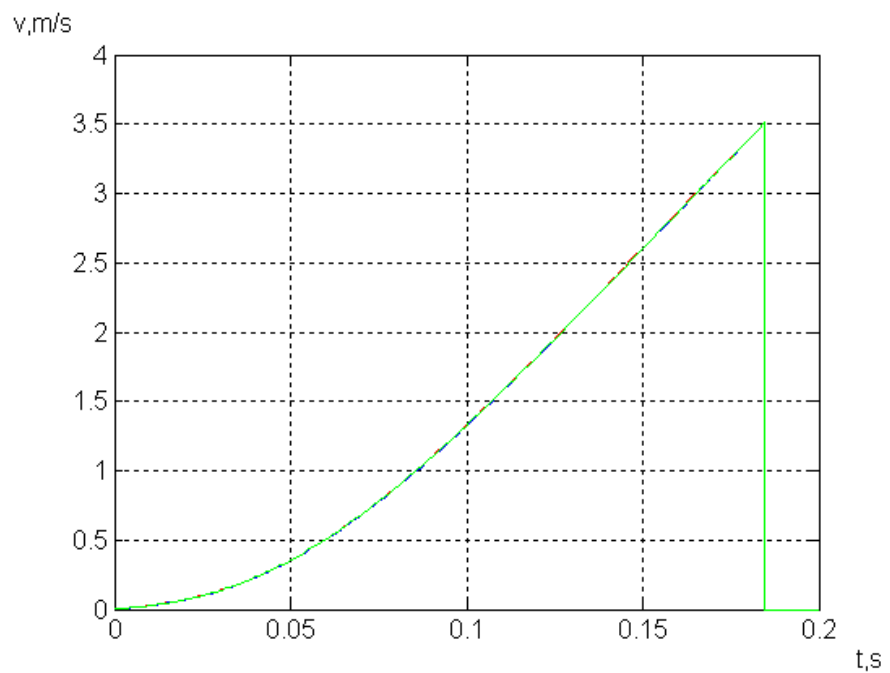
4.8 pav. Etaloninio šaltinio ir modelio  $\Delta p(t)$  funkcijos pereinamoji charakteristika

Kaip matyti iš gauto rezultato (4.8 pav.) kreivės beveik sutampa.

Su papildytu ir pakankamai kokybiškam procesui suderintu modeliu, iširta kaip keičiasi kokybė, keičiantis pradinėms sąlygoms (stūmoklio padėčiai, darbo slėgiams).



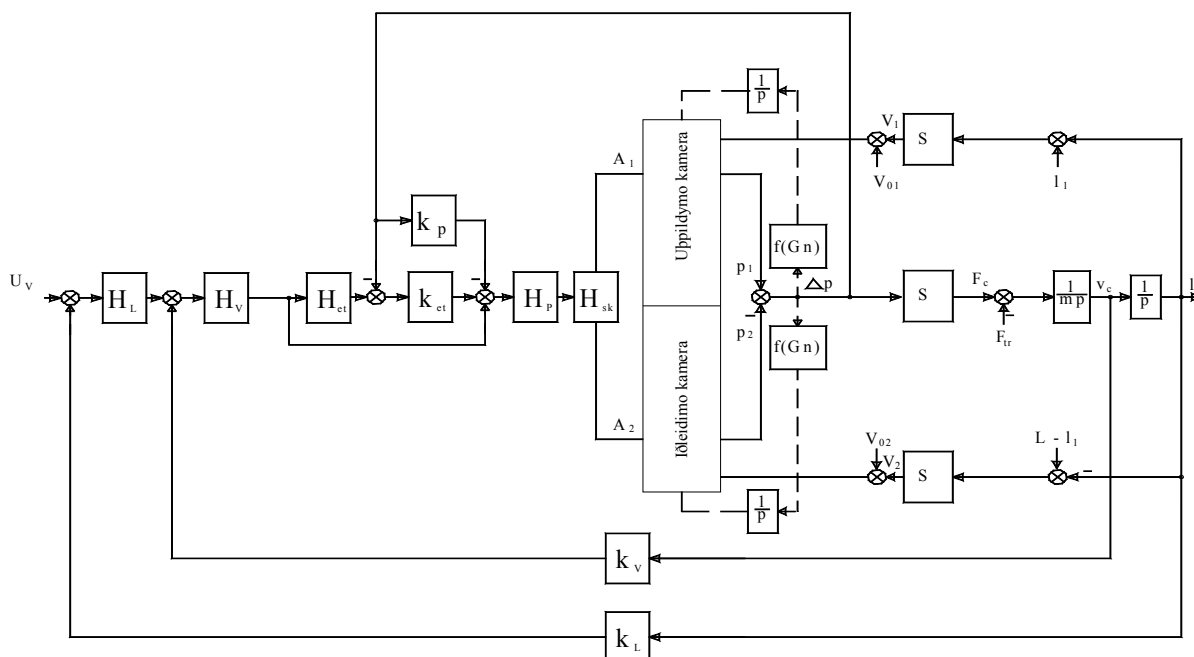
a)



b)

4.9 pav. Slėgio pokyčio (a) ir stūmoklio judėjimo greičio (b) kreivės prie skirtingų pradinių slėgių darbo kameroje

Gauti rezultatai (4.9 pav.) parodo, kad pneumatinė sistema neapriklauso nuo pradinių slėgių darbo kameroje. Greičio kreivės sutampa, o slėgio pokyčio kreivės gėstamaisiais virpesiais artėja prie etaloninio modelio kreivės. Tokie patys rezultatai gaunami ir keičiant pradinę stūmoklio padėtį.



