



VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

ELEKTRONIKOS FAKULTETAS

AUTOMATIKOS KATEDRA

Sigitas Juraitis

DVIMASĖS ELEKTROMECHANINĖS SISTEMOS

TYRIMAS

**THE RESEARCH OF TWO – MASS ELECTROMECHANICAL
SYSTEM**

Baigiamasis magistro darbas

Automatikos studijų programa

Automatinių sistemų specializacija

Elektros inžinerijos mokslo kryptis

Vadovas prof. habil. dr. Algirdas Smilgevičius

Vilnius, 2004

Vilniaus Gedimino technikos universitetas
Elektronikos fakultetas
Automatikos katedra

ISBN ISSN
Egz. sk. 3
Data 2004 06

Magistratūros baigiamasis darbas (tezės)
Pavadinimas: Dvimasės elektromechaninės sistemos tyrimas

Autorius: Sigitas Juraitis, gr. AUSm - 2

Kalba

☒ x

lietuvių

☐ užsienio

ANOTACIJA

Baigiamajame darbe nagrinėjama dvimasė elektromechaninė sistema su baigtinio standumo veleno ir netiesine mechanine grandimi. Nagrinėjamos sistemos velenas yra baigtinio standumo, o netiesinis elementas – laisvumas tarp mechaninės grandies dalių.

Dvimasės elektromechaninės sistemos tyrimai atlikti naudojant *Simulink* programinį paketą.

Darbe sudaryta sistemos struktūrinė schema, perdavimo funkcijos ir imituoti dvimasės sistemos dinaminiai procesai.

Gautos variklio ir išėjimo veleno kampinio sukimosi greičio bei variklio elektromagnetinio momento pereinamųjų procesų kreivės, esant įvairioms standumų ir laisvumų vertėms.

Gauti tyrimo rezultatai pateikia, naujos informacijos apie dvimasių elektromechaninių sistemų dinaminį procesą.

REIKŠMINIAI ŽODŽIAI

Dvimasė elektromechaninė sistema, velenas, netiesinis elementas, dinaminiai procesai, variklis, pereinamieji procesai.

Vilnius Gediminas Technical University
Faculty of Electronics
Department of Automation

ISBN ISSN
Copies 3
Date 06 2004

Master's final work
Title: Dvimasės elektromechaninės sistemos tyrimas
Author: Sigitas Juraitis, gr. AUSm - 2

Language

	lithuanian
x	english

SUMMARY

In the final dissertation you will find analyzed the two - mass electromechanical system, finite tightness shaft and non-linear mechanical link included. Explored system shaft has finite tightness, non-linear element - backlash between the parts of mechanical link.

The researches of two - mass electromechanical system were made using *Simulink* program pack.

In this paper I have made the structural system scheme, transmission functions and simulated process of two - mass dynamical system.

Gained motor and outlet shaft angular rotation speed and motor's electromagnetic moment transitive process curves, by all tightness and backlash worth' s.

Researched results give new information about the two - mass electromechanical system' s dynamical process.

KEYWORDS

Two – mass electromechanical system, shaft, non-linear element, dynamical process, motor, transient process.

TURINYS

Ivadas	5
1.ELEKTROMECHANINĖS SISTEMOS	7
1.1. Elektromechaninių sistemų struktūra	7
1.2. Dvimasės mechaninės sistemos	15
1.3. Dvimasės sistemos struktūrinė schema ir perdavimo funkcija	27
1.4. Dvimasės sistemos dinaminės apkrovos.....	33
2.TIRIAMOJI DALIS	40
2.1. Apkrovos modelis.....	40
2.2. Dvimasės sistemos su laisvumu modeliai.....	46
2.3. Pereinamųjų procesų imitacija	51
Išvados	63
Naudota literatūra:	64

Išvadas

Šiuo metu pagrindinė priemonė, verčianti judėti darbo mašinas, yra elektros variklis. Variklių mechaninė energija plačiai naudojama visose pramonės šakose: metalo pjovimo staklių, valcavimo staklynų pavarose, naudingų iškasenų pramonėje, keleivių ir krovinių transporte, vandens ir oro tiekimo sistemose, žemės ūkyje, bandymo įtaisuose ir pan.

Beveik visa suvartojama mechaninė energija pagaminama elektromechaninių sistemų, kurios maitinamos iš elektros energijos šaltinių. Gamybos mašinų ir mechanizmų mechaninė galia turi keistis pagal jų technologinį režimą. Todėl elektromechaninis keitiklis privalo valdyti mechaninės energijos srautą; tai jis atlieka elektriniu būdu.

Elektros pvara yra elektromechaninis įtaisas, skirtas darbo procesams elektrifikuoti ir automatizuoti.

Tobulinant automatizuotas elektros pvaras, iškyla vis naujų teorinių ir praktinio taikymo uždavinių. Gamybos procesų intensyvėjimas, glaudžiai susijęs su plačiu elektros pavarų įdiegimu, verčia analizuoti ne tik statinius, bet ir dinامينius tų pavarų procesus. Tais atvejais tenka įvertinti įvairius netiesiškumus, elektromagnetinius pereinamuosius procesus, mechaninių dalių tampriąsias deformacijas ir kitus reiškinius, kuriems anksčiau nebuvo skiriamas reikiamas dėmesys.

Puslaidininkinės technikos panaudojimas automatizuotose elektros pavarose buvo didelis jų raidos poslinkis. Iš kilo daug naujų elektros pavarų teorijos klausimų, susijusių su puslaidininkinių keitiklių panaudojimu nuolatinės srovės varikliams maitinti, dažnio keitiklių, maitinančių kintamosios srovės variklius, tobulinimu ir pan. Naudojami pakopiniai įrenginiai, kuriuose valdomieji ventiliai keičia slydimo energiją.

Elektros pavarų teorija naujai traktuoja asinchroninių ir sinchroninių mašinų pereinamuosius procesus, vertindama elektromagnetinius pereinamuosius procesus, kurie lemia pavaros darbo tikslumą, energijos nuostolius ir t.t. Labai svarbios yra tampriosios deformacijos, kurios būdingos daugelio mašinų gamybos, metalurgijos, gręžimo technikos ir kitų pramonės šakų mechanizmų elektros pavaroms.

Šiuolaikinės elektros pavaros yra automatizuotos, todėl jos gali veikti ekonomiškiau režimu ir tiksliau veikti gamybos mašinos darbo organą.

Mokslo ir technikos plėtra atveria vis naujas elektros pavarų taikymo sritis. Sukurtos naujos pavaros atominės energetikos mechanizmams bei įtaisams, kosmoso tyrimo įrenginiams ir pan. Todėl antroji elektros pavarų tendencija yra susijusi su naujomis taikymo sritimis ir pavarų tobulinimu — galios, ekonomiškumo, darbo tikslumo, patikimumo pagerinimu, gabaritų maži-

nimu. Tobulinama tiek pavarų galios dalis, tiek valdymo sistemos, kuriami ir nauji varikliai. Pavyzdžiui, sukurti nauji nuolatinės srovės varikliai, kurie pasižymi didele greitime ir didelėmis leidžiamomis apkrovomis. Sukurti žingsniniai varikliai, taip pat tiesiečiai varikliai. Variklių maitinimui suprojektuoti nauji kintamosios ir nuolatinės srovės tiristoriniai keitikliai.

Unifikuotų funkcinį blokų - reguliatorių - panaudojimas valdymo sistemose gerokai pagerino elektros pavarų darbo kokybę. Daugelio šiuolaikinių labai tikslų elektros pavarų valdymui naudojamos skaičiavimo mašinos, kurios ypač efektyvios, kompleksškai automatizuojant sudėtingų technologinių įrengimų daugiavarikles pavaras, pavyzdžiui, kopijavimo staklių, aukštakrosnių ir pan.

Reikia pažymėti, kad svarbus vaidmuo vystant elektros pavaras tenka jų tyrimo ir projektavimo metodų tobulinimui. Pavyzdžiui, analoginės ir skaitmeninės skaičiavimo technikos panaudojimas inžinerinėje praktikoje leidžia kokybiškiau ir greičiau projektuoti sudėtingas elektros pavarų sistemas.

Elektros pavarų teorija šiandien sparčiai vystosi. Šiuolaikinėse elektros pavarose naudojamos elektros mašinos ir aparatai, pramoninės elektronikos ir automatikos elementai, skaičiavimo mašinos. Naujų technikos elementų panaudojimas atveria papildomas galimybes, kuriant naujas ir tobulinant tradicines elektros pavaras. Be to, padidinti reikalavimai įvairiems gamybos mechanizmams verčia toliau plėtoti ir modernizuoti jų elektros pavaras. Tai vis nauji klausimai ir galimybės, skatinančios elektros pavarų mokslo raidą. [1]

Daugeliu atvejų elektros pavaros vykdančiąją grandį galima nagrinėti kaip dvimase elektromechaninę sistemą. Svarbu išnagrinėti dvimases elektromechanines sistemas, kadangi jas veikia tamprumo ryšiai, kuriuos reikia tiksliai įvertinti projektuojant. Dvimasėse elektromechaninėse sistemose gali atsirasti įvairios formos netiesiškumai, kaip, pavyzdžiui, laisvumas. Šiame tyrime bus nagrinėjamos dvimasės elektromechaninės sistemos, jų dinaminės savybės, ištirta laisvumo įtaka.

1. ELEKTROMECHANINĖS SISTEMOS

1.1. Elektromechaninių sistemų struktūra

Elektros pavarą vadinamas elektromechaninis įtaisas, skirtas suteikti judesį gamybos mašinų darbo organui ir valdyti jų technologinį procesą. Elektros pavarą sudaro elektros variklis, perdavimo įtaisas, keitiklis ir valdymo įtaisas.

Perdavimo įtaisai yra įvairios mechaninės pavaros ir sankabos, kurios būtinos norint perduoti mechaninę energiją darbo mašinai.

Keitiklis reikalingas elektros energijai valdyti. Valdant gaunamą iš tinklo elektros energiją, galima reguliuoti variklio ir mechanizmo darbo režimą.

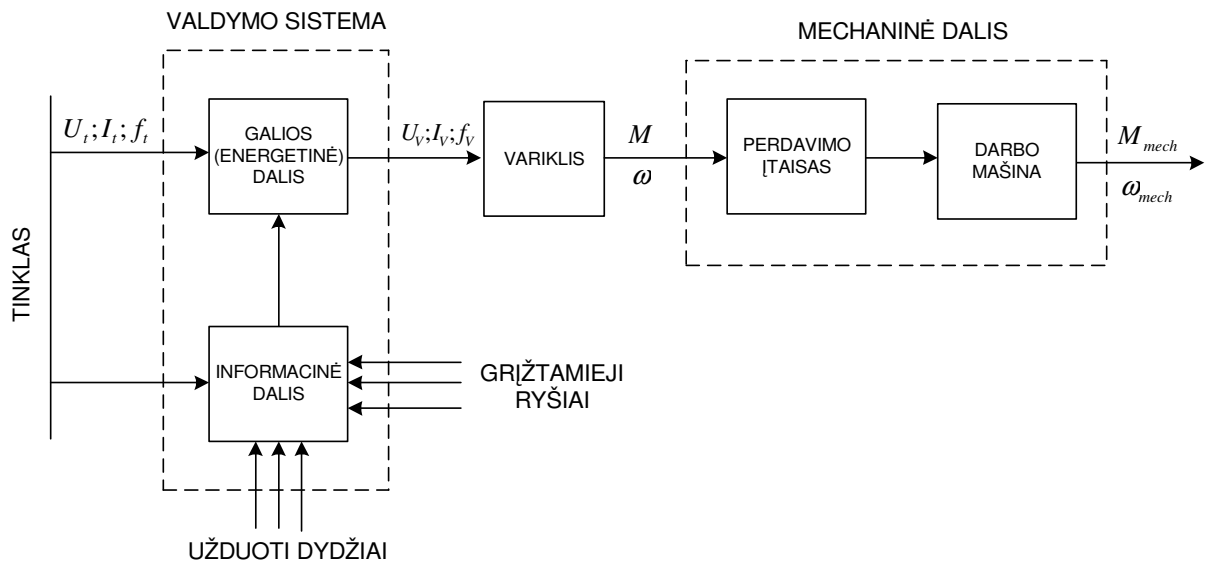
Valdymo įtaisas arba valdymo sistema fiksuoja pasirinktus dydžius ir faktines jų reikšmes, formuoja valdymo signalus keitikliui, varikliui ir perdavimo įtaisui.

Tokią elektros pavaros struktūrą vaizduoja I pav. schema.

Taigi tiesiogine prasme elektros pavarą yra techninis įrenginys, suteikiantis reikiamos rūšies judesį įvairių darbo mašinų vykdančioms organams (grąžtui, peiliui, frezai ir pan.). Platesne prasme elektros pavaros yra ir technikos šaka, nagrinėjanti elektros pavarų teorijos ir praktinio taikymo klausimus. Elektros pavarų darbas yra pagrįstas pagrindiniais elektrotechnikos ir mechanikos dėsniais, todėl elektros pavarų tyrimų sritis priklauso elektromechaninėms sistemoms.

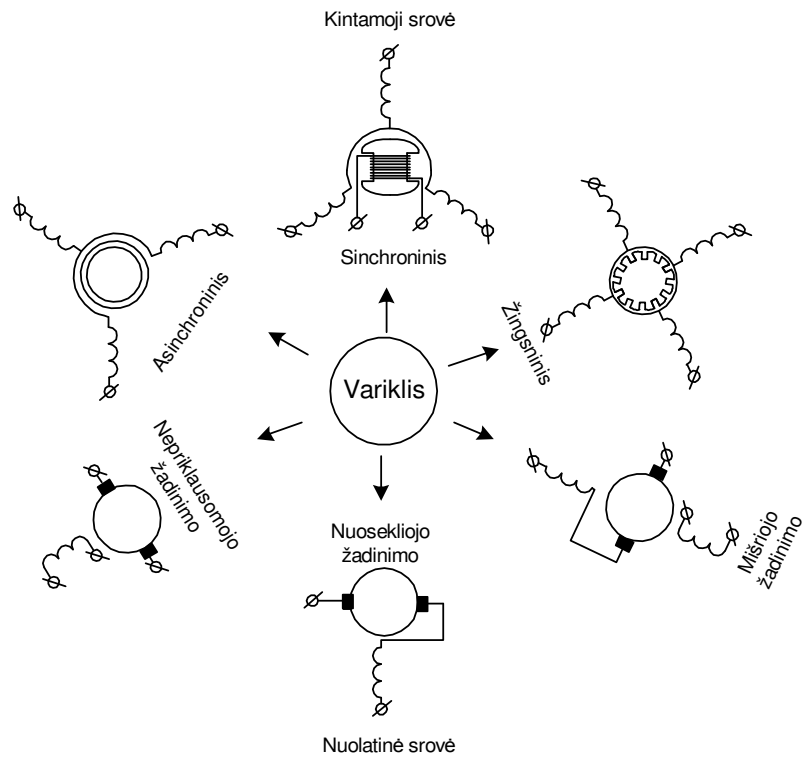
Elektromechaninę sistemą, kaip tyrimų objektą, sudaro elektrinė ir mechaninė dalys. Elektrinei daliai priklauso elektromechaniniai energijos keitiklis ir valdymo sistema, o mechaninei daliai - visos tarpusavyje susijusios judančios elektros pavaros ir mechanizmo masės.

Mechaninės dalies judesio dėsnius nagrinėja teorinė mechanika, mechanizmų ir mašinų teorija, elektromechaninio keitiklio procesas - elektros mašinų teorija, o valdymo sistemos analizės ir sintezės metodus - automatinio valdymo teorija. Elektros pavarų teorija nagrinėja šių trijų dalių tarpusavio sąveiką vieningoje sistemoje.[2]



1 pav. Automatizuotos elektros pavaros struktūrinė schema

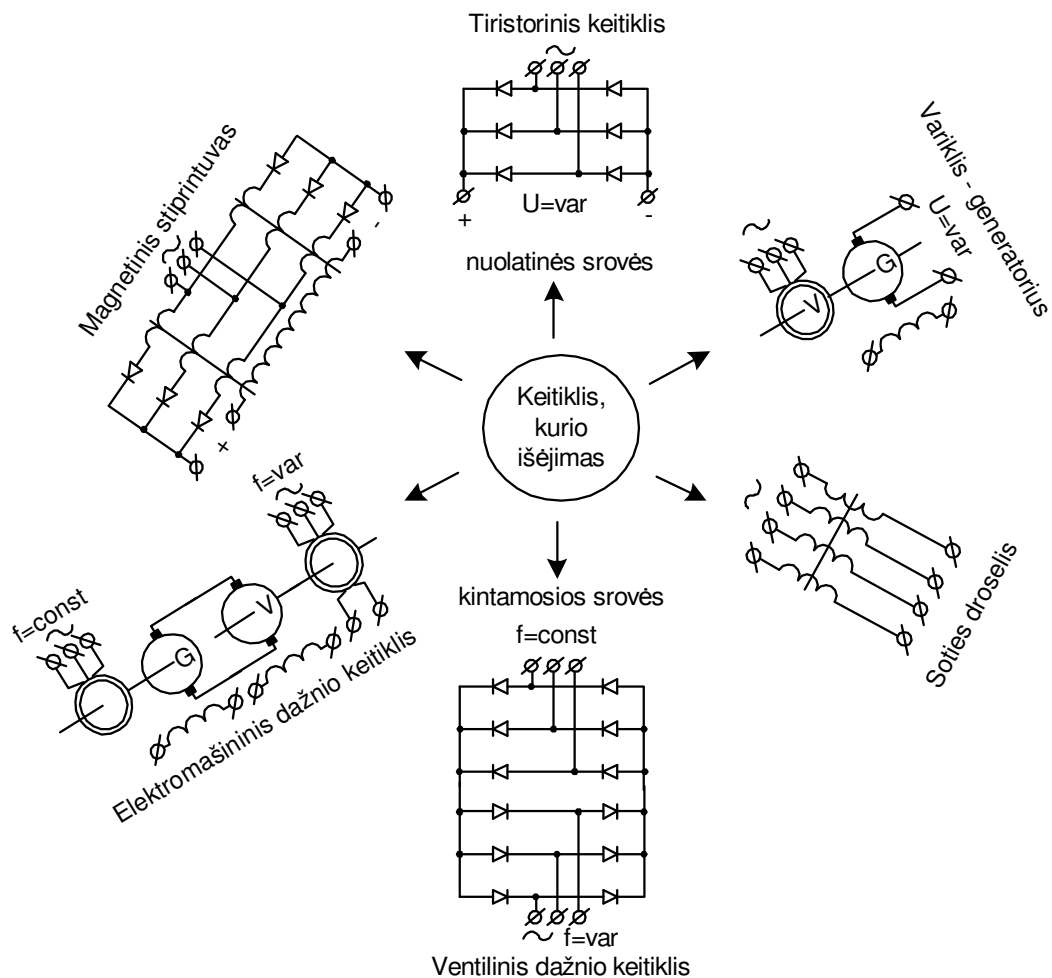
Elektros pavarose naudojami įvairūs varikliai, kurie skiriasi savo konstrukcija, veikimo principu, srovės rūšimi ir t.t. Naudojamų variklių pavyzdžiai atvaizduoti 2 paveiksle.



2 pav. Elektros pavarose naudojami varikliai

Paprasciausia elektros pvara yra maitinamas iš tinklo variklis, kuris pastoviu greičiu suka koki nors mechanizmą. Šiuo atveju valdymo sistemą gali sudaryti paprasčiausias perjungiklis, prijungiantis variklį prie elektros tinklo.

Šiuolaikinėse elektros pavarose varikliai maitinami iš tinklo per papildomus keitiklius, kurie, pavyzdžiui, keičia pramoninę trifazę įtampą nuolatine arba taip pat trifaze, tik kitos amplitudės bei kito dažnio įtampa. 3 paveiksle pavaizduoti kai kurie pastaruoju metu elektros pavarose naudojami keitikliai.



3 pav. Elektros pavarose naudojami keitikliai

Elektros pavaros skirstomos į tris pagrindines rūšis: grupines, pavienes ir daugiavarikles, atsižvelgiant į tai, koku būdu variklio mechaninė energija perduodama gamybos mašinos darbo organui.

Grupine vadinama tokia pvara, kurioje vienas variklis per perdavimo įtaisą suka grupę darbo mašinų arba daug vienos mašinos darbo organų. Paprastai tokios pavaros darbo mašinų

kinematinė grandinė yra labai sudėtinga, o pati pavarą — neekonomiška, todėl pastaruoju metu ji retai naudojama.

Pavienės pavaros variklis veikia tik vieną mašinos darbo organą. Šiuo metu tos rūšies pavaros naudojamos plačiausiai. Jų kinematinė schema yra žymiai paprastesnė, palyginti su grupinės pavaros, todėl dažnai variklis su darbo organu tokioje pavaroje sudaro vientisą konstrukcinę grandį. Tokių grandžių pavyzdžiais gali būti elektrinė gręžimo mašina, elektriniai skryščiai, elektrinis špindelis, audimo staklių elektrinė šaudyklė ir pan.

Daugiavariklėje pavaroje vienos mašinos darbo organą veikia keletas variklių. Šios pavaros gali būti dviejų tipų.

I tipo pavaros – tai visuma vienos mašinos pavienių pavarų, kurias jungia bendra technologinė paskirtis. Pavyzdžiui, metalo pjovimo staklėse apdorojamą detalę kiekvienos koordinatės kryptimi veikia atskira pavienė pavarą. Jų tarpusavio ryšį ir darbo tvarką nustato detalės apdorojimo technologinis procesas. Tokių pavienių pavarų visumą galima vadinti daugiavarikle staklių pavarą. Analogiškai ekskavatoriaus daugiavariklė pavarą jungia tris pavienes pavaras: stūmimo arba traukimo, kėlimo ir sukimo. Reikia pažymėti, kad tiek staklės, tiek ekskavatorius turi ir kitų pavarų, pavyzdžiui: tepimo siurblių pavarą, šildymo skysčio pavarą, ventiliatorių, kompresoriaus pavaras ir t. t. Kadangi tos pavaros neveikia darbo organo, tai jos neįeina į daugiavariklę mechanizmo pavarą ir nagrinėjamos kaip pagalbinės.

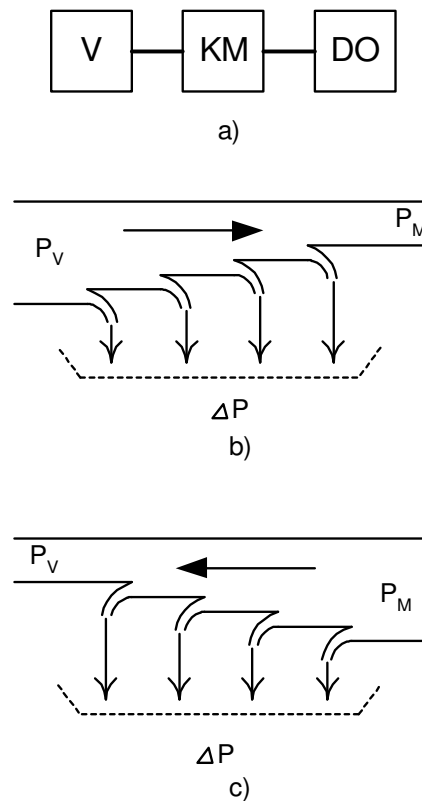
II tipo daugiavariklėje pavaroje tą patį mašinos darbo organą veikia keletas variklių. Daugelis variklių naudojami vietoj vieno dažniausiai dėl konstrukcinių priežasčių. Tai paprastai sumažina darbo organą veikiančią jėgą bei paskirsto ją tolygiai ir simetriškai visame mechanizme ir pan. Pavyzdžiui, daugiavariklei ilgo konvejerio pavarai, palyginti su paviene pavarą, būdinga tolydesnė apkrova ir mažesni darbo organo - grandinės - įtempiai. Galingų ekskavatorių sukimo pavarą sudaro du arba daugiau variklių.

Valdymo sistema — neatskiriama elektros pavaros dalis, lemianti jos dinamines ir statines savybes. Ją sudaro visuma elektromagnetinių, elektromechaninių, puslaidininkinių ir panašių elementų, tarpusavyje susietų funkciniais ryšiais. Prie šių elementų galima priskirti valdymo mygtukus ir kitus komandinius aparatus, reles ir kontaktorius, elektromašininis, magnetinius ir puslaidininkinius stiprintuvus, tachogeneratorius, jutiklius ir pan. Šiuolaikinė technika turi tobulų bekontakčių automatikos elementų ir bloką, kurie vis plačiau naudojami elektros pavarų valdymo sistemose. Pavyzdžiui, elektromagnetiniai ir puslaidininkiniai loginiai elementai pastaruoju metu pakeitė relinę aparatūrą.

Šiuolaikinėse pramoninėse elektros pavarose naudojami plataus galingumų diapazono varikliai — nuo dalies iki keliasdešimties tūkstančių kilovatų. Įrengimo su didelio galingumo

pavara pavyzdžiu gali būti šachtų kėlimo įtaisas, aerodinaminis vamzdis, valcavimo staklynai, aukštakrosnių orapūtė. Tokių įrengimų pavaroms keliami labai dideli patikimumo ir galios reikalavimai. Labai patikimos bei našios yra ir nedidelio galingumo įtaisų, pavyzdžiui, staklių, keltų, kranų pavaros.

Elektros pavaros mechaninė dalis variklio mechaninę energiją perduoda gamybos mašinai, kur ji paverčiama naudingu darbu. Nors pavaros mechaninės dalies konstrukcija gali būti labai įvairi, vis dėlto ją sudaro grandys, kurių funkcijos įvairiose pavarose yra vienodos, tai parodyta 4(a) paveiksle.



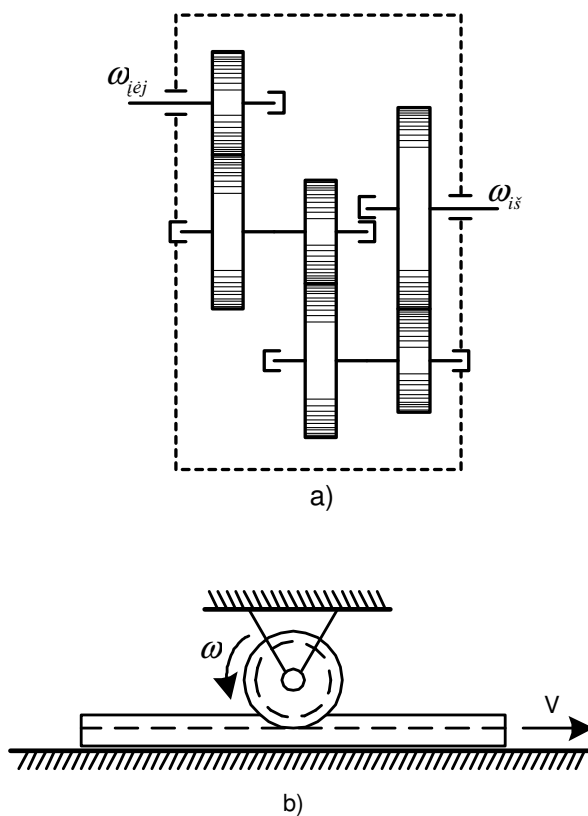
4 pav. Elektros pavaros mechaninė dalis (a) ir ja perduodami galios srautai tiesiogine (b) ir atvirkštine (c) kryptimis

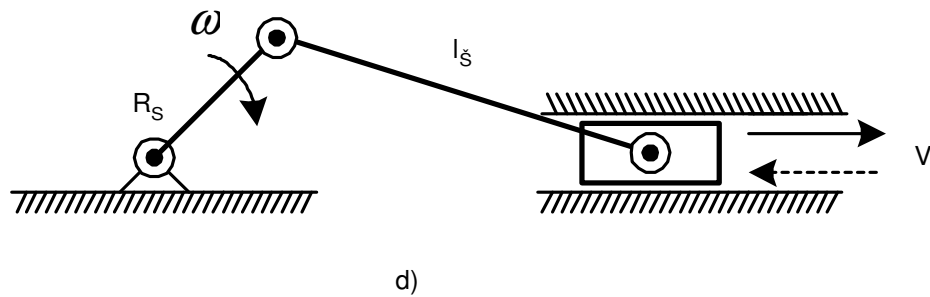
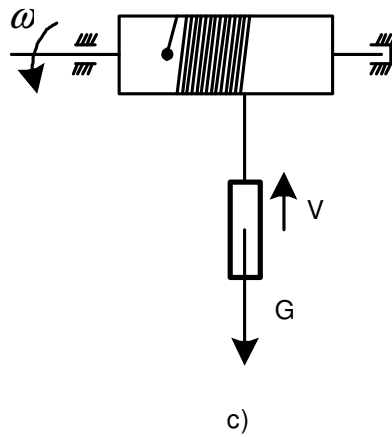
Variklis *V* yra elektromechaninės sistemos grandis, kuri tiekia arba vartoja mechaninę energiją. Į pavaros mechaninę dalį įeina tik besisukantis variklio elementas - rotorius (arba inkaras - nuolatinės srovės mašinose), kuris turi tam tikrą inercijos momentą, gali suktis tam tikru greičiu ir išvystyti varantįjį arba stabdymo momentą.

Keitimo mechanizmas *KM* keičia elektros pavaros mechaninės dalies judesį. Šis mechanizmas gali padidinti arba sumažinti greitį, pakeisti judėjimo pobūdį, pavyzdžiui, sukimąsi pakeisti slenkamuoju ir pan. Keitimo mechanizmams priklauso reduktoriai,

sraigtinė, krumpliastiebė ir diržinė pavaros, būgnas su lynu, skriejiko-švaistiklio mechanizmas ir t.t. Keli mechaniniai judėjimo keitikliai pavaizduoti 5 paveiksle. Keitimo mechanizmas apibūdinamas perdavimo koeficientu, kuris priklauso nuo išėjimo ir įėjimo greičių santykio, jo elementų mechaninio inertiškumo bei tamprumo, tarpų ir trinties keitiklio sankabose ir sujungimuose.

Gamybos mašinos darbo organas *DO* gautąją mechaninę energiją paverčia naudingu darbu. Dažniausiai jis pats suvartoja gautąją energiją. Toks darbo organas būdingas detalių apdorojimo, krovinių kėlimo bei perstūmimo ir kitiems mechanizms. Tuo atveju mechaninės galios srautas yra nukreiptas iš variklio į darbo organą, tai pavaizduota 4(b) paveiksle. Kai kuriais atvejais mechaninės energijos šaltinis yra darbo organas. Tuomet jis atiduoda arba mechanizmo sukauptą energiją, pavyzdžiui, keliant krovinį, arba energiją, perduodamą mechanizmui iš išorės. Pastarasis atvejis būdingas kranų, žemsiurbių, antenų įtaisų pavaroms, esant vėjo apkrovai. Tais atvejais mechaninės energijos srauto kryptis yra priešinga, t. y. iš darbo organo į variklį, tai pavaizduota 4(c) paveiksle. Darbo organas apibūdinamas tam tikru inertiškumu, darbo momentu, esant sukamajam judėjimui, ar darbo jėga, kai judėjimas slenkamasis. Kiekviename konkrečiame mechanizme darbo organo konstrukcija skirtinga. 1 lentelėje išvardinti kai kurie tipiniai darbo organai.





5 pav. Mechaniniai judėjimo keitikliai:

- a* - reduktorius;
- b* - krumpliasiebinis mechanizmas;
- c* - būgnas;
- d* - skriejiko-švaistiklio mechanizmas

1 lentelė. Tipiniai darbo organai

Gamybos mašina	Darbo organas
Metalo pjovimo staklės	Tekinimo staklių špindelis Gręžimo staklių griebtuvas su grąžtu Frezavimo staklių freza Drožimo staklių judamasis stalas Padavimo mechanizmo pavarinis sraigtas
Valcavimo staklynas	Darbo velenėliai Suspaudimo įtaiso sraigtas
Kėlimo kranas	Kablų, kėlimo mechanizmų griebtuvas Vežimėlis, pervežimo mechanizmų tiltas Sukimo mechanizmų sukamoji platforma

Keltuvas	Kabina, sekcija, skipas
Ekskavatorius	Vienakaušių ekskavatorių stūmimo, traukimo ir kėlimo mechanizmų kaušas Rotorinių ekskavatorių darbo ratas Sukimo mechanizmų sukamoji platforma
Konvejeris	Juosta, grandinė

Mechaninės energijos perdavimas nuo variklio veleno į darbo organą ar priešinga kryptimi visuomet susijęs su nuostoliais mechaninėse grandyse. Šių nuostolių priežastis - guolių, kreipiančiųjų, jungčių trintis ir pan. Tampriose mechaninėse grandyse atsiranda papildomi deformuojamų elementų klampiosios trinties nuostoliai. Todėl galingumo srautas, perduodamas iš šaltinio vartotojui, palaipsniui mažėja. Suprantama, tuos nuostolius kompensuoja energijos šaltinis - variklis, esant tiesioginiam energijos srautui, arba darbo organas, kai energijos srautas priešingos krypties.

Variklio arba darbo organo atliekamas darbas išreiškiamas šitaip:

$$W = \int_0^t M \omega dt, \quad (1)$$

esant sukamajam judėjimui, ir

$$W = \int_0^t F v dt, \quad (2)$$

esant slenkamajam judėjimui.

Mechaninė galia išreiškiama kaip darbo išvestinė laiko atžvilgiu, t. y.

$$P = \frac{dW}{dt} = M \omega, \quad (3)$$

sukamajam judėjimui ir

$$P = F v, \quad (4)$$

slenkamajam judėjimui.

Pastarosiose formulėse F ir M - jėga N ir momentas N·m; ω ir v - kampinis greitis rad/s ir linijinis greitis m/s.

Elektros pavaros galutinis uždavinys — garantuoti technologinių reikalavimų nustatytą darbo organo judėjimo dėsni maksimaliu tikslumu. Realizuojant tą uždavinį, laikoma, kad variklio rotoriaus judėjimas proporcingas pasirinktam darbo organo judėjimo dėsniui. Tačiau čia reikia turėti omenyje, kad mechaninės grandys gali iškraipyti perduodamąjį judėjimą. Tie

iškraipymai gali atsirasti dėl mechaninių grandžių inertiškumo, energijos nuostolių, mechaninių tarpų ir elementų tamprumo. Tačiau dažnai minėtieji iškraipymai būna nežymūs ir jų galima neįvertinti.

1.2. Dvimasės mechaninės sistemos

Elektros pavaros mechaninė dalis, kaip buvo minėta anksčiau, susideda iš kelių grandžių ir gali sudaryti labai sudėtingą kinematinę grandinę su daugeliu judančių elementų.

Tarkime, nagrinėjamąją mechaninę grandį sudaro absoliučiai kieti, nesideformuojantys ir be oro tarpų elementai. Tuo atveju vieno elemento judėjimas visiškai apibūdina likusiųjų elementų judėjimą, t. y. pavaros kinematinės grandinės visų grandžių judėjimo dėsnių funkcinės priklausomybės yra proporcingos, ir todėl, žinant vieno elemento judėjimą, pagal iš anksto žinomą priklausomybę galima rasti bet kurio elemento judėjimą. Taigi elektros pavaros judėjimą galima apibūdinti vieno mechaninio elemento, kurio atžvilgiu redukuoti visi išoriniai momentai ir jėgos, taip pat mechaninių grandžių masės, judėjimu. Paprastai tokiu elementu parenkamas variklio velenas.

Gamybos mašinos darbo organo apkrovos jėga ir momentas redukuojamas naudojant pavaros mechaninės dalies galios balanso lygtis. Iš 4 paveiksle, b, pavaizduotos diagramos galima teigti, jog, perduodant energiją tiesiogine kryptimi,

$$P_s = P_m + \Delta P; \quad (5)$$

čia $P_s = M_s \omega$, — variklio veleno galia;

P_m — darbo organo galia;

ΔP — mechaninių grandžių galios nuostoliai;

ω — variklio veleno kampinis greitis;

M_s — redukuotas statinis pasipriešinimo momentas.

Jeigu žinomas pavaros mechaninės dalies naudingumo koeficientas η , tai (5) lygtį galima perrašyti šitaip:

$$P_s = \frac{P_m}{\eta}. \quad (6)$$

Jeigu darbo organo judėjimas sukamasis,

$$P_m = M_m \omega_m;$$

čia M_m — darbo organo apkrovos momentas;

ω_m — darbo organo kampinis greitis.

Tuomet

$$M_s \omega = \frac{M_m \omega_m}{\eta},$$

iš čia

$$M_s = \frac{M_m}{i_r \eta}; \quad (7)$$

čia $i_r = \omega / \omega_m$ – reduktoriaus perdavimo santykis.

Jei darbo organo judėjimas slenkamasis,

$$P_m = F_m v_m;$$

čia F_m — darbo organo apkrovos jėga;

v_m — darbo organo linijinis greitis.

Tuomet

$$M_s \omega = \frac{F_m v_m}{\eta},$$

arba

$$M_s = \frac{F_m \rho}{\eta}; \quad (8)$$

čia $p = v/m$ — apkrovos jėgos redukavimo variklio velenui spindulys.

Iš diagramos, atvaizduotos 4 paveiksle, b , galima tegti, jog, perduodant energiją iš variklio darbo organui,

$$P_s = P_m - \Delta P; \quad (9)$$

ir, esant duotajam naudingumo koeficientui, galimumų balansą galima užrašyti šitaip:

$$P_s = P_m \eta.$$

Tuomet, kai darbo organo judėjimas sukamasis,

$$M_s = \frac{M_m \eta}{i_r}, \quad (10)$$

o kai slenkamasis,

$$M_s = F_m \rho \eta. \quad (11)$$

Gautose formulėse dydis M_s vadinamas pasipriešinimo arba statiniu momentu, redukuotu variklio veleno atžvilgiu.

i_r ir ρ vertės randamos iš keitimo mechanizmų konstrukcinių parametrų. Pavyzdžiui, krumpliaračių poros perdavimo santykis lygus jų krumplių skaičių santykiui, o diržinės pavaros — skriemulių skersmenų santykiui. Skriemulių ir būgnų redukavimo spindulys ρ lygus jų konstrukciniams spinduliams, skriejiko-švaistiklio mechanizmo, kai $R_s \ll l_s$,

$$\rho \approx R_s \sin \varphi_s ;$$

čia φ_s — skriejiko pasisukimo kampas.

Mechaninių grandžių masių ir inercijos momentų redukavimo variklio velenui prasmė yra tokia: tos masės ir momentai pakeičiami vienu ekvivalentiniu variklio veleno inercijos momentu J . Esant tokiai redukavimo sąlygai, ekvivalentinio inercijos momento kinetinė energija lygi pavaros mechaninės dalies visų judamų elementų kinetinių energijų sumai, t. y.

$$J \frac{\omega^2}{2} = J_v \frac{\omega^2}{2} + \sum_{i=1}^n J_i \frac{\omega_i^2}{2} + \sum_{j=1}^q m_j \frac{v_j^2}{2}.$$

Iš čia

$$J = J_v + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{i_{ri}^2} + \sum_{j=1}^q m_j \rho_j^2; \quad (12)$$

čia J_v — variklio rotorius inercijos momentas $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

J_i — i-ojo sukiojo elemento inercijos momentas $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

m_j — j-ojo elemento, judančio slenkamuoju judėjimu, masė kg ;

$i_{ri} = \omega/\omega_i$ — reduktorių, esančių tarp variklio veleno ir i-ojo sukiojo elemento, perdavimo santykis;

$\rho_j = v_j/\omega$ — j-ojo elemento, judančio slenkamuoju judėjimu, redukavimo spindulys m .

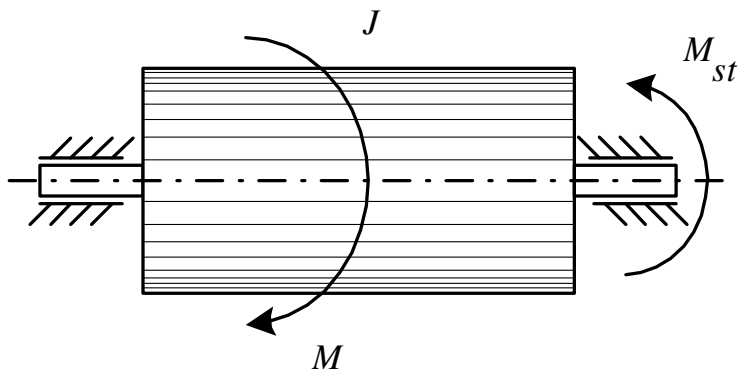
Jeigu kataloguose pateikiamas inercijos momentas GD^2 , išreikštas $\text{kg} \cdot \text{m}^2$, tai inercijos momentą SI sistemos vienetais galima apskaičiuoti taip:

$$J = \frac{GD^2}{4g} \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

Ekvivalentinis inercijos momentas J yra redukuotas veleno atžvilgiu. Pavaros mechaninės dalies sukiojo elemento pavyzdžiu gali būti sujungimo sankabos, stabdymo skriemuliai, būgnai, ekskavatorių ir kranų sukamosios platformos. Prie slenkamuoju judėjimu judančių elementų galima priskirti kranų tiltus, vežimėlius ir keliamus krovinius, sekcijas, skipus, kėlimo kranus, konvejerių krovinius, skriejiko-šliaužiklio mechanizmo šliaužiklį ir pan.

Iš (7), (8), (10)—(12) lygčių išplaukia, jog bendruoju atveju elektros pavaros kinematiškai sudėtinga mechaninė dalis pakeičiama ekvivalentine arba redukuotąja mechanine grandimi (6 pav.). Tai variklio greičiu besisukantis apie savo ašį kietas kūnas, kurio inercijos

momentas J ir kurį nuolat veikia variklio momentas M ir statinis momentas M_{st} . Šis paprastas elektros pavaros mechaninės dalies modelis, kurį sudaro vienos masės sistema, tinka tik idealioms mechaninėms grandims, t. y. nesideformuojančioms ir be tarpų. Tačiau šis modelis taikytinas dažnai ir realioms mechaninėms grandims, pasižyminčioms nedideliu mechanizmų tamprumu ir turinčioms nedidelius tarpus.



6 pav. Elektros pavaros redukuotoji mechaninė grandis

Kartais tenka nustatyti gamybos mašinos darbo organo judėjimo dėsnį. Tokie uždaviniai būdingi kėlimo-transporto mašinų slenkamuoju judėjimu judantiems darbo organams. Šiuo atveju variklio išvystomas momentas veikia darbo organą DO jėga F . (8) ir (11) redukavimo formulės tinka, tik tai jas reikia išreikšti jėgos F atžvilgiu:

$$F = \frac{M\eta}{\rho}, \quad (13)$$

kai variklis perduoda energiją darbo organui DO , ir

$$F = \frac{M}{\rho\eta}, \quad (14)$$

kai DO perduoda energiją varikliui.