4.10 pav. Elektropneumatinės vykdymo sistemos struktūrinis modelis su trikontūre valdymo sistema

Kiti reguliatoriai derinami darant prielaidą, jog vidinis kontūras visiškai suderintas ir tenkina kiekybinio optimumo reikalavimus. Kuriant greičio reguliavimo kontūrą, kaip pagrindas naudojamas jau sukurtas jėgos posistemės modelis, panaudojant greičio reguliatorių ir papildomą ryšį pagal greitį.

Greičio reguliatoriaus perdavimo funkcija nustatoma iš kiekybinio optimumo sąlygos:

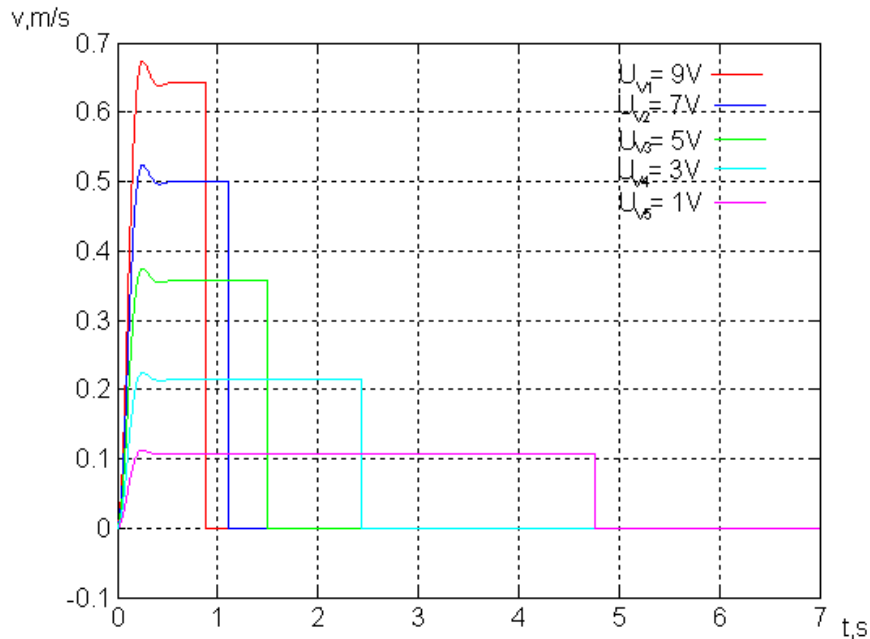
$$H_V(p) \cdot H_{et}(p) A_{cil} \frac{1}{0,2p} k_{gr} = \frac{1}{2T_{\mu V} p (T_{\mu V} p + 1)}; \quad (4.10)$$

$$\text{Priėmus } H_{et}(p) \equiv \frac{k_{et}}{2T_{et} p + 1}, \text{ o } T_{\mu V} = 2T_{et}$$

Gaunama greičio reguliatoriaus perdavimo funkcija. Šiuo atveju tai bus proporcinis reguliatorius.

$$H_V(p) = \frac{0,2}{4k_{et} A_{cil} T_{et}} \quad (4.11)$$

Suderinus greičio reguliatorių, atliekamas tyrimas, kaip keičiasi greitis priklausomai nuo valdymo signalo (žr. 4.11pav.).



4.11 pav. Stūmoklio judėjimo greičiai  $v_S$  prie skirtingo valdymo signalo  $U_V$

Suderinus greičio kontūrą, procedūra pasikartos ir parenkant padėties reguliatorių:

$$H_L(p) \cdot H_{uV}(p) \frac{1}{p} k_L = \frac{1}{2T_{\mu l} p (T_{\mu l} p + 1)}; \quad (4.12)$$

$$\text{Priėmę } H_{uGR}(p) \cong \frac{1/k_V}{4T_{et} p + 1} \text{ ir priėmę } T_{\mu l} = 4T_{et},$$

apskaičiuojamas padėties reguliatoriaus perdavimo koeficientas:

$$H_L(p) = \frac{k_V}{8T_{et} \cdot k_L}. \quad (4.13)$$

Pilnai suderinta sistema turi tokį pavidalą (žr. 4.10pav.).