Taip pat redukuojamos smagračių masės, t. y. jos pakeičiamos viena atstojamąja darbo organo mase m , kuri randama iš pavaros mechaninės dalies kinetinės energijos balanso:

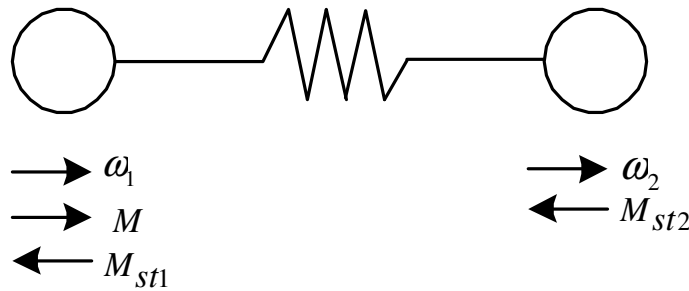
$$m = \frac{J}{\rho^2} = m_m + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{\rho_i^2} + \frac{J_v}{\rho^2}; \quad (15)$$

čia

$$\rho = v_m / \omega; \quad \rho_i = v_{mi} / \omega_i$$

Taip redukuota mechaninė grandis nagrinėjamuoju atveju atitinka slenkančiąją masę m , kurią veikia dvi jėgos: F ir F_m [1]

Dvimasę mechaninę sistemą apibūdina: su variklio rotorium sujungtų elementų suminis redukuotas inercijos momentas J_1 su mechanizmo darbo organu sujungtų elementų suminis redukuotas momentas J_2 tamprusis ryšys tarp šių masių charakterizuojamas redukuotu ekvivalentiniu standumu C_{12} , variklio veleno apkrovos momentas M_{st1} , Ir mechanizmo pasipriešinimo momentas M_{st2} . Dvimasė mechaninė sistema pavaizduota 7 paveiksle.



7 pav. Dvimasės mechaninės sistemos schema

Tokia sistema yra patogi nagrinėti tampriuosius mechaninius ryšius, dėl jų atsirandančius svyravimus ir dinamines apkrovas. Kai tampriųjų ryšių įtaka yra nedidelė ir ją galima paneigti, mechaninę elektros pavaros dalį atitinka standžioji mechaninė grandis. Tada reali mechaninė dalis pakeičiama ekvivalentiška mase, su inercijos momentu. Ją veikia variklio elektromagnetinis momentas ir suminis redukuotas apkrovos momentas. Apkrovos momentą sudaro visos mechaninę dalį veikiančios jėgos.[2]

Nagrinėjant elektros pavarų judėjimą, tenka ieškoti daug įvairių mechaninių dydžių, pavyzdžiui: kelio bei pasisukimo kampo, greičio ir pagreičio, jėgų bei momentų, kurie sukelia judėjimą ir lemia jo pobūdį. Nustatant pavaros judėjimo matematinę išraišką, viena iš dviejų galimų variklio sukimosi kryptių laikoma teigiama. Pasirinktoji kryptis yra teigiama visiems dydžiams, apibūdinantiems nagrinėjamąjį judėjimą: pasisukimo kampui, kampiniam greičiui bei pagreičiui, taip pat variklio momentui. Tai nereiškia, jog teigiamą kampo vertę turi būtinai atitikti teigiamas greitis, arba teigiamą greičio vertę — teigiamas pagreitis arba teigiamas variklio momentas. Greičiai gali būti tiek teigiami, tiek ir neigiami, esant bet kuriam pagreičio arba variklio momento ženklui. Svarbu, kad būtų vieninga dydžių, apibūdinančių judėjimą, atskaitymo teigiama kryptis. Taigi, jeigu tam tikrame laiko intervale variklio greičio ir momento kryptys sutampa, t. y. momentas ir greitis vienodo ženklo, tai, vadinasi, darbą atlieka variklis, kuris ir išvysto tą momentą. Priešingu atveju, kai momento ir greičio ženklai skirtingi, variklis, išvystydamas tą momentą, vartoja mechaninę energiją.

Elektros pavaros judėjimą apibūdina du veikiantys momentai: variklio momentas ir pasipriešinimo momentas. Pasipriešinimo momentas gali būti reaktyvusis ir aktyvusis, žiūrint kokia priežastis jį sukėlė.

Reaktyvusis pasipriešinimo momentas atsiranda tik esant judėjimui - tai mechaninės grandies reakcija. Tą momentą sukuria besipriešinančios judėjimui aplinkos reakcijos jėgos. Tai, pavyzdžiui, sukijų elementų trinties momentai, momentai, veikiantys metalo apdirbimo staklių darbo organą, ventiliatorių, išcentrinių siurblių menčių momentai ir pan. Reaktyvusis momentas visuomet priešinasi judėjimui, t. y. jo ženklas priešingas greičio ženklui. Pasikeitus sukimosi kryptčiai, pasipriešinimo momentas taip pat keičia ženklą. Elementas, kuris išvysto reaktyvinį momentą, gali tik vartoti energiją. Aktyvusis pasipriešinimo momentas nepriklauso nuo pavaros judėjimo, jį sukuria pašaliniai mechaninės energijos šaltiniai. Tai, pavyzdžiui, momentas, kurį sąlygoja vertikaliai keliamo krovinio masė, vėjo sukuriamas momentas. Aktyviojo momento kryptis nepriklauso nuo sukimosi krypties, t. y. aktyviojo momento ženklas nesusijęs su kampinio greičio ženklu. Pasikeitus sukimosi kryptčiai, momento ženklas nepasikeičia. Šaltinis, kuriantis aktyvinį momentą, gali ir vartoti, ir atiduoti energiją.

Pagal pagrindinį sukiojo kūno dinamikos dėsnį, momentų, veikiančių sukimosi ašies atžvilgiu, vektorinė suma lygi judesio kiekio momento išvestinei:

$$\sum_{i=1}^n M_i = \frac{d(J\omega)}{dt}. \quad (16)$$

Pagal pastarąją judėjimo lygtį, sprendžiant elektros pavarų uždavinius, dažniausiai analizuojamas variklio rotoriaus judesys. Tuomet ekvivalentinis momentas, veikiantis rotorį, lygus variklio ir pasipriešinimo momentų vektorinei sumai. Atskirais atvejais tiek variklio, tiek ir pasipriešinimo momentas gali veikti rotoriaus sukimosi kryptimi arba priešintis tam judėjimui. Tačiau visais atvejais, sprendžiant elektros pavarų uždavinius, reikia rasti minėtas atstojamojo momento dedamąsias, nežiūrint kokio pobūdžio yra tie momentai. Paprastai pasipriešinimo momentas būna duotas iš anksto, o variklio momentas randamas skaičiuojant; jis glaudžiai susijęs su apvių srovėmis, kurios apibūdina variklio įšilimą.

Elektros pavarų sistemų elektros mašinos daugiausia dirba varikliniu režimu. Tada pasipriešinimo momentas yra stabdantis rotoriaus judėjimo atžvilgiu ir priešinasi variklio momentui. Todėl laikoma, kad pasipriešinimo momento teigiama kryptis yra priešinga variklio momento teigiamai kryptčiai, ir (16) lygtis perrašoma šitaip:

$$M - M_s = J \frac{d\omega}{dt}. \quad (17)$$

Pastarojoje lygtyje momentai yra ne vektoriai, bet skaliariniai dydžiai, nes abu jie veikia vienos ir tos pačios sukimosi ašies atžvilgiu.

(17) lygties dešinioji pusė vadinama dinaminio momentu (M_d), t. y.

$$M_d = J \frac{d\omega}{dt}. \quad (18)$$

Iš (18) išplaukia, jog dinaminio momento kryptis visuomet sutampa su elektros pavaros pagreičio kryptimi.

Galimi trys elektros pavaros darbo režimai, žiūrint koks dinaminio momento ženklas:

1. $M_d > 0$, t. y. $d\omega/dt > 0$, greitėjimas, kai $\omega > 0$, stabdymas, kai $\omega < 0$.
2. $M_d < 0$, t. y. $d\omega/dt < 0$, stabdymas, kai $\omega > 0$, greitėjimas, kai $\omega < 0$.
3. $M_d = 0$, t. y. $d\omega/dt = 0$, nusistovėjęs režimas, t.y. $\omega = \text{const}$.

Variklio momentas nėra pastovus dydis, bet paprastai vieno kintamojo, o kai kuriais atvejais ir kelių kintamųjų funkcija, kuri pateikiama analiziškai arba grafiškai. Pasipriešinimo momentas taip pat gali būti greičio, kelio, laiko ar kito kintamojo funkcija. (18) lygtyje įrašius momentų M ir M_s funkcijas, bendruoju atveju gaunama netiesinė diferencialinė lygtis.

Pastaroji diferencialinė judėjimo lygtis teisinga tik tuo atveju, kai sukiosios masės inercijos spindulys yra pastovus. Kai kuriais atvejais, pavyzdžiui, esant skriejiko-švaistiklio mechanizmui, pavaros kinematinės grandinės inercijos spindulys yra periodinė pasisukimo kampo funkcija. Tokiais atvejais galima naudotis integraline judėjimo lygtimi, kuri pagrįsta sistemos kinetinės energijos balansu:

$$\int_0^t P_d dt = J \frac{\omega^2}{2} - J_{pr} \frac{\omega_{pr}^2}{2}; \quad (19)$$

čia $J\omega^2/2$ — pavaros kinetinė energija nagrinėjamuoju laiko momentu;

$J_{pr}\omega_{pr}^2/2$ — pavaros kinetinės energijos pradinė reikšmė.

Išdiferencijavus (19) lygtį laiko atžvilgiu ir laikydami, kad J yra pasisukimo kampo φ funkcija, gaunama

$$P_d = \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} + J\omega \frac{d\omega}{dt}. \quad (20)$$

Kadangi $P_d = M_d\omega$, tai, laikant pasisukimo kampą argumentu, gaunama tokia judėjimo lygtis:

$$M_d = \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ}{d\varphi} + J\omega \frac{d\omega}{d\varphi}. \quad (21)$$

Iš (7), (8), (10) ir (11) išraiškų apskaičiuotos M_s vertės yra teisingos (praktiškai pakankamu tikslumu), esant didelėms, artimoms vardinėms, apkrovoms, t. y. kai perdavimo nuostoliai yra gerokai mažesni nei apkrovos galia. Esant mažoms apkrovoms, kai $\eta \rightarrow 0$, minėtos išraiškos M_s rasti netinka. Ypatingai svarbu yra tiksliai apskaičiuoti trinties momentą sudėtingos kinematinės grandinės elektros pavarose su reduktoriumi, kurio didelis perdavimo santykis (dešimtys šimtai tūkstančių), nes trinties nuostoliai tuomet sudaro pagrindinę variklio apkrovos dalį.

Norint tiksliau apskaičiuoti pasipriešinimo momentą, reikia įvertinti ir trinties momento dedamąją. Iš (5) ir (9) gaunama

$$P_s = P_m \pm \Delta P_{tr}. \quad (22)$$

Pastarosios išraiškos abi puses padalijus iš variklio kampinio greičio ω , randama pasipriešinimo momento išraiška

$$M_s = M_n \pm M_{tr} \quad (23)$$

čia: $M_n = M_m/i_r$ — naudingas momentas, t. y. redukuotas darbo organo momentas;

M_{tr} — mechaninių grandžių redukuotas atstojamasis trinties momentas.

Kai energija perduodama iš variklio darbo organui, (23) išraiškoje momentai M_n ir M_{tr} sudedami aritmetiškai, o jei energijos perdavimo kryptis priešinga, — apskaičiuojamas jų

momentų modulių skirtumas. Bendroju atveju trinties momentas yra sudėtinga kampinio greičio ir perduodamo momento funkcija. M_{tr} reikšmė labai keičiasi pavaros paleidimo metu. Teoriškai apskaičiuoti pradinę trinties momento reikšmę sunku, nes ji labai priklauso nuo kinematinės grandinės konstrukcijos bei eksploatavimo sąlygų, todėl paprastai nustatoma eksperimentiškai. M_{tr} priklausomybė nuo kampinio greičio apibūdinama klampiosios trinties dedamąja, pavyzdžiui, variklio ventiliaciniais nuostoliais, guolių, krumpliaračių sukimosi nuostoliais ir pan. Trinties momentas M_{tr} taip pat priklauso nuo mechaninės grandies perduodamo momento, kuriam didėjant, didėja ir M_{tr} .

Tarkime, pavaros mechaninės dalies su reduktoriumi trinties momentas M_{tr} tiesiškai priklauso nuo reduktoriumi perduodamo momento M_r , t.y.

$$M_{tr} = M_{tr0} + bM_r. \quad (24)$$

Dydžių M_{tr0} ir b apytikslės vertės krumplinėms pavaroms priklausomai nuo vardinio naudingumo koeficiento pateiktos 8 paveiksle, a .

Pastarąją M_{tr} išraišką įrašius į (23), gaunama

$$M_s = M_n \pm (M_{tr0} + bM_r). \quad (25)$$

Dirbant pavarai nusistovėjusiu režimu, sukimo momentą perduoda reduktorius

$$M_r = M_n,$$

kai energijos kryptis tiesioginė, t.y. iš variklio į darbo organą, ir

$$M_r = M_s,$$

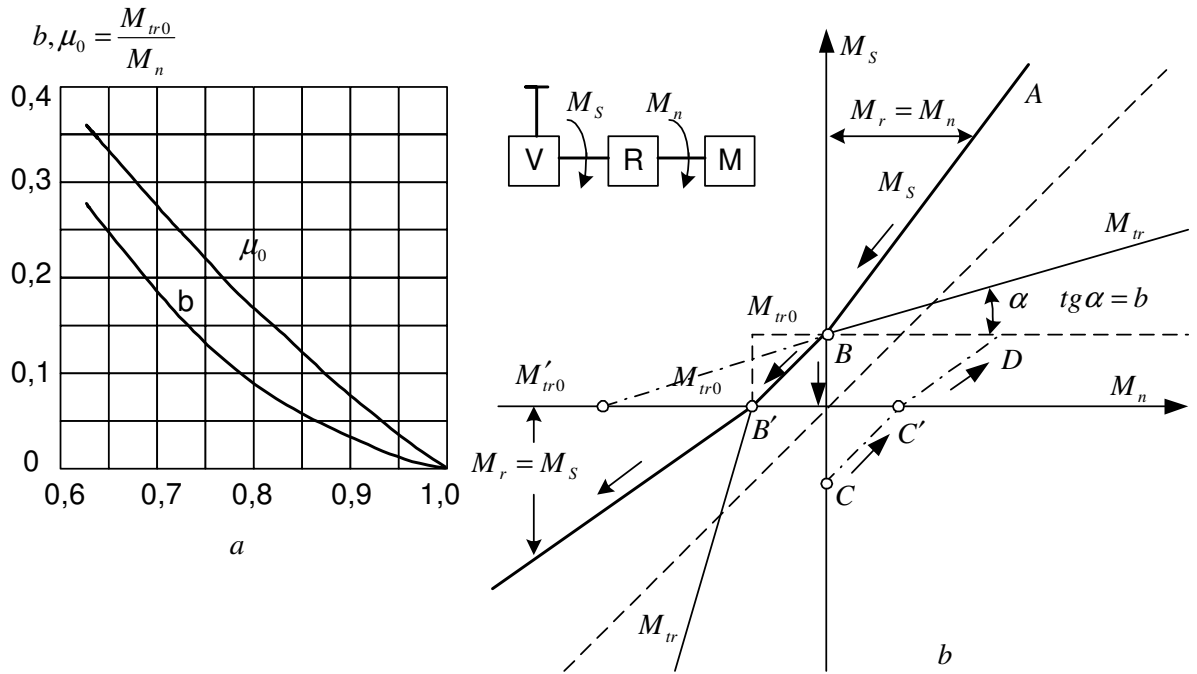
kai energijos kryptis atvirkštinė.

Tuomet pirmuoju atveju, t.y. kai energijos kryptis tiesioginė,

$$M'_s = (1+b)M_n + M_{tr0}, \quad (26)$$

o kai atvirkštinė,

$$M_s'' = \frac{M_n}{1+b} \pm \frac{M_{tr0}}{1+b}. \quad (27)$$



8 pav. Cilindrinio perdavimo mechanizmo vidutinės trinties koeficientai (a) ir variklio veleno pasipriešinimo momento priklausomybė nuo apkrovos naudingo momento, įvertinant reduktoriaus trintį (b):

V — variklis;

R — reduktorius;

M — gamybos, mašina.

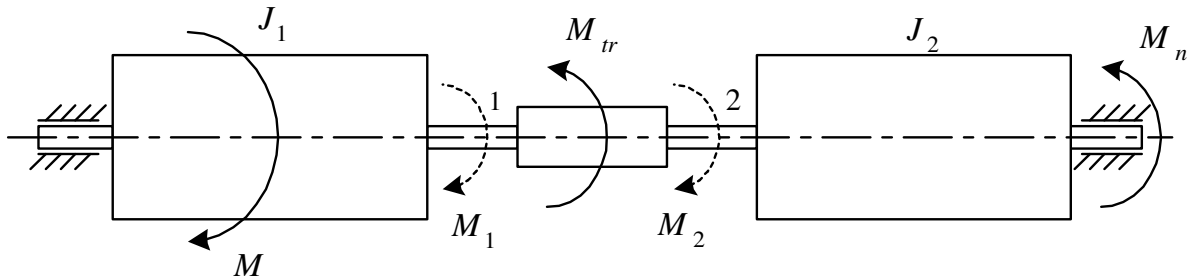
Jeigu energija reduktoriui perduodama iš abiejų pusių, tai jis momento neperduos, t.y.

$$M_r = 0. \quad (28)$$

Pastaruoju atveju

$$M_s = M_n \pm M_{tr0}, \quad (29)$$

Pasipriešinimo ir naudingo momentų priklausomybė pavaizduota 8 pav., b. Laužta linija BB'A' vaizduoja energijos krypties kitimą, keičiantis momento M_n kryptčiai, o linija CC'D, — keičiantis variklio sukimosi kryptčiai. Jeigu momentą M_n sukuria apkrova, tai atkarpa AB vaizduoja krūvio pakėlimo režimą, atkarpa CC' - nuleidimo, veikiant jėgai, režimą, C'D — stabdančiojo nuleidimo režimą, kai elektros mašina dirba generatoriaus režimu.



9 pav. Elektros pavaros dviejų masių mechaninė grandis, kai įvertintas reduktoriaus trinties momentas

Pereinamojo proceso metu reduktoriumi perduodamas momentas priklauso nuo dinaminių momentų $J \frac{d\omega}{dt}$, todėl elektros pavaros mechaninis modelis, kurį sudaro vienas sukusis kūnas (6 pav.), nėra visiškai teisingas. Tokiu atveju pavaros mechaninės dalies modelį geriau atvaizduoti trimis grandimis, kurių momentai ir inercijos momentai redukuoti variklio greičiui ir atvaizduoti 9 paveiksle. Esant tiesioginiai energijos kryptčiai:

$$M_r = M_2 = M_n + J_2 \frac{d\omega}{dt}. \quad (30)$$

Įvertinus (25) ir (30) išraiškas,

$$M_s = M_n(1+b) + M_{tr0} + bJ_2 \frac{d\omega}{dt}. \quad (31)$$

Pastarąją M_s išraišką įrašę į (17) judėjimo lygtį, gaunama

$$M - (1+b)M_n - M_{tr0} = [J_1 + (1+b)J_2] \frac{d\omega}{dt}. \quad (32)$$

Esant atvirkštinei energijos kryptčiai,

$$M_r = M_1 = M - J_1 \frac{d\omega}{dt}, \quad (33)$$

$$M_s = M_n - M_{tr0} - b \left(M - J_1 \frac{d\omega}{dt} \right), \quad (34)$$

o elektros pavaros judėjimo lygtis

$$M - \frac{M_n - M_{tr0}}{1+b} = \left(J_1 + \frac{J_2}{1+b} \right) \frac{d\omega}{dt}. \quad (35)$$

Iš gautųjų (32) ir (35) judėjimo lygčių išplaukia, jog pereinamojo proceso metu trinties bei perduodamo momento tiesinė priklausomybė ekvivalentiška elektros pavaros atstojamojo energijos momento tam tikram padidėjimui, esant tiesioginei mechaninės energijos kryptčiai, ir inercijos momento sumažėjimui, kai energija perduodama priešinga kryptimi.

1.3. Dvimasės sistemos struktūrinė schema ir perdavimo funkcija

Dvimasė mechaninė sistema (7 pav.) apibūdina pagrindinės lygtys

$$\begin{cases} M - M_{st1} - M_{12} = J_1 \frac{d\omega_1}{dt}; \\ -M_{st2} + M_{12} = J_2 \frac{d\omega_{21}}{dt}. \end{cases} \quad (36)$$

Tampriosios sąveikos momentas:

$$M_{12} = c_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2). \quad (37)$$

Diferencijuojant (37) pagal laiką, gaunama

$$\frac{dM_{12}}{dt} = c_{12} \cdot \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) = c_{12} \cdot (\omega_1 - \omega_2). \quad (38)$$

Irašome vietoj $\frac{d}{dt}$ operatorių s ir pereiname prie operatorinės lygčių sistemos formos:

$$\begin{cases} M - M_{st1} - M_{12} = J_1 s \omega_1; \\ -M_{st2} + M_{12} = J_2 s \omega_2; \\ s M_{12} = c_{12} (\omega_1 - \omega_2). \end{cases} \quad (39)$$

Iš lygčių sistemos (39) surandamos šios perdavimo funkcijos:

$$\text{a) } W_1(s) = \frac{\omega_1(s)}{\Delta M_1(s)} = \frac{1}{J_1 s}; \quad (40)$$

$$\Delta M_1(s) = M - M_{12} - M_{st1}; \quad (41)$$

$$\text{b) } W_2(s) = \frac{M_{12}(s)}{\Delta \omega(s)} = \frac{c_{12}}{s}; \quad (42)$$

$$\Delta\omega(s) = \omega_1 - \omega_2; \quad (43)$$

$$c) \quad W_3(s) = \frac{\omega_2(s)}{\Delta M_2(s)} = \frac{1}{J_2 s}; \quad (44)$$

$$\Delta M_2(s) = M_{12} - M_{st2}. \quad (45)$$

Struktūrinė schema sudaroma taip: pirmiausiai pažymimas valdymo poveikis M . Jis sumuojasi su $-M_{12}$ bei $-M_{st1}$ ir sudaro sumavimo tašką, už kurio yra ΔM_1 . Ryšį tarp įėjimo dydžio ΔM_1 ir ω_1 duoda pirmosios masės – šiuo atveju variklio – perdavimo funkcija $W_1(s)$. Toliau ω_1 sumuojasi su $-\omega_2$ ir duoda antrosios grandies išėjimo dydį $\Delta\omega$. Antroji grandis atitinka tamprųjų mechaninį ryšį, kurio išėjimas yra M_{12} . Šis dydis sudaro grįžtamąjį ryšį ir sumuojasi įėjime su $-M_{st1}$ ir M . Tačiau tas pats M_{12} turi sumuotis su $-M_{st2}$. Tai trečiosios grandies įėjimas ΔM_2 , o išėjimas ω_2 . Šį dydį susumavus su ω_1 , gaunama nagrinėjamos sistemos struktūrinė schema, kuri pavaizduota 10 paveiksle, a.

Ieškosime perdavimo funkcijos pagal valdymo poveikį

$$W(s) = \frac{\Delta\omega_1(s)}{\Delta M(s)}. \quad (46)$$

Grįžtamojo ryšio pagal M_{12} grandis perkeliama per $W_3(s)$, ir gaunama nauja struktūra, parodyta 10 paveiksle, b.

Toliau ieškoma tiesioginio kanalo dviejų nuosekliai sujungtų grandžių perdavimo funkcija. Ji lygi abiejų grandžių perdavimo funkcijų sandaugai:

$$W_{23}(s) = \frac{c_{12}}{p} \cdot \frac{1}{J_2 s} = \frac{c_{12}}{J_2 s^2}. \quad (47)$$

Dabar matome, kad turime sistemą su vienetiniu neigiamu grįžtamuju ryšiu. Tokios sistemos perdavimo funkcija:

$$W_{\omega_1; \omega_2}(s) = \frac{W_{23}(s)}{1 + W_{23}(s)}; \quad (48)$$

$$W_{\omega_1, \omega_2}(s) = \frac{1}{\frac{J_2}{c_{12}} s^2 + 1}. \quad (49)$$

Toliau galima gauti perdavimo funkciją pagal valdymo poveikį. Tam schemą pertvarkom taip, kad išėjimo dydis būtų ω_1 , schema parodyta 10 paveiksle, d. Čia tiesioginio kanalo perdavimo funkcija:

$$W_{ties}(s) = \frac{1}{J_1 s}. \quad (50)$$

o grįžtamojo ryšio kanalo:

$$W_{gr}(s) = J_2 s \cdot \frac{1}{\frac{J_2}{c_{12}} s^2 + 1}. \quad (51)$$

Perdavimo funkcija pagal valdymo poveikį gaunama taip:

$$W_{\omega_1}(s) = \frac{W_{ties}}{1 + W_{ties} \cdot W_{gr}}. \quad (52)$$

Irašę W_{ties} ir W_{gr} vertes, gauname:

$$W_{\omega_1}(s) = \frac{\frac{1}{J_1 s}}{1 + \frac{1}{J_1 s} \cdot \frac{J_2 s}{\frac{J_2}{c_{12}} s^2 + 1}}; \quad (53)$$

$$W_{\omega_1}(s) = \frac{1}{J_1 s + \frac{J_2 s}{\frac{J_2}{c_{12}} s^2 + 1}}; \quad (54)$$

$$W_{\omega_1}(s) = \frac{\frac{J_2}{c_{12}}s^2 + 1}{J_1s \cdot \frac{J_2}{c_{12}}s^2 + J_1s + J_2s}; \quad (55)$$

$$W_{\omega_1}(s) = \frac{\frac{J_2}{c_{12}}s^2 + 1}{\frac{J_1 \cdot J_2}{c_{12}}s^3 + J_\Sigma s}; \quad (56)$$

čia:

$$J_\Sigma = J_1 + J_2; \quad (57)$$

$$W_{\omega_1}(s) = \frac{\frac{J_2}{c_{12}}s^2 + 1}{J_\Sigma s \left(\frac{J_1 \cdot J_2}{c_{12} \cdot J_\Sigma} \cdot s^2 + 1 \right)}. \quad (58)$$

Šios sistemos charakteringoji lygtis

$$J_\Sigma s \left(\frac{J_1 \cdot J_2}{c_{12} \cdot J_\Sigma} \cdot s^2 + 1 \right) = 0 \quad (59)$$

turi tris šaknis:

$$s_1 = 0; \quad s_{2,3} = \pm j \sqrt{\frac{c_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2}} = \pm j\Omega_{12}; \quad (60)$$

čia Ω_{12} – dvimasės tampriosios sistemos rezonansinis dažnis. Dvimatė sistema turi vieną dažnį Ω_{12} , kuriam esant galimas mechaninis rezonansas. Pažymima:

masių santykį:

$$\gamma = \frac{J_1 + J_2}{J_1} = \frac{J_\Sigma}{J_1}; \quad (61)$$

rezonansinį sistemos dažnį:

$$\Omega_{12} = \sqrt{\frac{c_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2}}; \quad (62)$$

antrosios masės rezonansinį dažnį, kai $J_1 \rightarrow \infty$:

$$\Omega_{02} = \sqrt{\frac{c_{12}}{J_2}} = \Omega_{12} \cdot \frac{1}{\sqrt{\gamma}}. \quad (63)$$

Tada

$$\frac{J_2}{c_{12}} = \frac{\gamma}{\Omega_{12}^2}. \quad (64)$$

Atsižvelgus į šiuos žymėjimus, gautosios perdavimo funkcijos perrašomos taip:

$$W_{\omega_1; \omega_2}(s) = \frac{1}{\left(\frac{\gamma}{\Omega_{12}^2}\right)s^2 + 1}; \quad (65)$$

$$\frac{J_1 \cdot J_2}{c_{12} \cdot J_\Sigma} = \frac{1}{\Omega_{12}^2}; \quad (66)$$

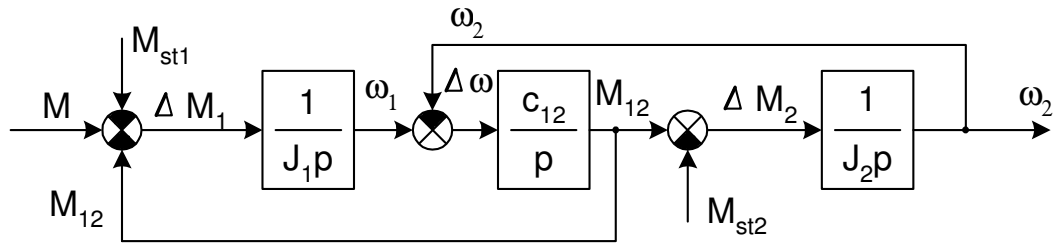
$$W_{\omega_1}(s) = \frac{1}{J_\Sigma \cdot p} \cdot \frac{\left(\frac{\gamma}{\Omega_{12}^2}\right)s^2 + 1}{\left(\frac{1}{\Omega_{12}^2}\right)s^2 + 1}. \quad (67)$$

Pastarosios perdavimo funkcijos leidžia sudaryti naują struktūrinę schemą, kuri pavaizduota 10 pav., e. Pagal šią schemą sudaroma perdavimo funkciją pagal valdymo poveikį, kai pradinis dydis yra ω_2 :

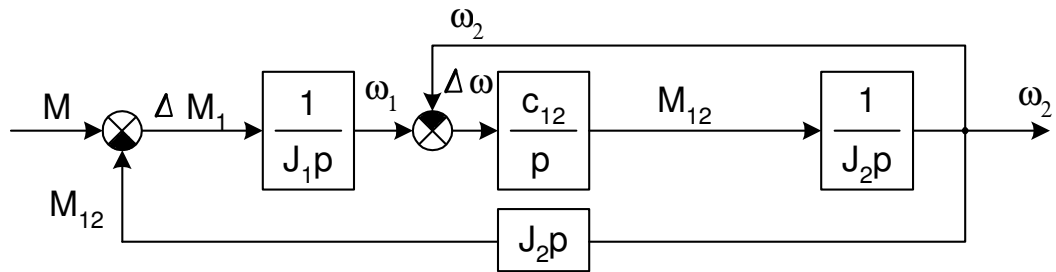
$$W_{\omega_2}(s) = \frac{\omega_2(s)}{M(s)} = W_{\omega_1; \omega_2}(s) \cdot W_{\omega_1}(s); \quad (68)$$

$$W_{\omega_2}(s) = \frac{1}{J_{\Sigma} s} \cdot \frac{1}{\left(\frac{1}{\Omega_{12}^2}\right) s^2 + 1}. \quad (69)$$

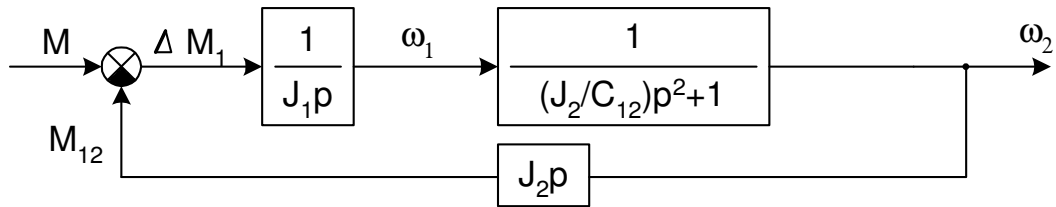
Šią perdavimo funkciją atitinka struktūrinė schema 10 pav., f.



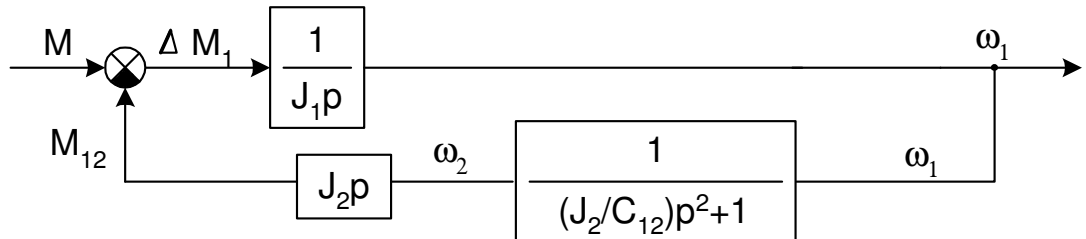
a)



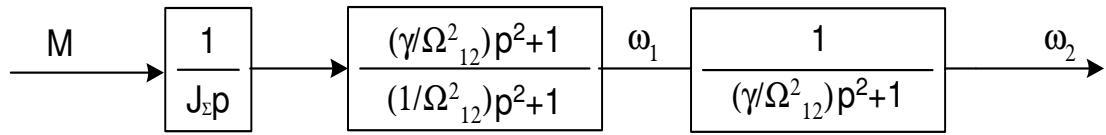
b)



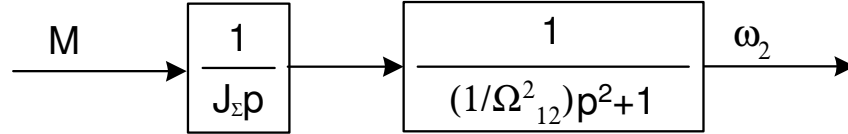
c)



d)



e)



f)

10 pav. Tampriosios mechaninės sistemos struktūrinės schemos

1.4. Dvimasės sistemos dinaminės apkrovos

Elektros pavarų judesio lygties dešinėje pusėje yra veikiančių sistemoje inercijos jėgų momentai. Jie priklauso nuo masių pagreičio ir vadinami dinaminiais momentais:

$$M_d = J_i \frac{d\omega_i}{dt}. \quad (70)$$

Standžiosios mechaninės grandies judesio lygtis duoda suminę dinaminę elektros pavaros apkrovą:

$$M_d = J_\Sigma \frac{d\omega}{dt} = M - M_{st}; \quad (71)$$

kuri yra lygi veikiančių sistemoje statinių pasipriešinimo momentų algebrinei sumai.

Dinaminis momentas yra svarbi elektros pavaros apkrovos dedamoji. Jo ženklas, sistemos greičiui didėjant, sutampa su kampinio greičio ženklu, o greičiui mažėjant, yra priešingo ženklo. Vadinasi, pirmuoju atveju jis yra stabdantis momentas, ir variklis turi atlikti darbą, kad sukauptų reikiamą greitėjimui kinetinės energijos kiekį. Kai sistemos greitis mažėja, dinaminis momentas palaiko buvusį greitį ir pasidaro varančiuoju momentu. Atsiradusi kinetinė energija sunaudojama pasipriešinimo momentui įveikti, kuris šiuo atveju yra stabdantis.

Skaičiuojant konkrečių darbo mašinų elektros pavaras, yra užduodamas paleidimo laikas arba leidžiamas pagreitis ε . Didžiausią apkrovą sudaro didžiausias statinis mechanizmo pasipriešinimo momentas ir didžiausias reikalingas dinaminis momentas

$$M_{maks} = M_{stmaks} + J_{\Sigma} \cdot \varepsilon_{maks} . \quad (72)$$

Tuo pačiu nustatoma ir didžiausia variklio elektromagnetinio momento vertė

$$M = M_{maks} . \quad (73)$$

Šis didžiausias momentas apkrauna variklį ne visą laiką, o tik dinaminių procesų metu, kai kinta greitis. Vadinasi, tai yra trumpalaikis perkrovos momentas. Trumpalaikės variklių perkrovas riboja nuolatinės srovės mašinoms leidžiama srovė pagal komutacijos sąlygas, o asinchroniniams varikliams - didžiausias momentas.

Paleidimo metu, dalis dinaminio momento sunaudojama rotorui įsukti, o kita dalis per mechanines grandis veikia mechanizmą. Vadinasi, paleidžiant dinaminė apkrova padidina mechaninių grandžių apkrovą mechanizmo dinaminio momento dydžiu $J_2 \cdot \varepsilon_{vid}$:

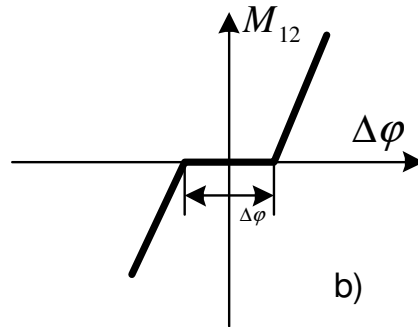
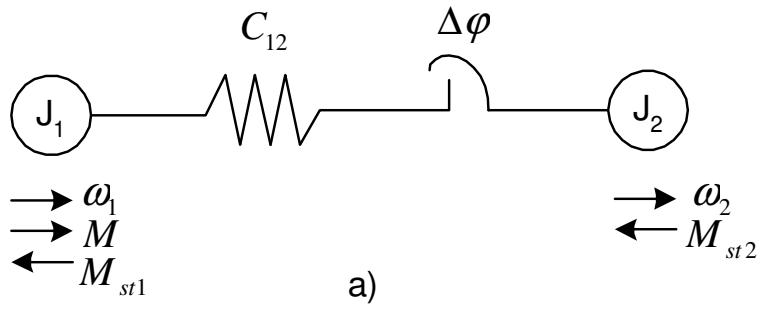
$$M_{12} = J_2 \cdot \varepsilon_{vid} + M_{st} . \quad (74)$$

Kai $J_2 > J_1$, pagrindinę mechaninių grandžių apkrovą sudaro statinis apkrovos momentas. Bet jeigu $J_2 \gg J_1$, mechaninių grandžių apkrova gali labai padidėti.

Padidintą apkrovą dinaminių procesų metu gauna ir visi kinematinės schemos elementai. Apribojus didžiausią apkrovą ir sumažinus švytuojančio pobūdžio apkrovas, kurios atsiranda dėl tampriųjų ryšių, labai padidėja elektros pavarų mechaninės dalies patikimumas ir patvarumas.

Dinaminės apkrovos gali labai padidėti, jeigu mechaninėje pavaros dalyje yra elementų, turinčių laisvumus.

Dvimasės mechaninės dalies su kinematinio laisvumu schema parodyta 11 pav., a. Dėl oro tarpo priklausomybė $M_{12} = f(\Delta\varphi)$ yra netiesinė (11 pav., b).

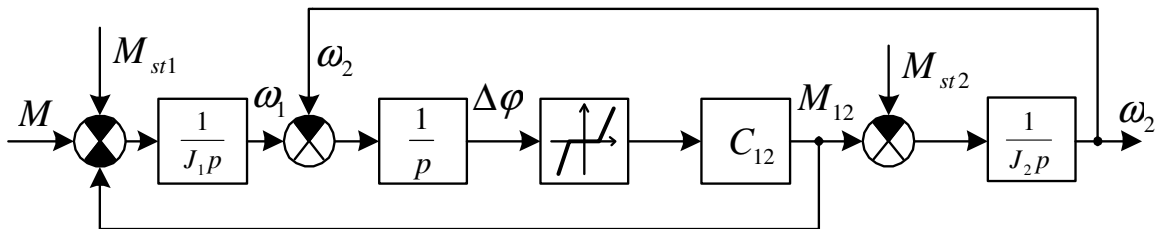


11 pav. Dvimasės mechaninės dalies su laisvumu schema (a) ir priklausomybė $M_{12} = f(\Delta\varphi)$
Šios sistemos judesio lygtys, įrašius $s = \frac{d}{dt}$:

$$\begin{cases} M - M_{12} - M_{st1} = J_1 s \omega_1; \\ M_{12} - M_{st2} = J_2 s \omega_2; \\ M_{12} = C_{12} \left(\varphi_1 - \varphi_2 - \frac{\Delta\varphi}{2} \right), \quad \text{kai } |\varphi_1 - \varphi_2| > \frac{\Delta\varphi}{2}; \\ M_{12} = 0 \quad \text{kai } |\varphi_1 - \varphi_2| \leq \frac{\Delta\varphi}{2}. \end{cases} \quad (75)$$

Šią lygčių sistemą atitinka struktūrinė mechaninės dalies schema, parodyta 12 pav.

Iš lygčių sistemos matyti, kad kol yra laisvumas, abi sistemos masės juda nepriklausomai viena nuo kitos.



12 pav. Mechaninės dalies su laisvumu struktūrinė schema

Paleidžiant pavarą, apkrautą reaktyvaus pobūdžio momentu, galime išskirti tris paleidimo etapus.

Pirmajame paleidimo etape $M_{12} = 0$ ir antrosios masės greitis ω_2 lygus nuliui. Pirmosios masės greitis staigiai didėja, nes variklio momentas M yra daug didesnis už M_{st1} . Toliau prasideda antrasis etapas. Laisvumo jau nebėra, bet ω_2 tebelieka lygus nuliui, kol didėjantis momentas M_{12} pasidarys didesnis už M_{st1} . Per šį laiką, kol M_{12} padidės nuo 0 iki M_{st2} , greitis ω_1 dar padidės iki ω_{1pr} . Nuo šio greičio ir priklausys perdavimo dinaminė apkrova, pradėjus judėti antrajai masei. Trečiajam etapui, kai $|\varphi_1 - \varphi_2| > 0$, galioja šios lygtys:

$$\begin{cases} M - M_{12} - M_{st1} = J_1 \frac{d\omega_1}{dt}; \\ M_{12} - M_{st2} = J_2 \frac{d\omega_2}{dt}; \\ \frac{d^2 M_{12}}{dt^2} = C_{12} \left(\frac{d\omega_1}{dt} + \frac{d\omega_2}{dt} \right). \end{cases} \quad (76)$$

Iš šių lygčių galima gauti M_{12} sprendinį laiko atžvilgiu. Pirmoji lygtis dauginama iš $\frac{C_{12}}{J_1}$, o antroji iš $\frac{C_{12}}{J_2}$:

$$\begin{cases} (M - M_{12} - M_{st1}) \frac{C_{12}}{J_1} = C_{12} \frac{d\omega_1}{dt}; \\ (M_{12} - M_{st2}) \frac{C_{12}}{J_2} = C_{12} \frac{d\omega_2}{dt}. \end{cases} \quad (77)$$

Toliau iš pirmosios lygties reikia atimti antrąją:

$$(M - M_{12} - M_{st1}) \frac{C_{12}}{J_1} - (M_{12} - M_{st2}) \frac{C_{12}}{J_2} = C_{12} \left(\frac{d\omega_1}{dt} - \frac{d\omega_2}{dt} \right). \quad (78)$$

Dešinioji gautos lygties pusė, atsižvelgiant į trečiąją (76) lygtį, yra lygi $\frac{d^2 M_{12}}{dt^2}$.