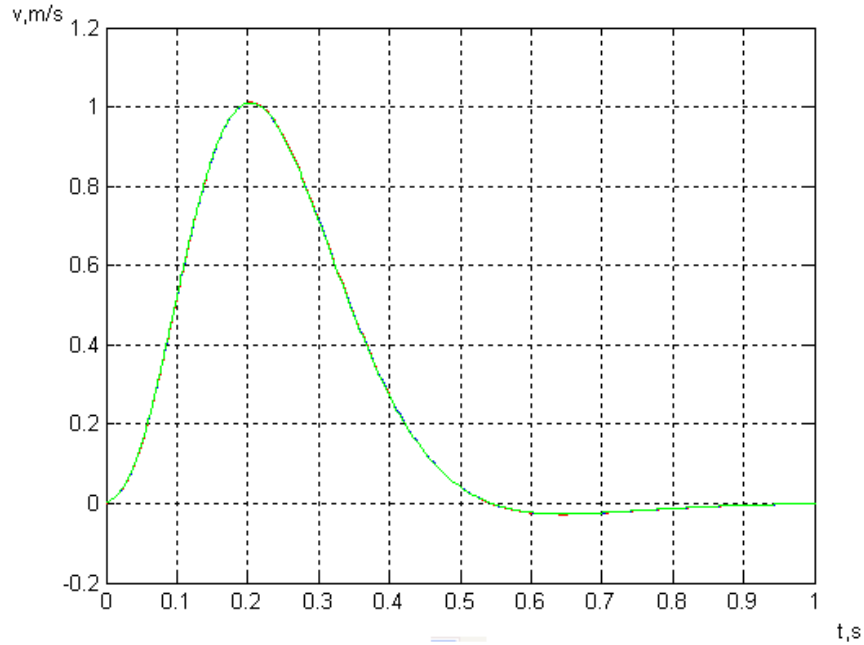
Su šia sistema buvo atlikti tokie tyrimai:

- kai pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis  $1,3$  ir  $6$  barai, o stūmoklio pradinė padėtis lygi  $0.25$  m nuo kraštinės padėties (žr. 4.12 pav.).
- kai pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis lygus  $6$  barams, o stūmoklio pradinė padėtis lygi  $0.125$ ,  $0.25$  ir  $0.375$  m nuo kraštinės padėties (žr. 4.13 pav.).

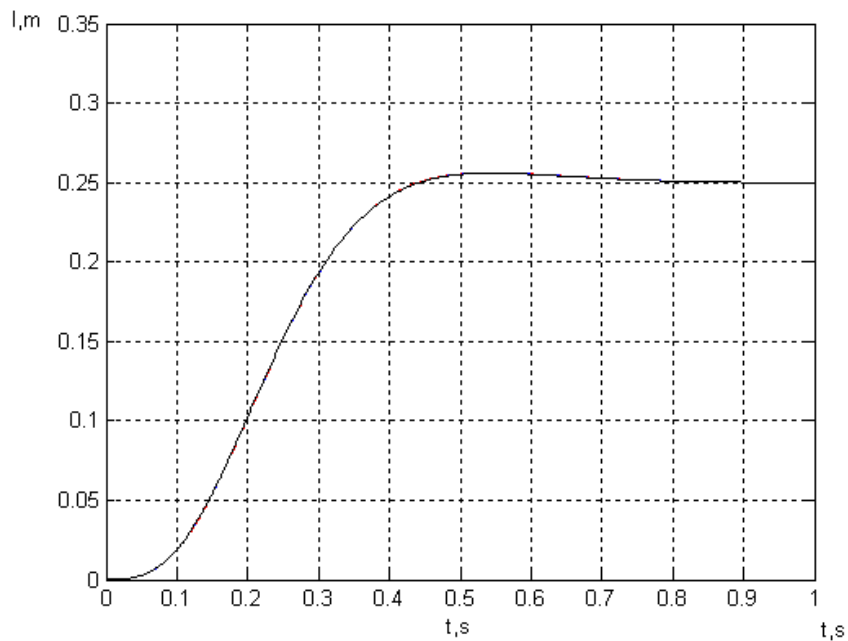


- kai pirmoje ir antroje kameroje pradinis slėgis lygus 6 barams, o stūmoklio pradinė padėtis lygi  $0.25\text{ m}$  nuo kraštinės padėties, keičiant valdymo signalą  $U_v$  nuo  $0$  iki  $10V$  (žr. 4.14, 4.15 pav.).

Modeliuojant trinties jėgą priimta lygi  $F_{tr} = 0N$ .

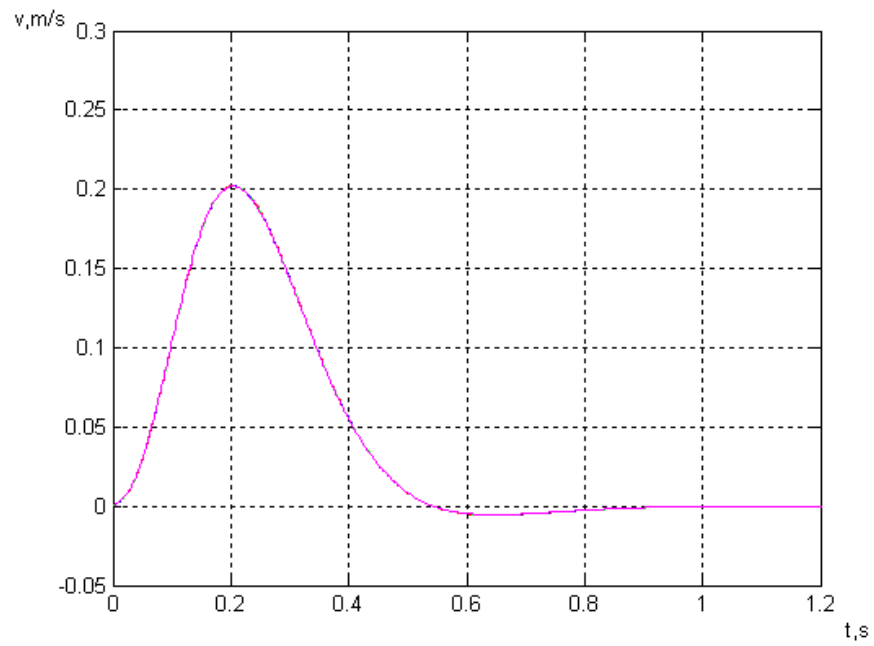


a)