Pertvarkome gautąją lygtį:

$$(M_1 - M_{st1}) \frac{C_{12}}{J_1} - M_{12} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) + M_{st2} \cdot \frac{C_{12}}{J_2} = \frac{d^2 M_{12}}{dt^2}. \quad (79)$$

Kairėje pusėje pridedame ir atimame po narį $M_{st2} \cdot \frac{C_{12}}{J_1}$:

$$\begin{aligned} \frac{(M_1 - M_{st1} - M_{st2})}{J_1} - M_{12} \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} \right) + M_{st2} \cdot \frac{C_{12}}{J_1} - M_{st2} \cdot \frac{C_{12}}{J_1} &= \frac{d^2 M_{12}}{dt^2}; \\ \frac{M_1 - M_{st1} - M_{st2}}{J_1 + J_2} - \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} \cdot J_2 \cdot C_{12} + M_{st2} \cdot \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} \cdot C_{12} &= \frac{d^2 M_{12}}{dt^2} + M_{12} \cdot \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} \cdot C_{12}. \end{aligned} \quad (8)$$

0)

Pažymėsime:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{vid} &= \frac{M_1 - M_{st1} - M_{st2}}{J_1 + J_2}; \\ \Omega_{12}^2 &= \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} \cdot C_{12}. \end{aligned} \quad (81)$$

Tada:

$$\varepsilon_{vid} \cdot J_2 \cdot \Omega_{12}^2 + M_{12} \cdot \Omega_{12}^2 = \frac{d^2 M_{12}}{dt^2} + M_{12} \cdot \Omega_{12}^2. \quad (82)$$

Gaunama antrosios eilės diferencialinę lygtį:

$$\frac{1}{\Omega_{12}^2} \cdot \frac{d^2 M_{12}}{dt^2} + M_{12} = J_2 \cdot \varepsilon_{vid} + M_{st2}. \quad (83)$$

Bendrasis šios lygties sprendinys:

$$M_{12} = J_2 \varepsilon_{vid} + M_{st2} + A \cos \Omega_{12} t + B \sin \Omega_{12} t. \quad (84)$$

Lygties sprendinio ieškoma esant šioms pradinėms sąlygoms:

$$t = 0; \quad (M_{12})_0 = M_{st2}; \quad \left(\frac{dM_{12}}{dt} \right)_0 = C_{12}(\omega_1 - \omega_2) = 0; \quad (85)$$

$$M_{st2} = J_2 \cdot \varepsilon_{vid} + M_{st2} + A.$$

Diferencijuojama (83)

$$\frac{dM_{12}}{dt} = -A\Omega_{12} \cdot \sin \Omega_{12}t + B\Omega_{12} \cos \Omega_{12}t.; \quad (86)$$

ir įrašoma kita pradinė sąlyga

$$0 = B \cdot \Omega_{12}. \quad (87)$$

Integravimo konstantos:

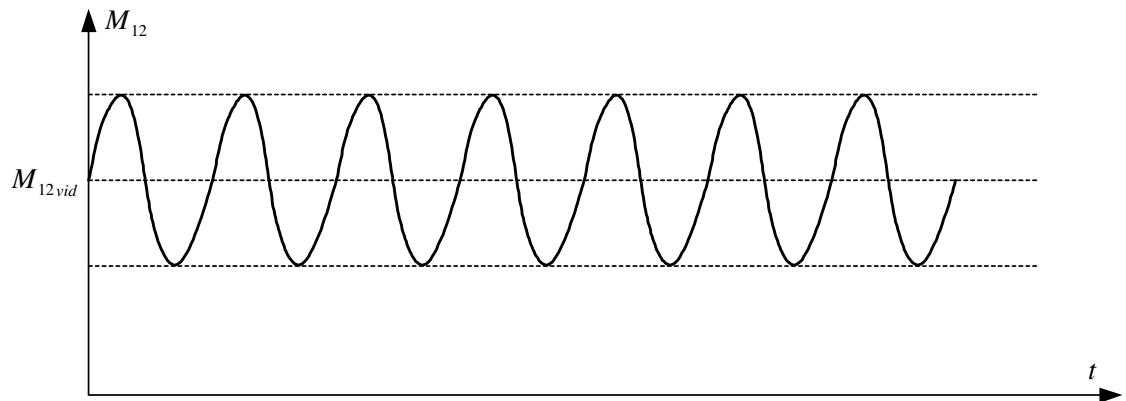
$$A = -J_2 \varepsilon_{vid}; \quad B = 0. \quad (88)$$

Diferencialinės lygties (84) sprendinys

$$M_{12} = J_2 \varepsilon_{vid} + M_{st2} - J_2 \varepsilon_{vid} \cdot \cos \Omega_{12}t;$$

$$M_{12} = M_{st2} + J_2 \cdot \varepsilon_{vid} (1 - \cos \Omega_{12}t). \quad (89)$$

Tampriosios sąveikos momentu kitimo grafikas parodytas 13 pav.



13 pav. Tampriosios sąveikos momento kitimo grafikas

Jeigu mechaninis ryšys būtų absoliučiai standus,

$$M_{12} = M_{st2} + J_2 \varepsilon_{vid} \quad (90)$$

Tai vidutinė mechaninės dalies elementų apkrova M_{12vid} , sulyginus (89) ir (90) matome, kad standžioji mechaninė grandis duoda galimybę atsižvelgti tik į vidutinius greičio, pagreičio ir apkrovos momento dydžius. Baigtinis mechaninių ryšių standumas duoda kintamąjį momento dedamąją ($\cos \Omega_{12} t$), kuri gali padidinti vidutinę momento vertę iki M_{12maks} :

$$M_{12maks} = M_{st2} + 2J_2 \varepsilon_{vid}. \quad (91)$$

Didžiausias ir vidutinio momentų santykis duoda dinaminį koeficientą

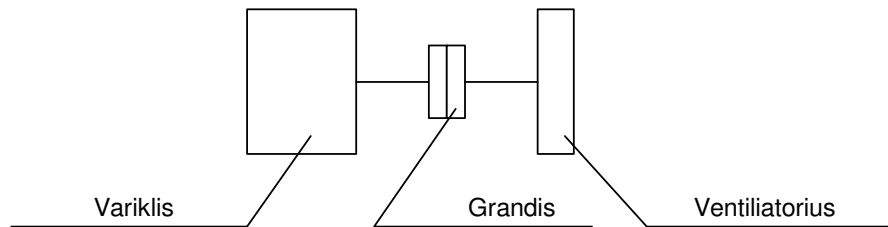
$$k_d = \frac{M_{12maks}}{M_{12vid}} = \frac{M_{12} + 2J_2 \varepsilon_{vid}}{M_{12} + J_2 \varepsilon_{vid}}. \quad (92)$$

Mechanizmuose su didele inercija dinaminės apkrovos gali labai padidėti iki $k_d = 2$. [1]
Projektuojant pavaras, reikia nustatyti reikiamus valdymo dėsningumus, kad laisvumai būtų išimti tolygiai, ir dinaminės apkrovos sumažintos iki leistinų dydžių. Tai nulemia pavaros struktūrą bei parametrus. Dvimašėse elektromechaninėse sistemose didelį įtaką turi grandies tamprumas ir laisvumas. Šie reiškiniai yra kenksmingi pavaroms, todėl būtina juos gerai išnagrinėti. Nagrinėtose literatūrose gerai apibudinta tamprumo ir laisvumo fizikinė prigimtis, tačiau trūksta šių reiškinių įtakos, pereinamųjų procesų. Sekančioje dalyje bus nagrinėjami dinaminiai procesai ir grandies laisvumo įtaka.

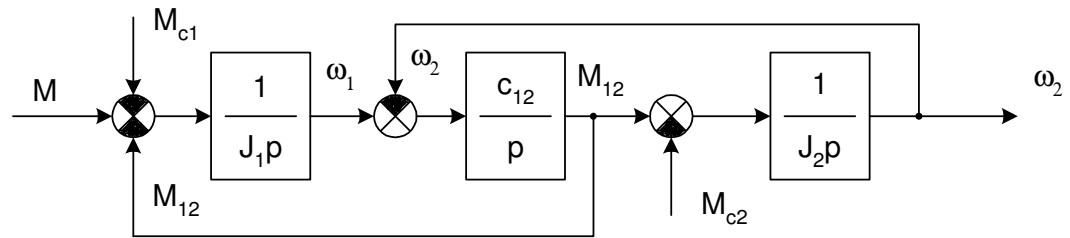
2. TIRIAMOJI DALIS

2.1. Apkrovos modelis

Norint geriau suprasti dvimases elektromechanines sistemas, sudaromas apkrovos modelis. Apkrovos modeliu parenkamas išcentrinis ventiliatorius, kuris sudarytas iš pagrindinių dalių: variklio, grandies, ventiliatoriaus. Kinematinė ir struktūrinės schemos pavaizduotos 11 pav.



a)



b)

11 pav. Ventiliatoriaus modelis:

a) kinematinė ventiliatoriaus schema;

b) struktūrinė ventiliatoriaus schema.

Pradiniai duomenys: ventiliatoriaus vardinė galia $P_{v,nom}=30$ kW; vardinis greitis $n_{v,nom}=1460$ aps/min; variklio rotoriaus ir grandies inercijos momentas $J_1=0,54$ kg·m³; standumas tarp variklio rotoriaus ir ventiliatoriaus $c_{12}=5610$ N·m; ventiliatoriaus mechaninių nuostolių momentas $\Delta M_v=23,5$ N·m. [2]

Ventiliatoriaus mechaninė dalis atitinka 7 pav. pavaizduotą schemą. Nustatomos apkrovos M_{c1} ir M_{c2} . Momentas M_{c1} yra variklio nuostoliai. Apytiksliai šis momentas sudaro 5% vardinio ventiliatoriaus momento. Vardinis momentas:

$$M_{v,nom} = P_{v,nom} / \omega_{v,nom} = 30 \cdot 10^3 / 153 = 196 \text{ N}\cdot\text{m} ;$$

čia $\omega_{v,nom} = \pi \cdot n_{v,nom} / 30 = 153 \text{ 1/s}$.

Variklio mechaninių nuostolių momentas

$$M_{cl} = \Delta M = 0,05 \cdot M_{v,nom} = 0,05 \cdot 196 = 9,8 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

$$M_{c2} = 6 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

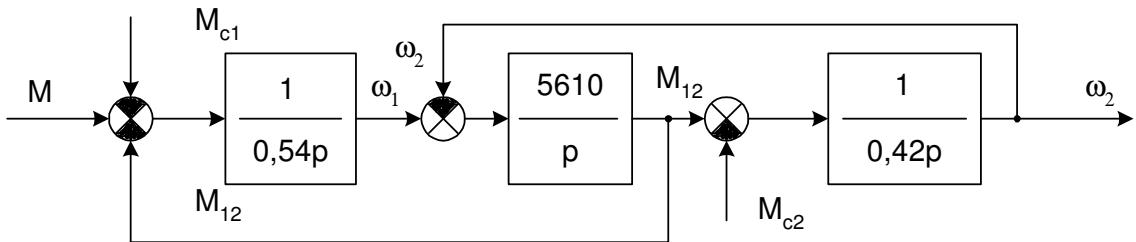
Gauti rezultatai įstatomi į lygčių sistemą:

$$\begin{cases} M - M_{12} - M_{c1} = J_1 \frac{d\omega_1}{dt}; \\ M_{12} - M_{c2} = J_2 \frac{d\omega_2}{dt}, \end{cases} \quad (93)$$

gaunama nagrinėjamos elektros pavaros judesio lygtis:

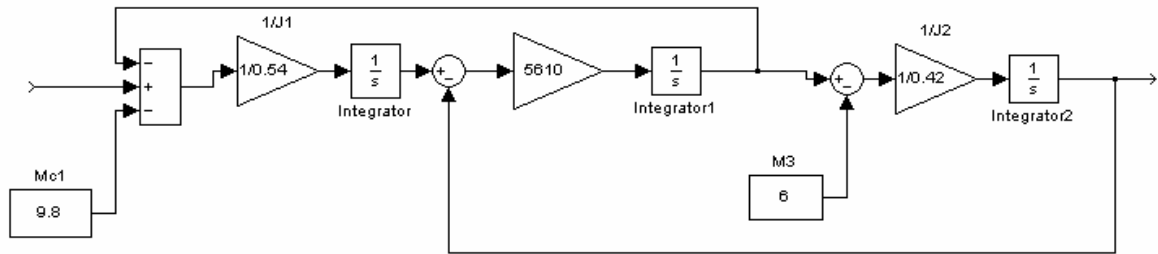
$$\begin{aligned} M - 5610(\varphi_1 - \varphi_2) - 9,8 &= 0,54s\omega_1; \\ 5610(\varphi_1 - \varphi_2) - 23,5 - 0,007\omega_2^2 &= 0,42s\omega_2. \end{aligned} \quad (94)$$

Pagal 11 pav. b sudaroma ventiliatoriaus struktūrinė schema:



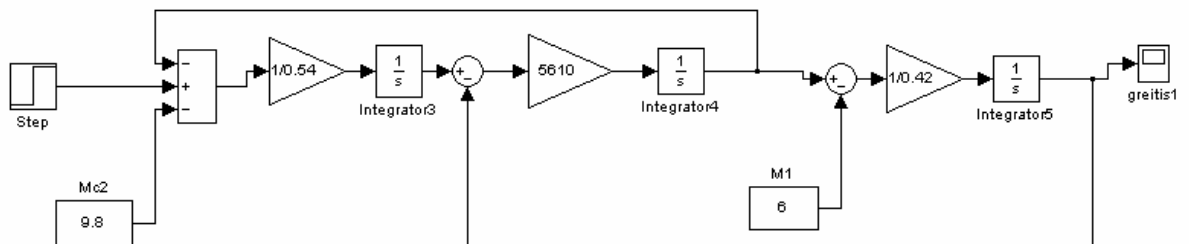
12 pav. Struktūrinė ventiliatoriaus schema

Gautą struktūrinę ventiliatoriaus schemą imituojame *MATLAB Simulink* programa. Gautas modelis pavaizduotas 13 pav.



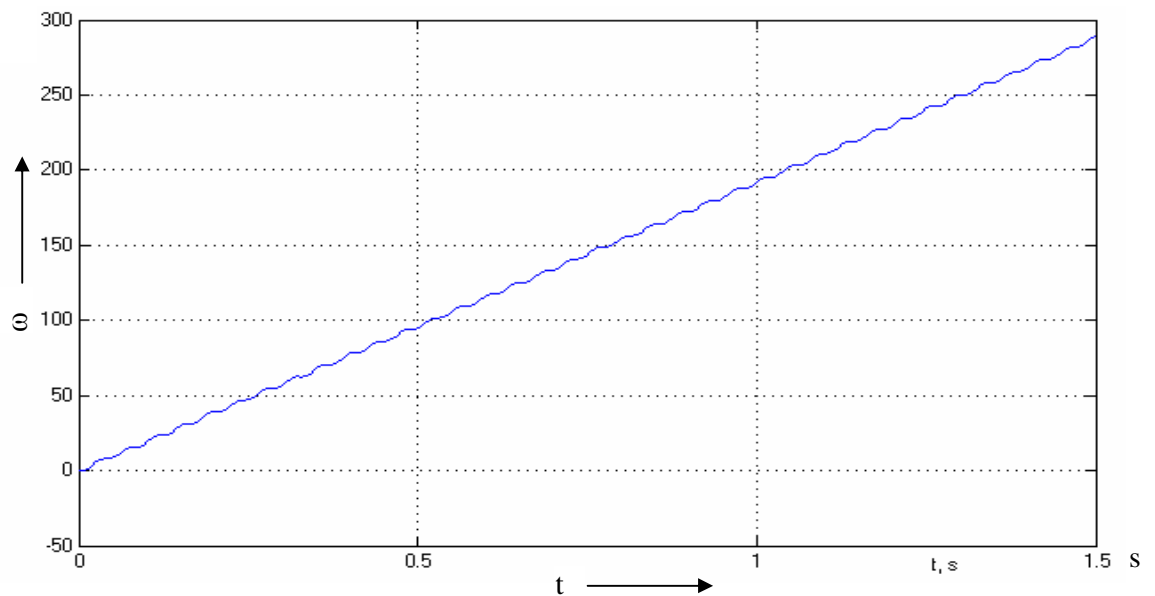
13 pav. Ventiliatoriaus modelis

Toliau tiriant, ventiliatoriaus modelis paveikiamas pastoviu valdymo signalu. Modelio schema ir gautas pereinamasis procesas pavaizduoti 14 pav.



a)

rad/s



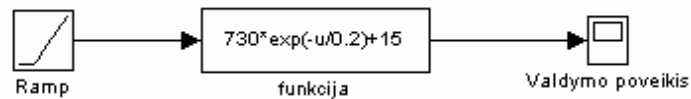
b)

14 pav. Sistema, kai valdymo momentas pastovus:

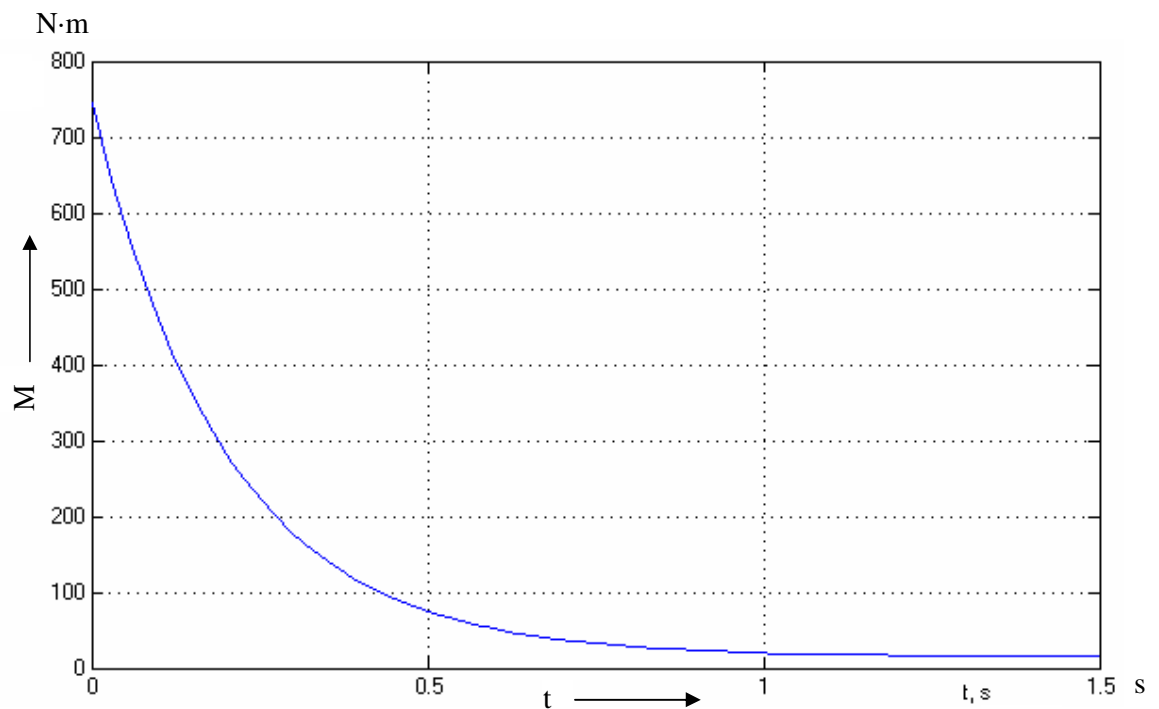
a) sistemos modelis;

b) pereinamasis procesas.

Toliau tiriant dvimase elektromechanine sistema, sudaromas toks valdymo poveikio signalas, kurio modelis ir momento charakteristika pavaizduoti 15 pav. Šis modelis sudaromas tam, kad, paveikus sistema minetu signalu, gaunamas pereinamasis procesas artimas tikrosios dvimases elektromechanines sistemos pereinamajam procesui.



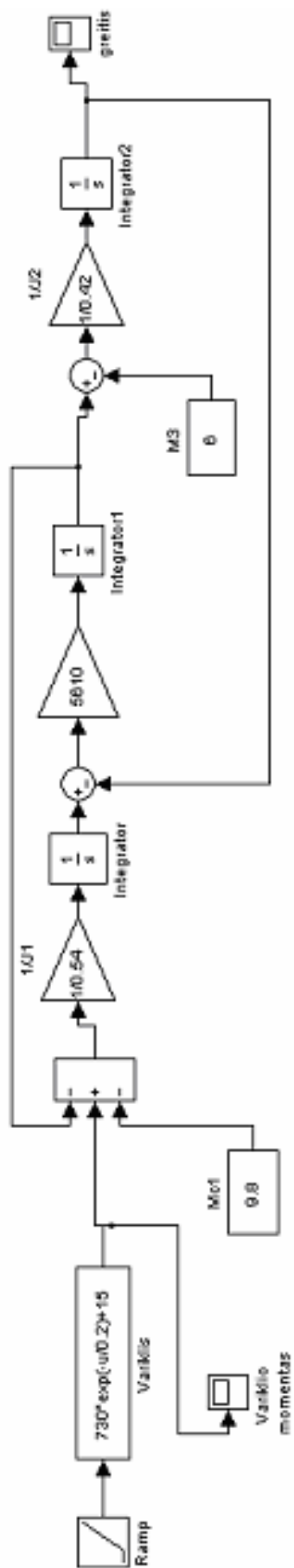
a)



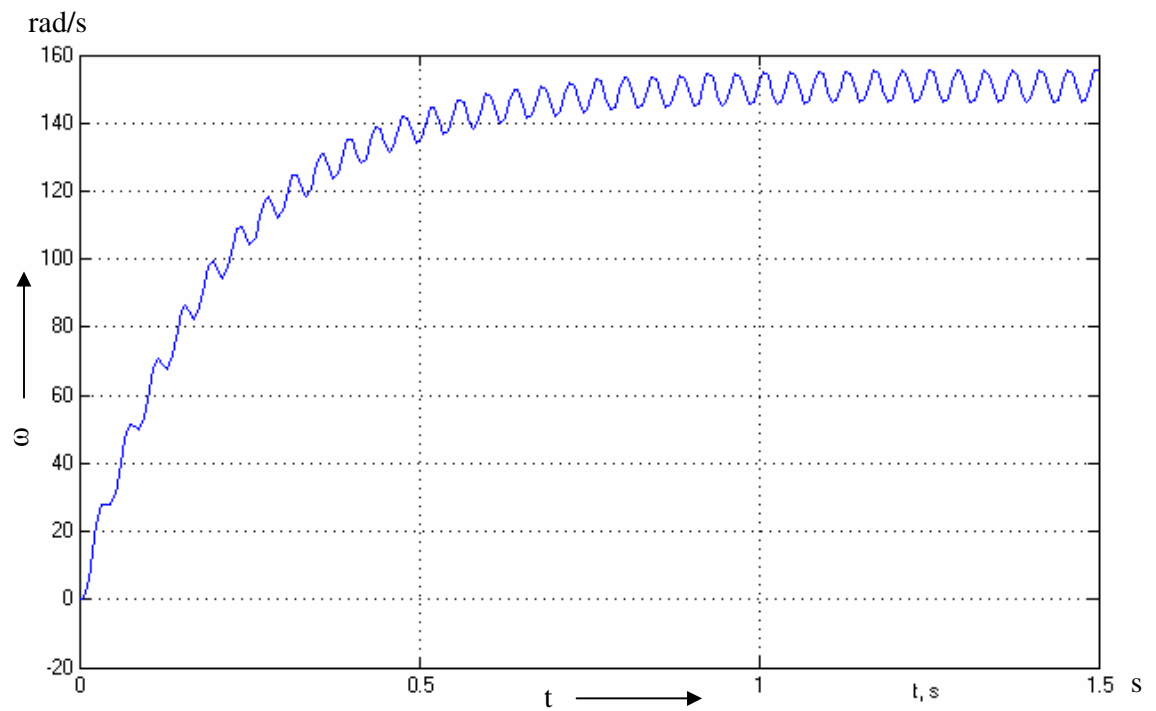
15 pav. Valdymo poveikio signalas:

- a) signalo modelis;
- b) momento charakteristika.

Toliau sudaromas sistemos modelis, kuris yra paveikiamas anksčiau minetu valdymo signalu. Ši sistema ir gautas pereinamasis procesas pavaizduoti 16 pav.



a)



16 pav. Dvimasės elektromechaninės sistemos modelis:

- a) sistemos modelis;
- b) pereinamasis procesas.

2.2. Dvimasės sistemos su laisvumu modeliai

Norint geriau įsivaizduoti tamprumo ir laisvumo įtaką, pasirenkama sistema su didesniais inercijos momentais nei anksčiau aprašyta. Iš pradžių ištiriama sistema be laisvumo. Analogiškai anksčiau aprašytai sistemai parenkami reikiami parametrai ir *Simulink* programa sudaromas modelis, kuris pavaizduotas 17 pav. [3]

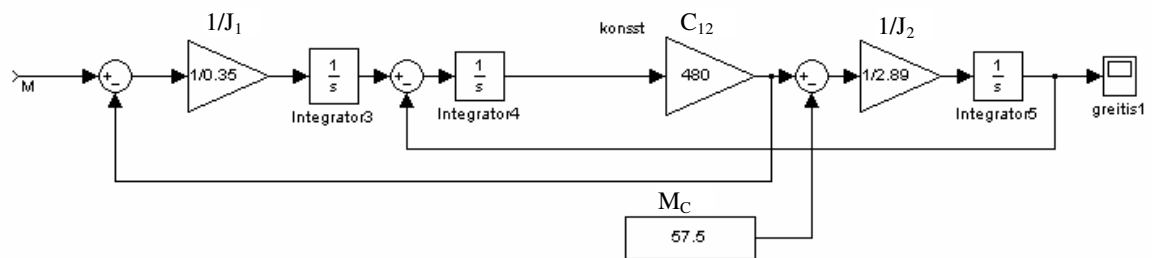
Sistemos parametrai:

Pirmosios masės inercijos momentas $J_1=0,35 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$;

Antrosios masės inercijos momentas $J_2=2,89 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$;

Tamprumo konstanta $C_{12}=480 \text{ N}\cdot\text{m}$;

Grandies ryšio nuostolių momentas $M_C=57,5 \text{ N}\cdot\text{m}$.



17 pav. Dvimasė sistema be laisvumo

Norint ištirti tokią sistemą, reikia jei užduoti poveikio momentą sistemos įėjime, tai gali būti, kaip anksčiau minėta, vienetinis signalas, tolygus arba kreivė panaši į variklio momentą. Norint gauti kuo tikslesnius rezultatus, sudaroma dvimasė sistema su variklio modeliu. Variklio modelis atrodytų kaip pavaizduota 18 pav.

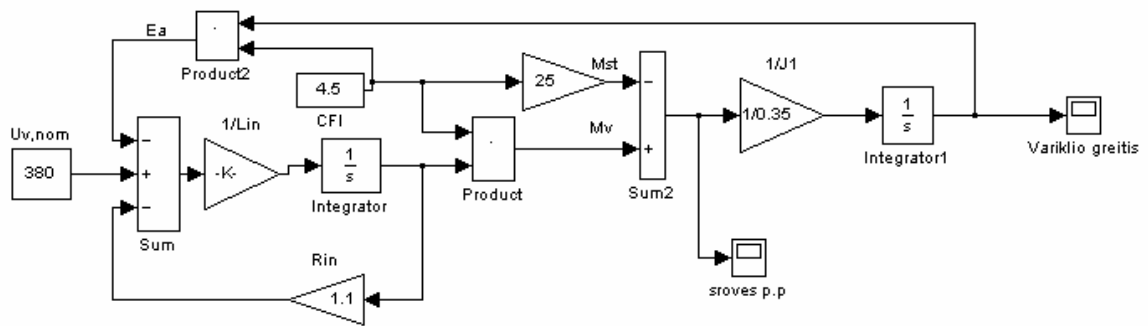
Variklio parametrai:

Variklio vardinė įtampa $U_V=380 \text{ V}$;

Variklio induktyvumas $L_{in}=0,0001 \text{ H}$;

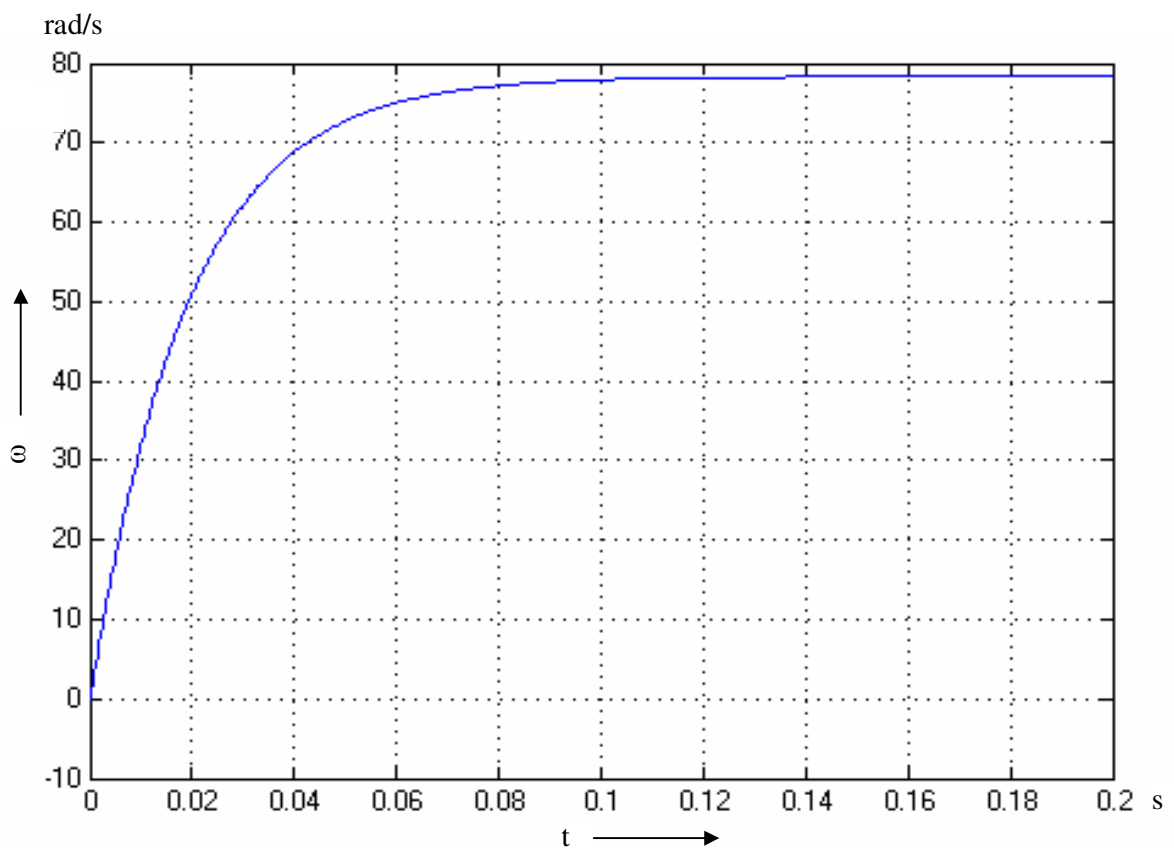
Variklio rotoriaus varža $R_{in}=1,1 \Omega$;

Rotoriaus inercijos momentas $J_1=0,35 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

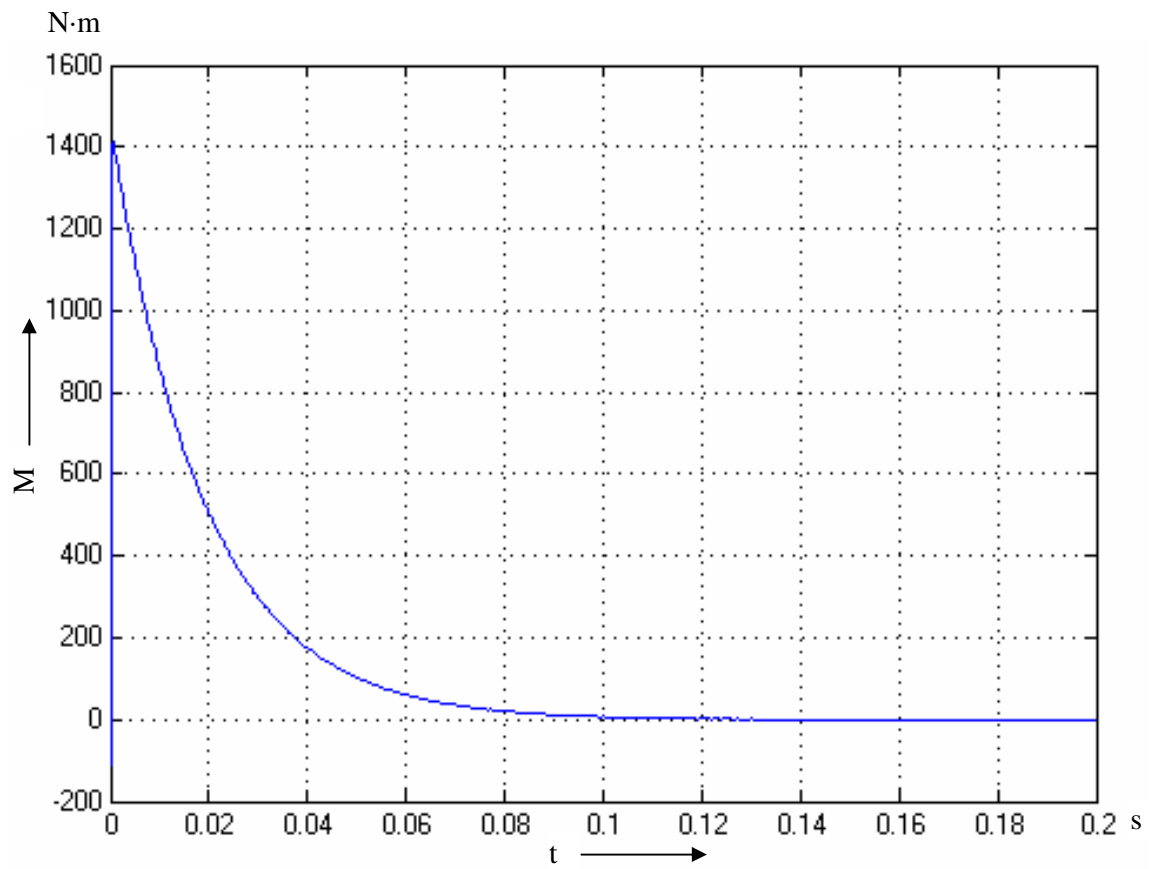


18 pav. Variklio modelis.

Šio modelio greičio ir momento pereinamieji procesai pavaizduoti 19, 20 pav.

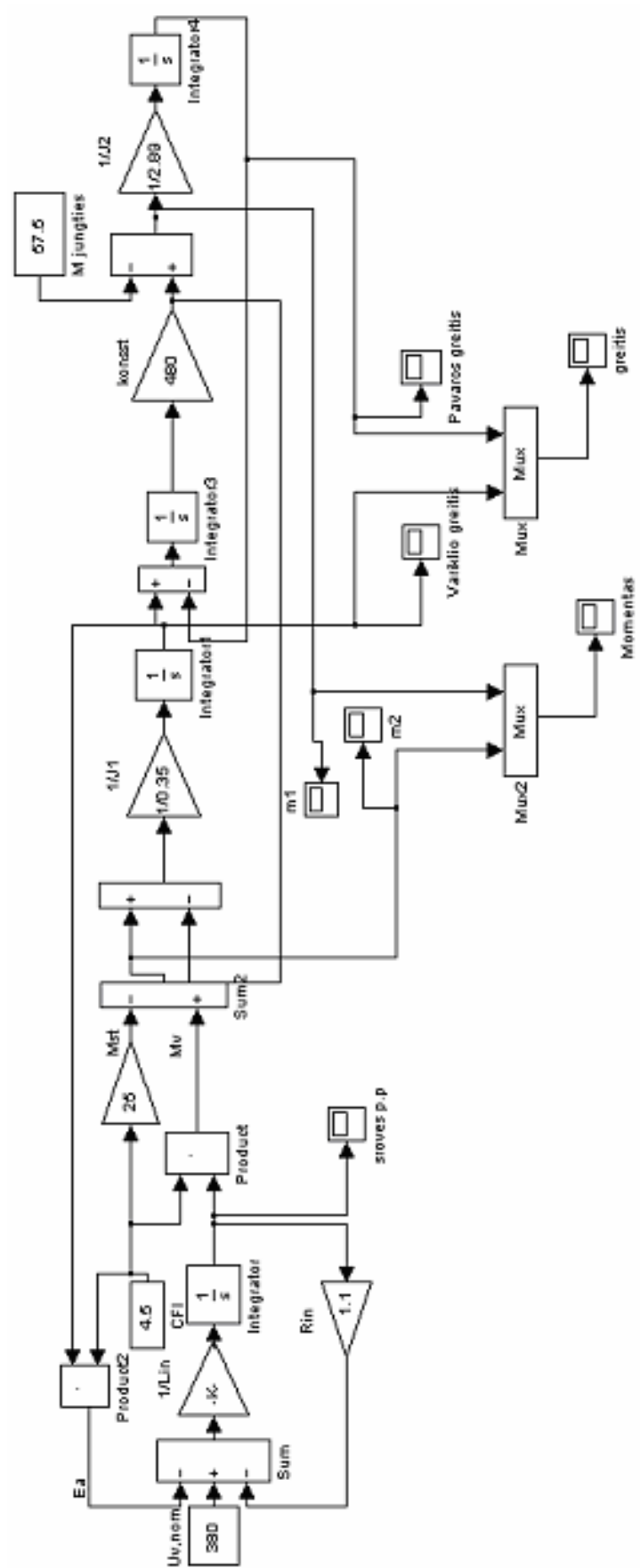


19 pav. Variklio modelio greičio pereinamasis procesas

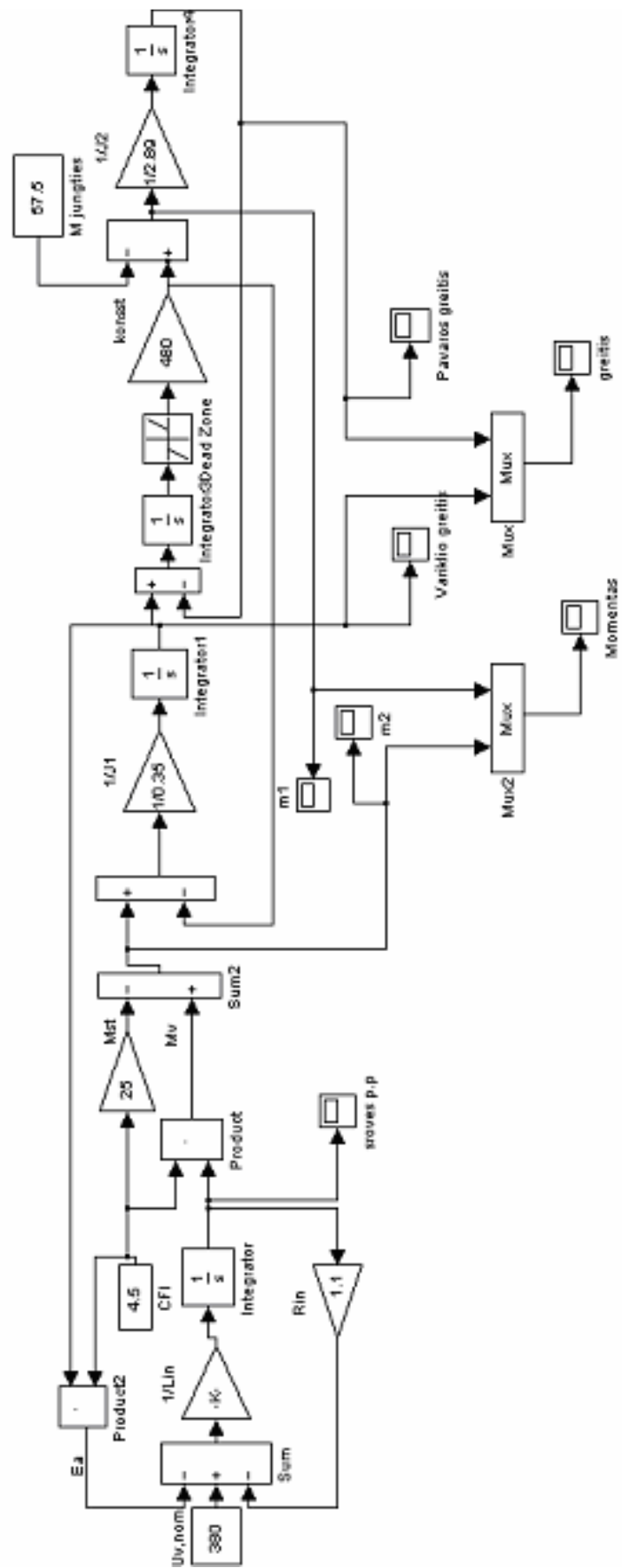


20 pav. Variklio modelio momento pereinamasis procesas

Sudaroma bendra dvimasė elektromechaninė sistema, kuri pavaizduota 21 pav. Įvertinus galimą sistemos laisvumą, sudaroma dvimasė elektromechaninė sistema su laisvumu, kuri pavaizduota 22 pav.



21 pav. Dvimasės sistemos su varikliu modelis



22 pav. Dvimasės sistemos su laisvumu ir varikliu

2.3. Pereinamųjų procesų imitacija

Pereinamieji procesai gaunami *Simulink* programa. Pagal 21 pav. modelį gaunami variklio ir sistemos greičio pereinamieji procesai, kurie pavaizduoti 23 pav.

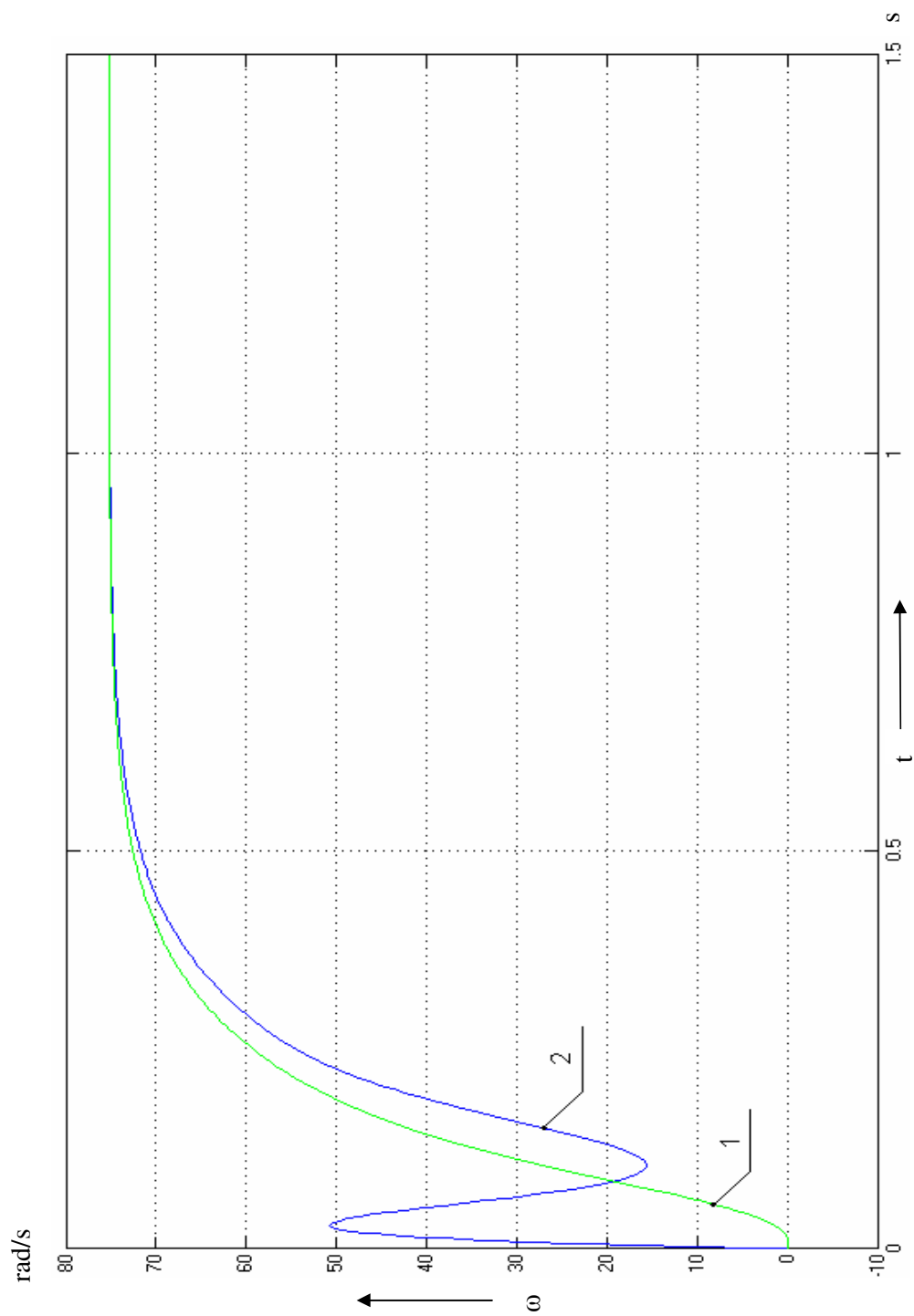
Iš kreivių matyti, kad variklio greitis paleidimo metu staigiai kyla į viršų, taip deformuodamas masių jungtį, pavyzdžiui veleną. Tačiau tamprumo jėga išjudina antrąją masę, taip sukeldama variklio greičio spartų kritimą.