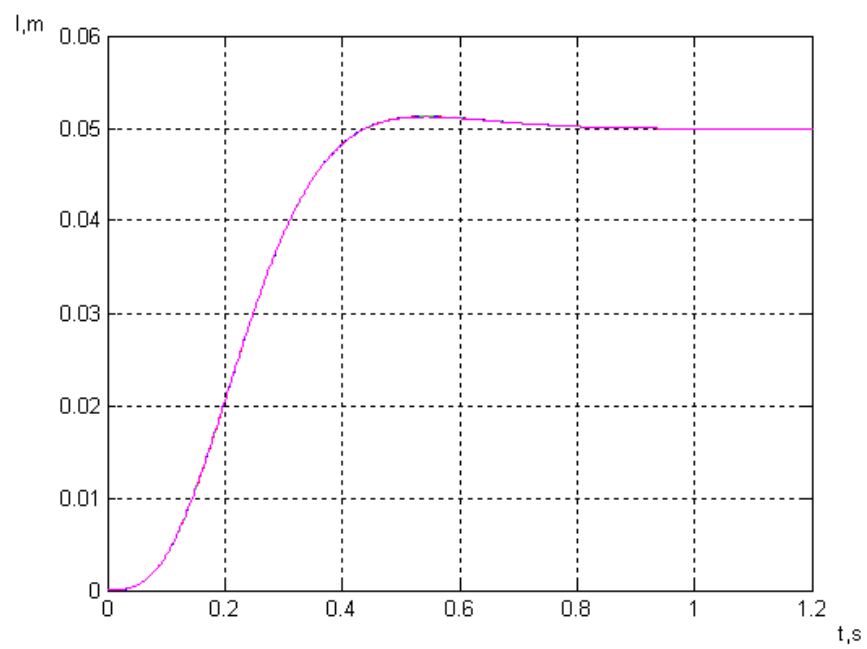


b)

4.12 pav. Stūmoklio judėjimo greitis (paveikslas a) ir stūmoklio eiga (paveikslas b), esant skirtingiems pradiniamslėgiams.

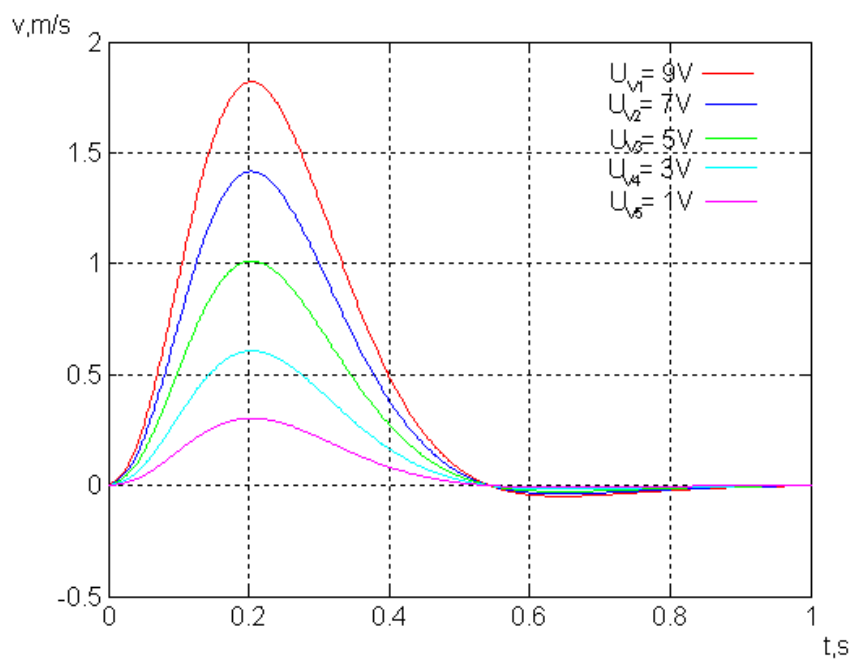


a)