Gautų momentų kreivės pavaizduotos 24 pav.

Toliau tiriama 22 pav. pavaizduota sistema su laisvumu. Gautos sistemos su laisvumu greičių pereinamieji procesai pavaizduoti 25 pav. Šiuo atveju laisvumas yra išreikštas laiko skirtumu $\Delta t = 0,06$ po kurio sistemą pradeda veikti antroji masė. Palyginus 23 ir 25 pav. matomos tokias išvadas. Antrosios masės greičio įsibėgėjimas yra uždelstas laike Δt dydžiu, todėl ir variklio greitis pradiniu metu didesnis, kai variklį pradeda veikti smūgio ir tamprumo jėga ir greitis staiga krinta.

Norint geriau suprasti laisvumo įtaką, imituojama sistema, kai $\Delta t = 0,25$. Taip realiai sistemos antra masė įsijungia jau kai variklio greitis yra nusistovėjęs, tai galėtų būti elektromagnetinė mova, kuri prijungia antrą masę pasirinktu laiku. Greičių pereinamieji procesai pavaizduotos 26 pav.

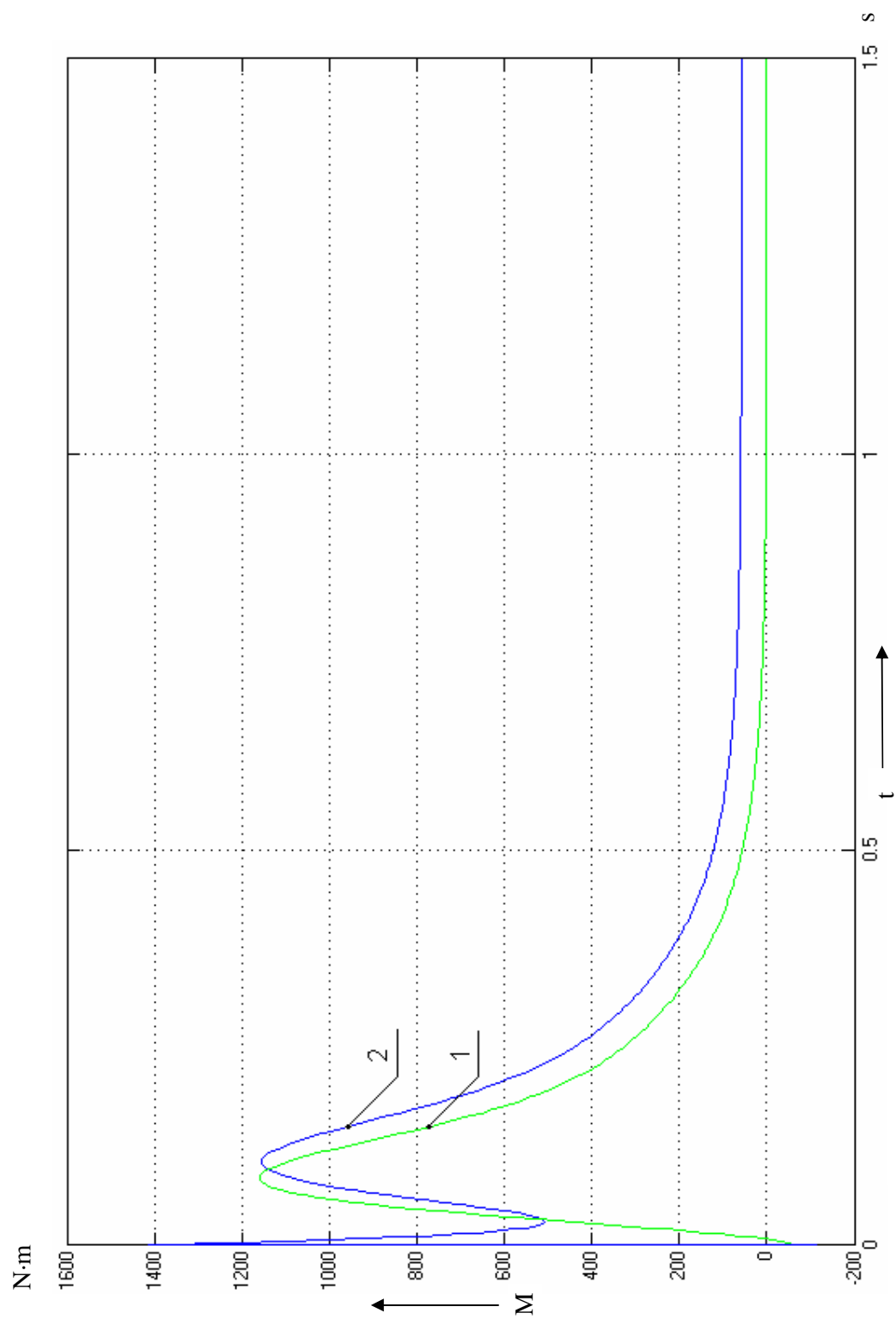
Iš kreivių matyti, kad įsijungus antrajai masei, variklio greitis staiga krenta į sąlyginai mažą vertę, taip gaudamas didelį smūgį, kuris gali pakenkti mechaninėms konstrukcijoms. Tokia situacija elektromechaninėse sistemose yra nepageidautina.



23 pav. Sistemos greičių pereinamieji procesai:

1 – sistemos išėjimo greičio pereinamasis procesas;

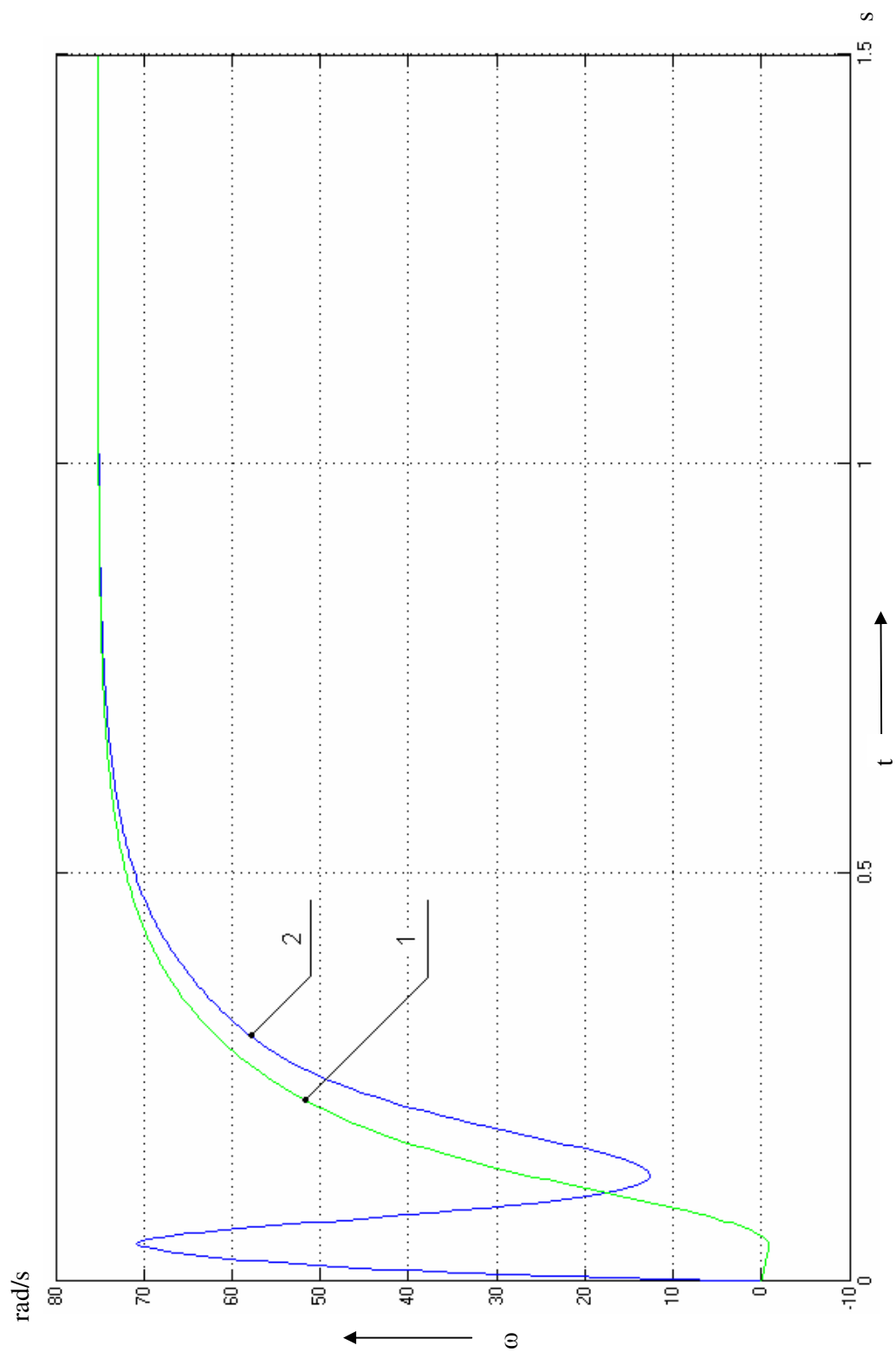
2 – variklio greičio pereinamasis procesas.



24 pav. Sistemos momentų pereinamieji procesai:

1 – sistemos išėjimo momento pereinamasis procesas;

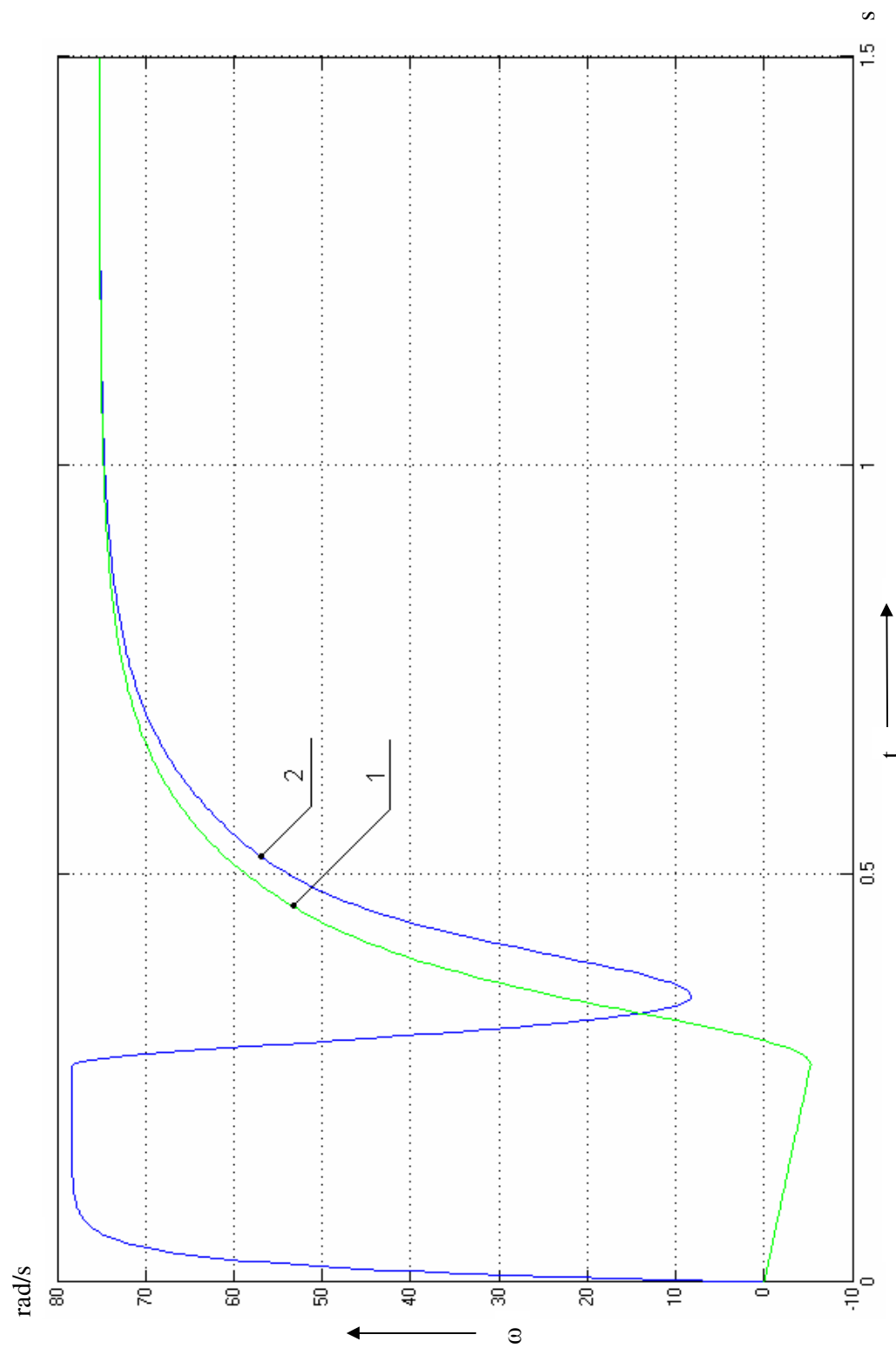
2 – variklio momento pereinamasis procesas.



25 pav. Sistemos greičių pereinamieji procesai:

1 – sistemos išėjimo greičio pereinamasis procesas;

2 – variklio greičio pereinamasis procesas.



26 pav. Sistemos greičių pereinamieji procesai:

1 – sistemos išėjimo greičio pereinamasis procesas;

2 – variklio greičio pereinamasis procesas.

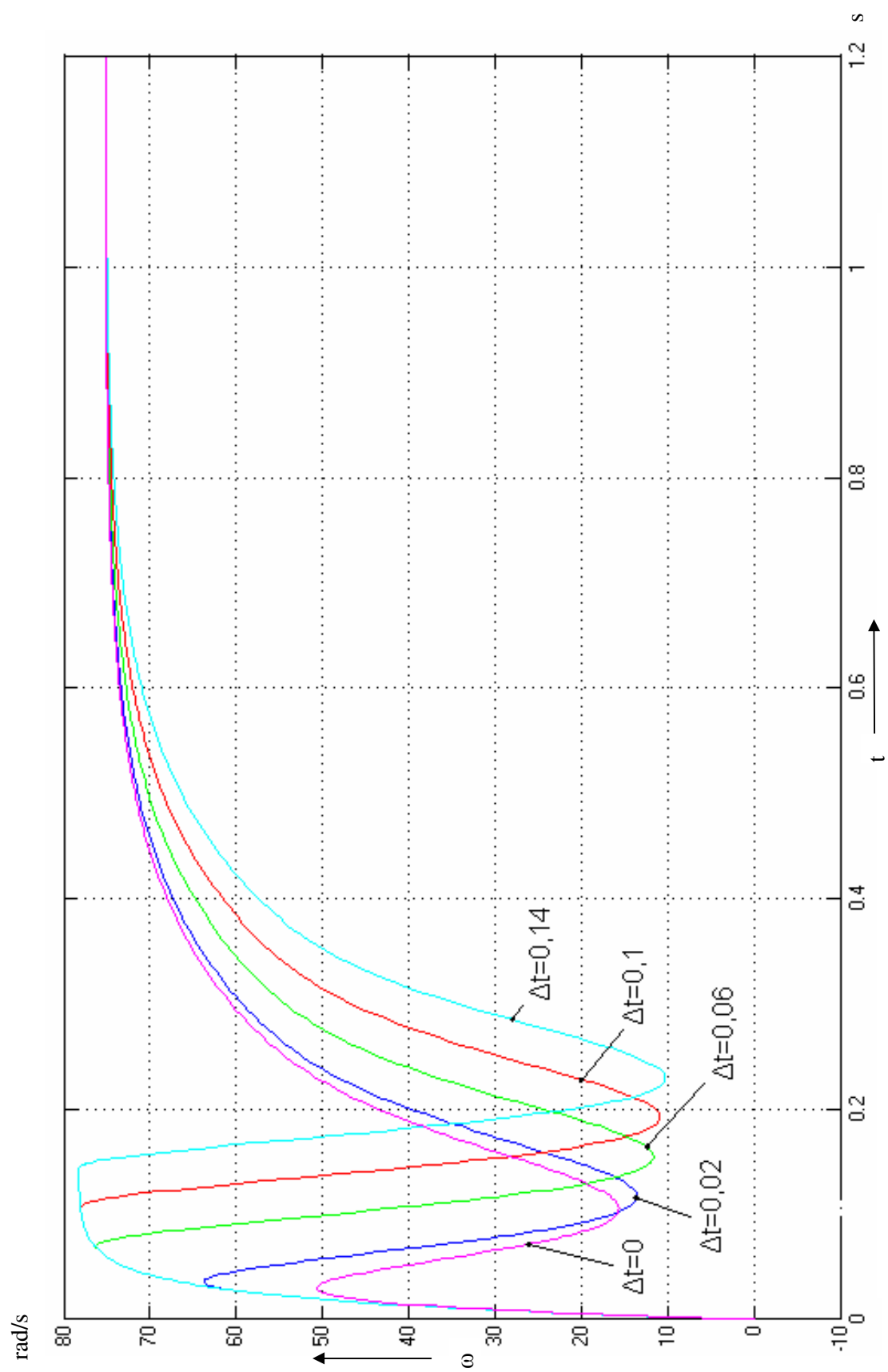
Nagrinėjant smulkiau, padaromas bandymas su keliomis laisvumo vertėmis ir gautus variklio pereinamuosius procesus sulyginkime. 27 pav. pavaizduota variklio greičio pereinamieji procesai skirtingoms laisvumo reikšmėms.

28 pav. pavaizduota variklio momento pereinamieji procesai skirtingoms laisvumo vertėms.

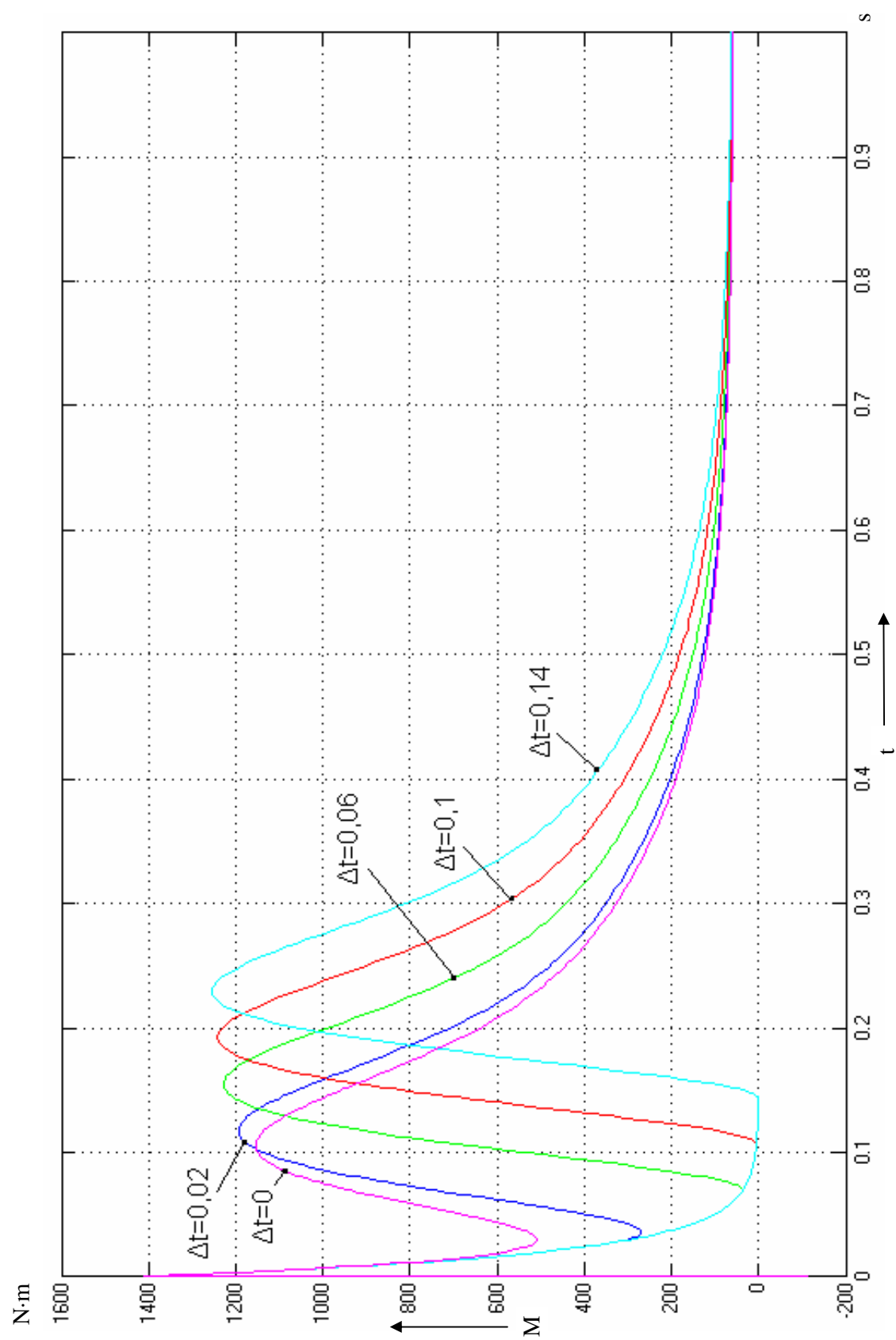
Toliau atliekamas bandymas esant skirtingoms tamprumo vertėms. 29 pav. pavaizduota variklio greičio pereinamieji procesai skirtingoms tamprumo vertėms.

30 pav. pavaizduota variklio momento pereinamieji procesai esant skirtingoms tamprumo vertėms.