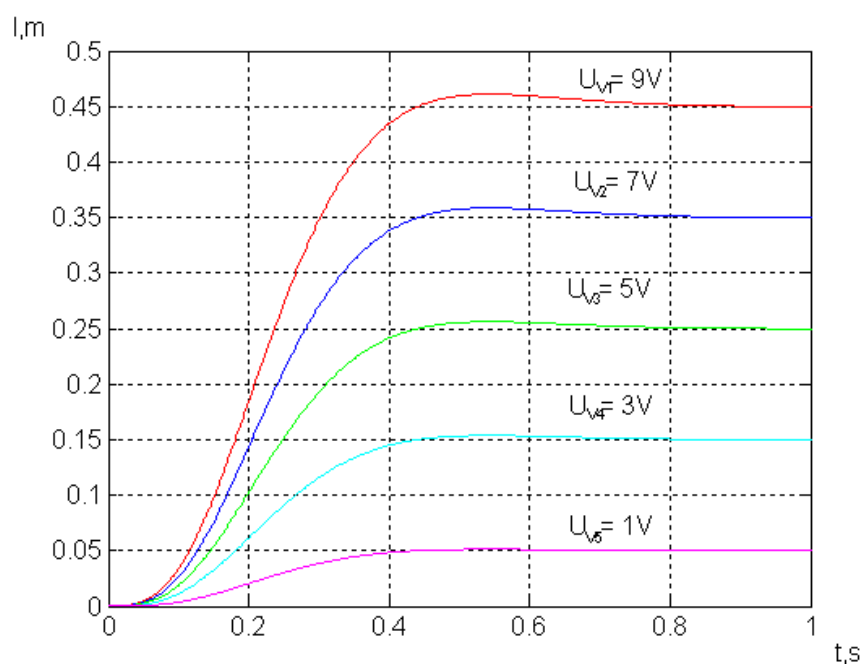


b)

4.13 pav. Stūmoklio judėjimo greitis (paveikslas a) ir stūmoklio eiga (paveikslas b), esant skirtingoms pradinėms stūmoklio padėtimis



4.14 pav. Stūmoklio judėjimo greitis esant skirtingiems valdymo signalams



4.15 pav. Stūmoklio eiga esant skirtingiems valdymo signalams

.4.12 - 4.13 paveiksle gautos kreivės parodo, kad sistema nėra priklausoma nuo pradinių kamerų slėgio ir pradinės stūmoklio padėties. Visos kreivės sutampa. Taip pat matyti, kad vidinis reguliavimo kontūras veikia išibėgėjimo pradžioje, kol greitis žymiai skiriasi nuo nustatytojo, ir neleidžia viršyti nustatytą pagreičio reikšmę. Nustatytą pagreičio reikšmę galima keisti, keičiant koeficientą  $k_{et}$ . Greičiui artėjant prie nustatytosios reikšmės, ima dominuoti greičio grįžtamojo ryšio

signalas, todėl, kai greitis tampa lygus nustatytajai reikšmei, o išderinimas pagal padėtį tebėra didelis (užprogramuotas didelis poslinkis) ir padėties reguliatorius yra įsotintas, sistema ima veikti kaip greičio stabilizatorius, palaikydama nustatytą greitį. Kai padėties reguliatorius įsotintas, nustatytoji greičio reikšmė priklauso nuo koeficiento  $k_v$ .

Išėjus į pozicionavimo zoną, padėties reguliatorius išeina iš sotinimosi zonos ir dominuojančiu tampa padėties grįžtamasis ryšis. Pozicionavimo tikslumą lemia padėties reguliatoriaus perdavimo koeficientas  $k_L$ .

Iš 4.14 paveiksle gautų kreivių matyti, kad suderinus reguliatorius stūmoklio judėjimo greitis tampa stabilus. Judesys vyksta eksponentiškai greitėjant, o pasiekus nustatytą greičio reikšmę eksponentiškai lėtėja, kol stūmoklis yra sustabdomas. Keičiant valdymo signalą, stūmoklį galima pozicionuoti įvairiose padėtyse (4.15 pav.).

### **Skyriaus išvados:**

1. Įdiegus etaloniniu modeliu grįstą adaptyvią pneumatinio cilindro jėgos reguliavimo sistemą, užtikrinamas jėgos reguliavimo kontūro invariantiškumas cilindro pradinių darbo sąlygų ir droseliuojančio įtaiso charakteristikų netiesiškumo atžvilgiu.
2. Derinant aukštesnio hierarchinio lygmens reguliatorius (greičio, padėties), galima daryti išvadą, kad dinaminiai jėgos reguliavimo kontūro parametrai atitinka etaloninius (nebepriklauso nuo pradinių sąlygų ir netiesiškumų) ir yra stacionarūs.
3. Iš modeliavimo rezultatų, keičiant valdymo signalą  $U_v$ , matyti, kad su trikontūre valdymo sistema galima stūmokliui užduoti pageidaujamą judėjimo greitį ir pozicionuoti norimoje padėtyje.

## BENDROSIOS IŠVADOS

Pneumatinis cilindras, kaip valdymo įtaisas, dėl oro spūdumo, trinties, kintamo darbo kamerų tūrio ir kt. priežasčių, yra netiesinis elementas, tačiau daugelis autorių paprastumo dėlei praktiniuose skaičiavimuose naudoja supaprastintus (linearizuotus) jo modelius, kurie tinkami tik tiriant pneumatinių sistemų dinamiką mažų pokyčių srityje.

**Darbo tikslas** – sukurti pneumatinės vykdymo sistemos modelį, įvertinant esminius pneumatinio skirstytuvo ir cilindro netiesiškumus, ir ištirti jo dinamines charakteristikas, keičiant pradinės darbo sąlygas įvairių pneumatinio cilindro valdymo būdų atžvilgiu. Taip pat ištirti adaptyvaus valdymo metodų taikymo, siekiant kompensuoti netiesiškumų įtaką, galimybes. Svarbiausi rezultatai:

1. Sudarytas ir ištirtas *matlab/simulink* aplinkoje pneumatinės vykdymo sistemos, sudarytos iš proporcinio skirstytuvo ir simetrinio bekočio cilindro, dinamikos tyrimo modelis, kuriame įvertinti esminiai netiesiškumai, susiję su droseliuojamo oro srauto ir pneumatinių cilindro dinaminiais procesais, kintant darbo kamerų tūriui, netiesiškumu.
2. Gautos dinaminės charakteristikos parodė, kad keičiant pradinės sąlygas (slėgį, stūmoklio padėtį) stipriai kinta sistemos dinaminės charakteristikos, o prie tam tikrų sąlygų išryškėja švytavimai. Dėl cilindro neidealumo susidarę oro nuostoliai veikia stabilizuojančiai. Nustatyta, kad pneumatinė vykdymo sistema, esant pozicionavimo režimui „nuo atramos iki atramos“ ir pastovioms pradinėms sąlygoms (vienos darbo kameros slėgis lygus  $1 \text{ barui}$ , o antrosios -  $6 \text{ barams}$ ) veikia sklandžiai, stabiliai.
3. Ištirtas impulsinis skirstytuvo atidarymo laipsnio valdymo būdas. Rezultatai rodo, kad taip valdant sumažėja švytavimai sistemoje.
4. Nustatyta, kad visi pneumatinės vykdymo sistemos netiesiškumai įtakoja cilindro jėgos generavimo procesą, todėl nutarta kuriant pneumatinę pozicionavimo sistemą pritaikyti adaptyvų jėgos reguliavimo principą. Pasirinktas etaloninio modelio principu grįstas signalinės adaptacijos principas;
5. Sudaryta ir ištirta adaptyvi pneumatinio cilindro jėgos reguliavimo sistema. Rezultatai patvirtino tokio metodo efektyvumą: taikant signalinės adaptacijos principą pasiektas jėgos reguliavimo proceso invariantiškumas pradinių sąlygų atžvilgiu. Tai leidžia tolesnę pozicionavimo sistemos sintezę vykdyti tradiciniais hierarchinių sistemų sintezės metodais.
6. Sudarytas ir ištirtas pneumatinės padėties valdymo sistemos modelis. Nustatyta, kad padėties valdymo sistema su adaptyviu jėgos regulatoriumi yra invariantiška pneumatinio cilindro

pradinių sąlygų kitimo atžvilgiu ir savo dinaminėmis charakteristikomis sutampa su tradicinėmis hierarchinio valdymo principu sudarytomis padėties valdymo sistemomis.