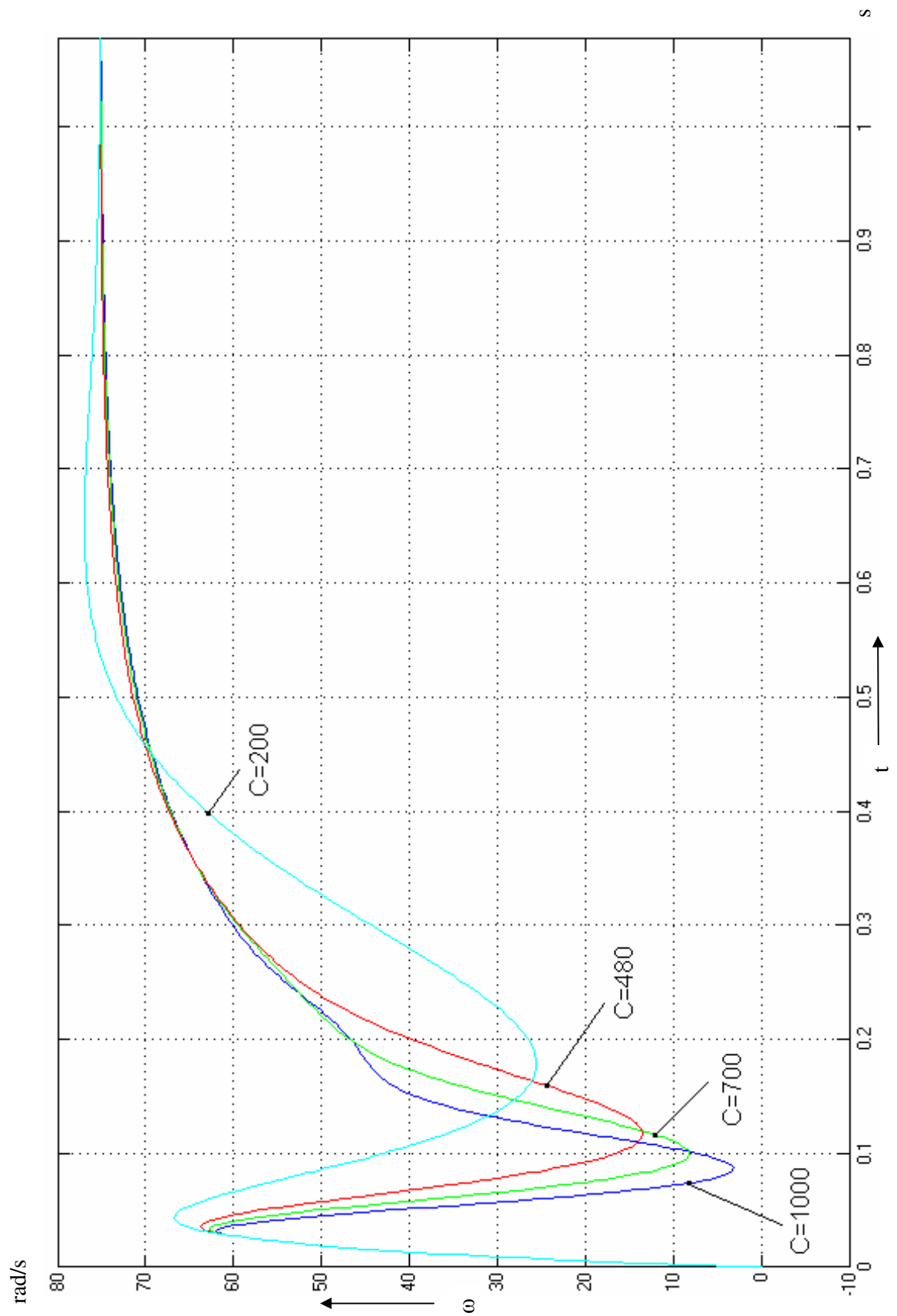
Norint geriau suprasti masių jungties tamprumo reikšmę, atliekamas bandymas, kai tamprumas $C \gg 1$ ir $C \ll 1$. Gauti rezultatai sulyginami. 31 pav. pavaizduota variklio greičio pereinamieji procesai minėtoms tamprumo vertėms, 32 pav. pavaizduota variklio momento pereinamieji procesai minėtoms tamprumo vertėms.



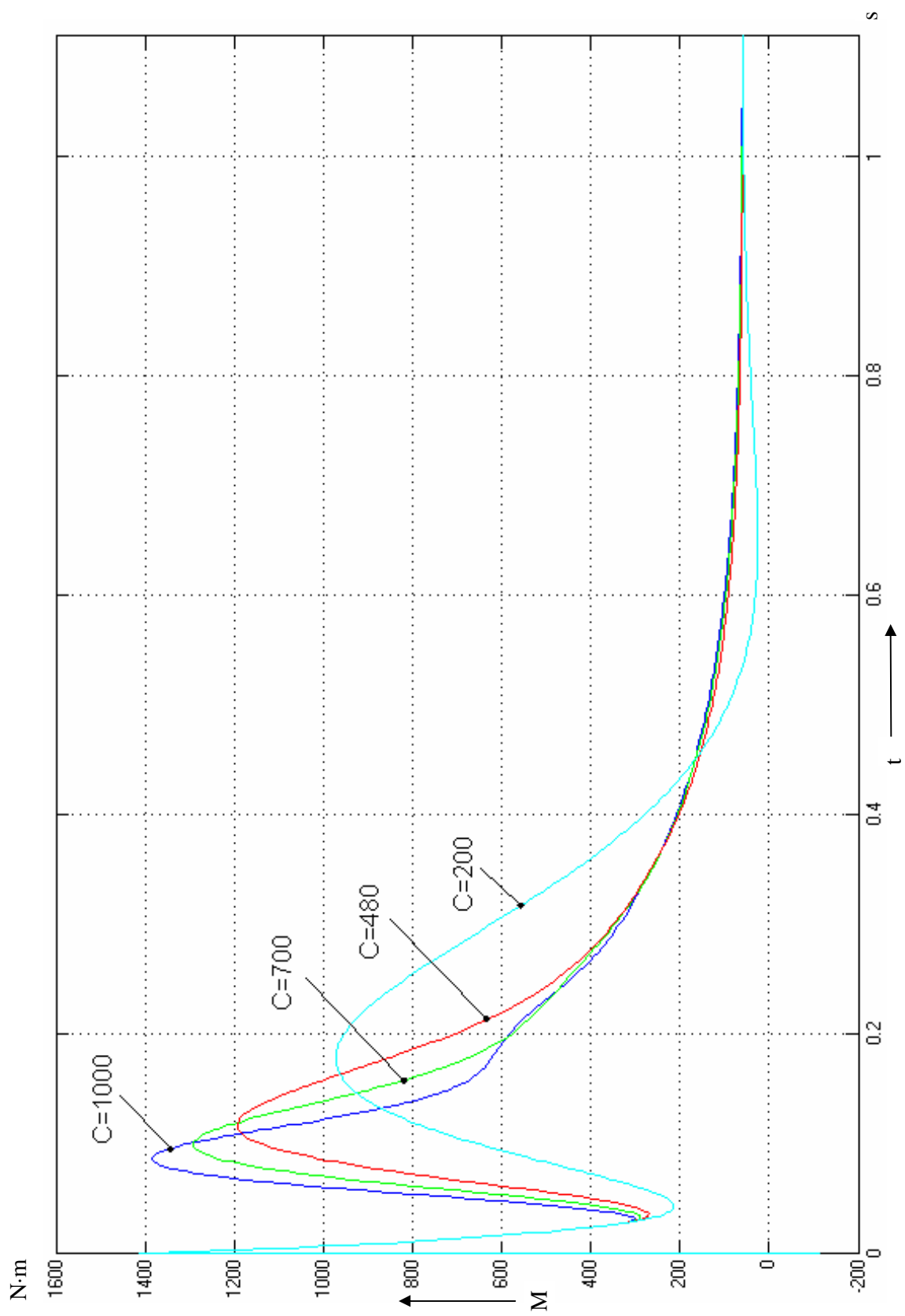
27 pav. Variklio greičių pereinamieji procesai esant skirtingoms laisvumo vertėms



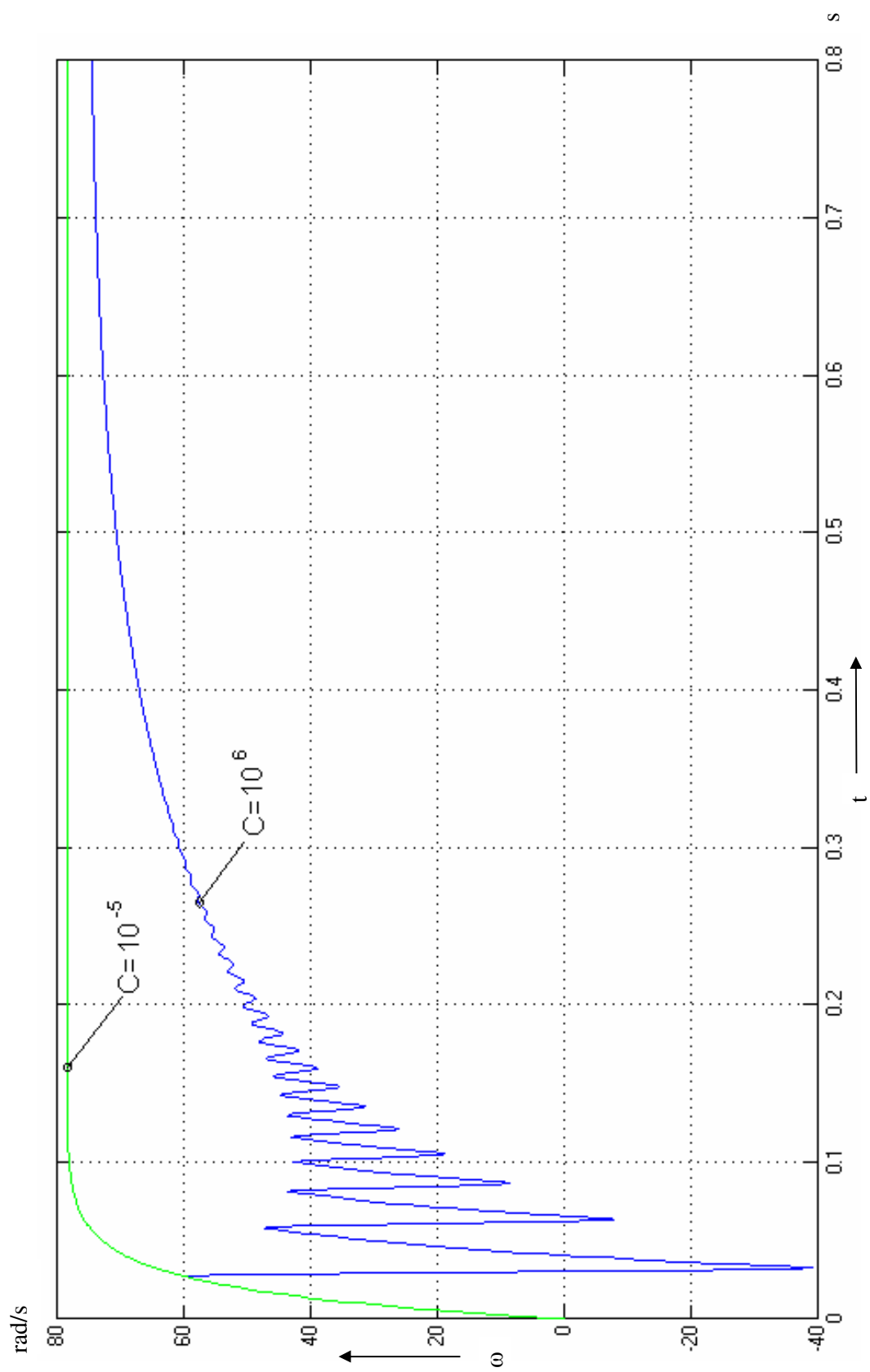
28 pav. Variklio momento pereinamieji procesai esant skirtingoms laisvumo vertėms



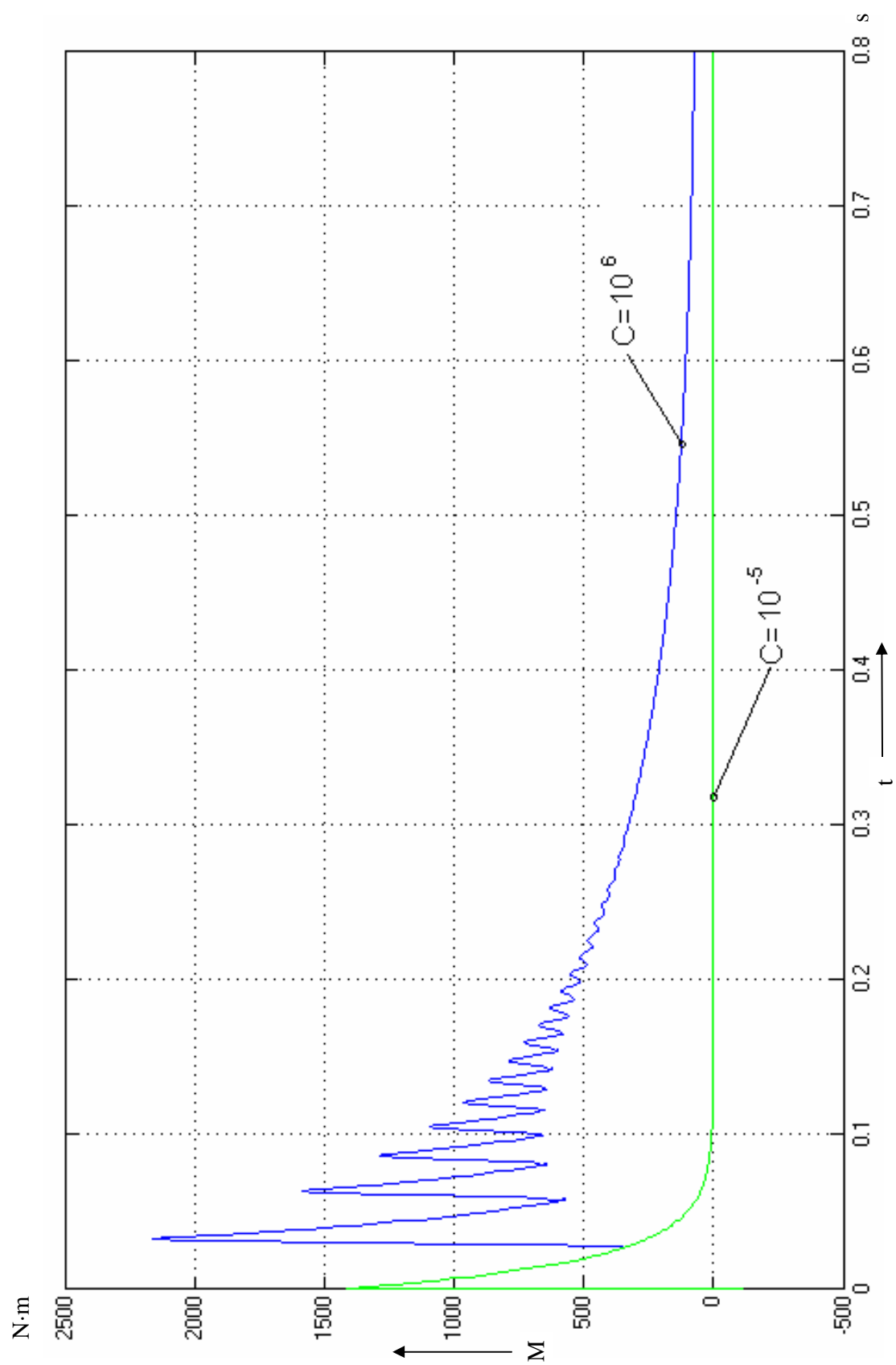
29 pav. Variklio greičio pereinamieji procesai esant skirtingoms tamprumo vertėms



30 pav. Variklio momento pereinamieji procesai esant skirtingoms tamprumo vertėms



31 pav. Variklio greičio pereinamieji procesai kai $C=10^{-5}$ ir $C=10^6$



32 pav. Variklio momento pereinamieji procesai kai $C=10^{-5}$ ir $C=10^{-6}$

Išvados

Baigiamajame darbe nagrinėta dvimasė elektromechaninė sistema su baigtinio standumo veleno ir netiesine mechanine grandimi.

Baigtinio standumo yra velenas, jungiantis variklį su apkrova, o netiesinis elementas – laisvumas tarp mechaninės grandies dalių.

Dvimasė elektromechaninė sistema sumodeliuota ir imituoti procesai naudojant *Simulink* programinį paketą.

Pagrindinės išvados:

1. Baigtinis standumas sukelia dvimasės sistemos kampinio sukimosi greičio virpesius, kurių amplitudė tuo didesnė, kuo mažesnis tampriosios mechaninės dalies standumas. Kai standumo koeficientas lygus begalybei, gaunamas idealus pereinamasis procesas, atitinkantis inercinę grandį.
2. Laisvumas mechaninėje dalyje turi esminės įtakos dinaminiam procesams.
3. Sistemoje su laisvumu paleidimo proceso pradžioje greičio kitimas atitinka neapkrautos elektros pavaros sukimosi greičio dėsnį, kol, veikiant tampriesiems momentams, neprasideda apkrova. Šioje pereinamojo proceso dalyje variklio greitis didėja pagal eksponentę.
4. Veikiant aktyviajai apkrovai, veleno išėjimo greitis gali darytis neigiamas.
5. Elektromechaninės sistemos išėjimo veleno greičio dinaminis procesas prasideda kai variklio elektromagnetinis momentas pasidaro didesnis už sistemos veleno tamprųjį momentą, kuris ir sudaro dinaminę apkrovą. Šioje pereinamojo proceso dalyje variklio greitis staigiai mažėja ir, įveikus tamprųjį momentą, ima didėti.
6. Dėl laisvumo išėjimo veleno greitis vėluoja lyginant su variklio veleno greičiu.
7. Išėjimo veleno sukimosi greičio delsa yra tuo didesnė, kuo ilgesnė laisvumo trukmė.
8. Laisvumas dvimasėje elektromechaninėje sistemoje sukelia dinامينius momentus.
9. Dinaminiai momentai didėja, didėjant laisvumo trukmei.
10. Atlikti tyrimai duoda naujos informacijos apie dvimasų elektromechaninių sistemų dinaminį procesą.

Naudota literatūra

1. A. Smilgevičius. Elektros pavarų mechanika. Vilnius, LTSR liaudies švietimo ministerijos leidybinė redakcinė tarnyba, 1989. p.40.
2. В.И.Ключев. Теория электропривода. Москва: Энергоатомиздан, 1985. 559 с.
3. Rolf Schonfeld. Elektrische Antriebe. Vlg. Springer. 1995.
4. A. Smilgevičius. Elektromechaninės sistemos. D.2, Labor. darbų aprašymai ir metodika. Vilnius: Technika, 1994. 50 p.
5. A. Smilgevičius, B. Karaliūnas. Elektromechaninės sistemos. Labor. darbų aprašymai. D.1. Vilnius: Technika, 1993. 33 p.
6. V. Ažubalis. Pereinamieji procesai elektros sistemose. Kaunas: Technologija, 2003. 27 p.
7. M.G. Čilikinas. Automatizuotų elektros pavarų pagrindai. Vilnius: Mokslas, 1978. 422 p.
8. Baublys Juozas, Gaidys Algirdas. Elektros pavara ir elektros energijos naudojimas žemės ūkyje. Vilnius: Mokslas, 1979. 224 p.
9. J. Pašiškevičius. Bendrapramoninių mechanizmų automatizuotų elektros pavarų schemas. Vilnius: VISI, 1979. 35 p.
10. Ričardas Dalibogas. Pereinamieji procesai elektros pavarose. Kaunas: LŽŪU leidyb. centras, 1998. 38 p.
11. R. K. Masteika. Elektros pavarų mechanika. Kaunas: Technologija, 1996. 40 p.
12. J. Daugėla, R. Masteika. Nuolatinės srovės elektros pavaros. Kaunas: KPI, 1988. 103 p.
13. J. Daugėla, R. Masteika. Elektros pavarų teorijos kursinis projektavimas. Kaunas: KPI, 1978. 107 p.
14. R. Masteika. Elektros pavarų laboratoriniai darbai. Kaunas: Technologija, 1994. 87 p.
15. Vasilijus Matvejevičius Vasinas. Elektros pavara. Vilnius: Mokslas, 1988. 212 p.
16. Jonas Daugėla, Romualdas Masteika. Kintamosios srovės elektros pavaros. Kaunas: KTU, 1991. 85 p.
17. L. Radzevičius. Elektros pavarų valdymo sistemos. Vilnius, 1986. 76 p.
18. A. Smilgevičius. Elektros pavarų mechanika. Vilnius, 1989. 41 p.
19. A. Smilgevičius. Elektros pavarų teorija, (paskaitų konspektas). Vilnius, 1976.
20. V. Geleževičius, K. Kriščiūnas, V. Kubilius. Elektros pavarų valdymo sistemos. Vilnius: Mokslas, 1990. 358 p.
21. J. Bukšnaitis. Elektromechanikos įvadas (paskaitų konspektas). Kaunas: LŽŪU Leidyb. centras, 1998. 87 p.
22. Vytautas Ostaševičius. Elektromechaninių sistemų dinamika. Kaunas: Technologija, 2000. 159 p.

23. Веников, Валентин Андреевич. Переходные электромеханические процессы в электрических системах. Москва: Высшая школа, 1978. 415 с.
24. Герасимьяк, Ростислав Павлович. Динамика асинхронных электроприводов крановых механизмов. Москва: Энергоатомиздат, 1986. 169 с.
25. Hans Breuer. Mechanik, Akustik, Thermodynamik, Optik. München: Deutscher Taschenbuch Verl., 1996. 205 s.
26. Gražina Jakūbauskienė. Theoretische Mechanik. Kaunas: Technologija, 1997.
27. Schubert H., Heidenreich E., Liepe F., Neesse T. Mechanische Verfahrenstechnik. Leipzig: Verl. für Grundstoffindustrie, 1990. 407 s.