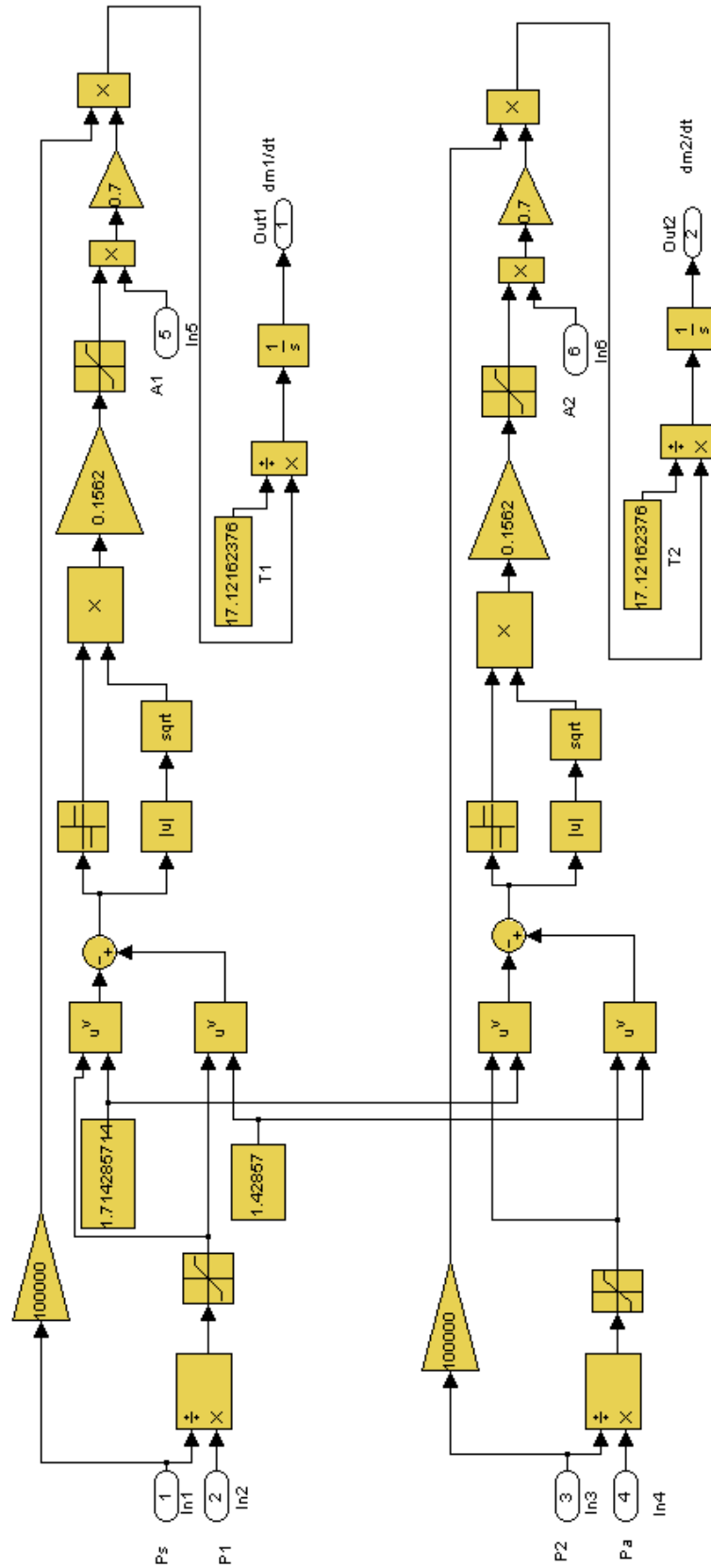
**LITERATŪRA**

1. Llagostera M. Control of a pneumatic servo system using fuzzy logic, 2000, 189-201 p.
2. Richardson R., Plummer A.R. Modeling and simulation of pneumatic cylinders for a physiotherapy robot // School of Mechanical Engineering, University of Leeds, UK. - [žiūrėta 2004-02-03]. Prieiga per internetą: <<http://www.future-motion.co.uk/modelling.pdf>>.
3. Richer E., Hurmuzlu Y. A high performance pneumatic force actuator system. Part1 – Nonlinear mathematical model // ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, September 2000. – Vol. 122. – No.3. –P. 416 – 425. - [žiūrėta 2004-02-20]. Prieiga per internetą: <[http://cyborg.seas.smu.edu/syslab/papers/pneumatic\\_p1.pdf](http://cyborg.seas.smu.edu/syslab/papers/pneumatic_p1.pdf)>.
4. Richer E., Hurmuzlu Y. A high performance pneumatic force actuator system. Part2 – Nonlinear mathematical model // ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, February 2001. – Vol. 122. – No.3. –P. 426 – 434. - [žiūrėta 2004-02-20]. Prieiga per internetą: <[http://cyborg.seas.smu.edu/syslab/papers/pneumatic\\_p2.pdf](http://cyborg.seas.smu.edu/syslab/papers/pneumatic_p2.pdf)>.
5. Geleževičius V., Pneumatika, Kaunas: KTU, 1996. 102p.
6. Bagdevičius M. Hidraulinių ir pneumatinių sistemų dinamika /O. Prentkovskis, Vilnius, Technika, 2003. 261p.
7. Kaštonas P. Teorinis pneumatinių cilindrų diagnostinių ir būklės parametrų tarpusavio priklausomybių tyrimas/ Ž.Nakutis, S.Žiedelis // Matavimai. ISSN 1392-1223. 2002. nr.3, p.25-29.
8. [www.catalog.festo.com/enu](http://www.catalog.festo.com/enu)
9. Geleževičius V. Elektros pavarų valdymo sistemos/ K. Kriščiūnas, V. Kubilius, Vilnius, Mokslas, 1990. 360p.

## PRIEDAI

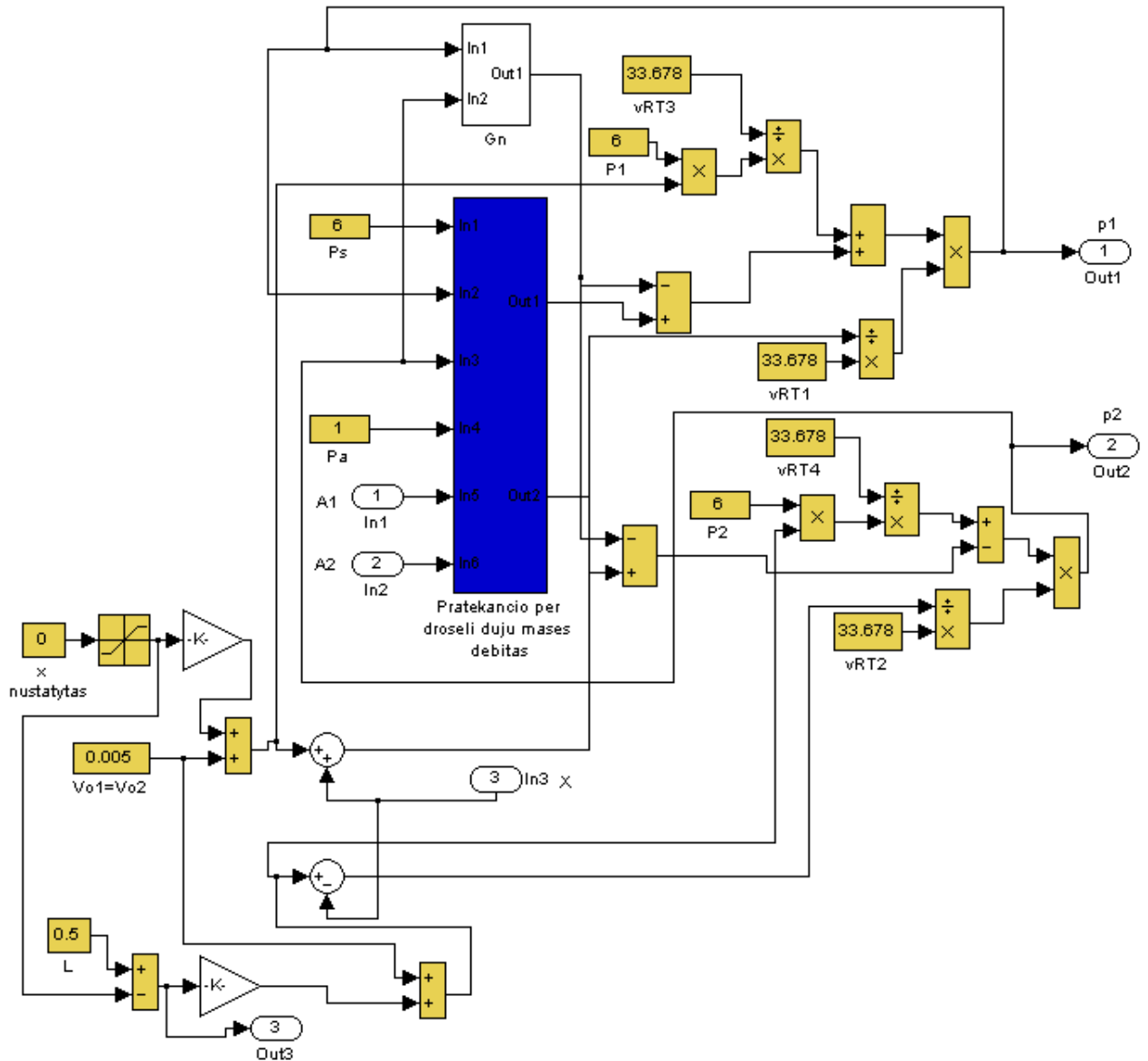
## 1 priedas.

Skirstytuvo schema „MATLAB” modeliavimo programoje

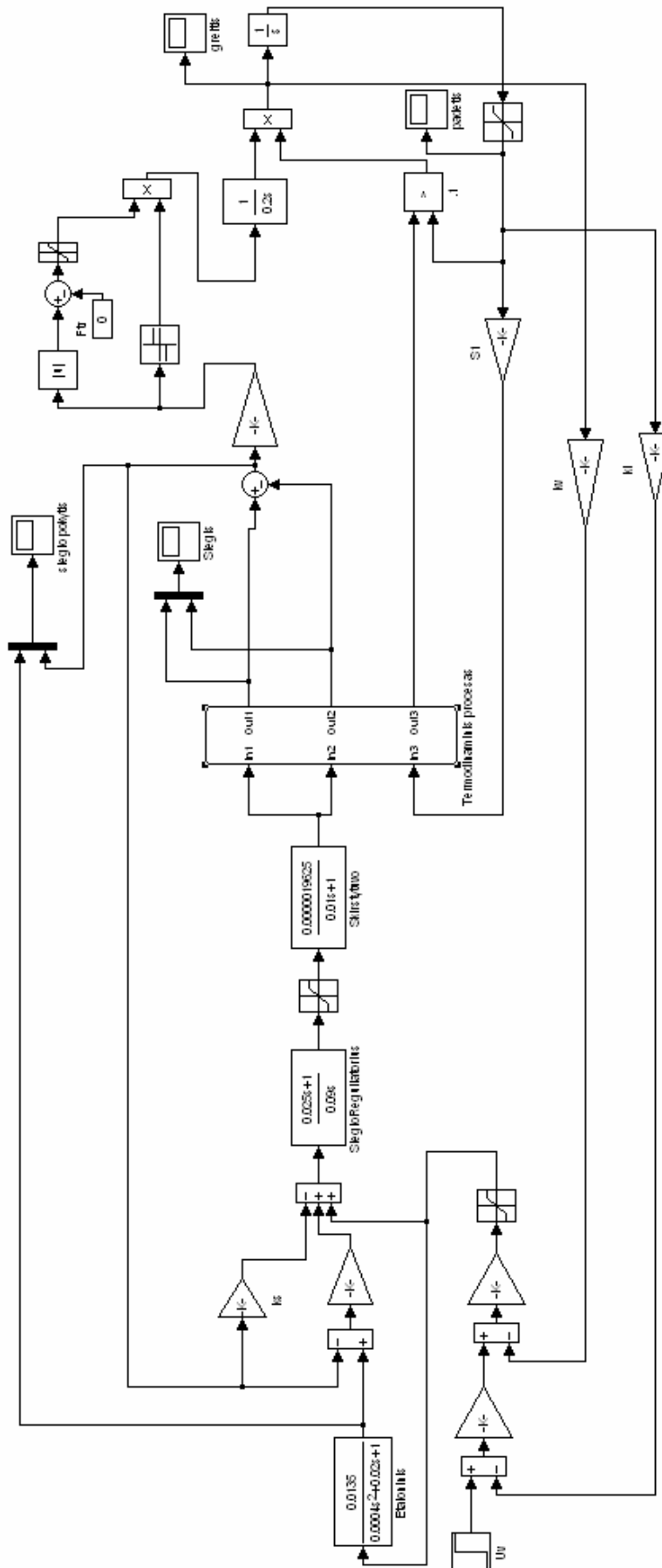




## Struktūrinis pneumatiskās sistēmas modelis „MATLAB“ programoje.



**Pneumatinio cilindro su trikontūre valdymo sistema schema „MATLAB“ programoje.**



## Oro nuostolius įvertinanti schema „MATLAB” programoje

