

Vilniaus Gedimino Technikos
universitetas
Transporto inžinerijos fakultetas
Automobilių transporto katedra

ISBN ISSN
Egz sk
Data 2005 05 30

Magistrantūros baigiamasis darbas (Tezės)
Dabartinių automobilių stabdžių patikimumo
analizė
Greta Filipovičiūtė

Kalba

lietuvių anglų

Anotacija

Magistratūros baigiamajame darbe atliktas lengvojo automobilio stabdžių antiblokavimo sistemos tyrimas. ABS sistemos yra paprastesnės, sudėtingesnės ir labai sudėtingos. Darbe išskirtos ABS sistemų apibendrintos struktūrinės schemos, išrinkti visi parametrai, įtakojančios ABS veikimą. Išanalizuota šių parametrų įtaka automobilių stabdžių valdymo sistemai

Darbe atliktas eksperimentas kompiuterinio ABS modeliavimo pagalba. Eksperimento metu įsitikinta, kad modelis nedaug skiriasi nuo eksperimentų rezultatų atliktu kompanijos Bosch. Taip pat eksperimentu nustatytos optimalios santykinio leistino ratų praslydimo reikšmės skirtingoms kelio dangoms

Reikšminiai žodžiai

Stabdžių antiblokavimo sistema, valdymas, įtakojančios parametrai

Vilnius Gediminas Technical University
faculty of Transport Engineering
Department of Automobile Transport

Master's Final Paper (Thesis)
Research of vehicle anti-lock brake system
Greta Filipovičiūtė

ISBN ISSN
Egz sk
Data 2005 05 30

In master work accomplished research of vehicle anti-lock brake system. ABS systems are simple, more complicated and complicated. In this work is separated summarize structural schemes of ABS systems and selected all parameters, which impacts ABS operating. In this work the experiment is done with computer ABS modeling cooperation. During experiment persuade that model only slightly differ from results of experiment done by Bosch company. Also in experiment established optimal comparative allowable wheels slip value for different road surfaces.

Turinys

ĮVADAS	8
1. STABDŽIŲ ANTIBLOKAVIMO SISTEMOS APŽVALGA.....	9
1.1 Stabdžių antiblokavimo sistemai keliami bendri reikalavimai	9
1.2 ABS sudedamosios dalys.....	10
2. LENGVOJO AUTOMOBILIO STABDYMO MODELIS	13
2.1 Automobilio stabdymo metu veikiančios jėgos.....	13
2.2 Sustojimo ir stabdymo kelias.....	15
2.3 Santykinė - išilginė jėga stabdymo metu.....	18
2.3.1 Sukibimo panaudojimo koeficientas.....	18
2.3.2 Automobilio stabilumas stabdant	22
3. SKIRTINGOS STABDŽIŲ SISTEMOS	25
4. MATEMATINIS ABS MODELIAVIMAS	29
4.1.1 Transporto priemonės modelis	29
4.1.2 Hidraulinės stabdžių sistemos modelis.....	30
4.1.3 Automobilio rato modelis	30
5. ABS MODELIAVIMAS KOMPIUTERIU.....	33
5.1 Stabdžių sistemos sudedamosios dalys.....	34
5.2 ABS sistemos valdymas	35
5.2.1 Automobilio greičio valdymas	35
5.2.2 Stabdžių sistemos reguliavimas.....	36
5.2.3 Ratų stabdžių slėgio valdymas.....	37
5.2.4 Pavaros slėgio valdymas.....	39
6. ABS VALDYMO ALGORITMAI.....	40
6.1 ABS kintamieji	41
6.1.1 ABS techniniai įrengimai	41
6.1.2 ABS derinimas.....	42
6.1.3 Parametrai, susieti su ratu	43
6.2 ABS valdymo logikų analizė	44
6.2.1 „Ratų slydimo“ algoritmas	44
6.2.2 „HVE Bosh V1“ algoritmas.....	46
6.3 Didelės trinties paviršius.....	53

6.4 Mažos trinties paviršius	55
7. STABDYMO EKSPERIMENTAS	57
IŠVADOS	67
KATEDROJE SURENGTOS KONFERENCIJOS PRANEŠIMAS	69
LITERATŪRA	73

IVADAS

Šio darbo tema – lengvojo automobilio stabdžių antiblokavimo sistemos tyrimas.

Nuo tada, kai buvo pradėtas tobulinti vidaus variklis, automobilio technika vystėsi tenkinant vis didėjančius klientų reikalavimus. Kadangi transporto priemonė yra susijusi su keleivių saugumu, jų gyvybe, tai didžiausias keliamas reikalavimas gaminamoms keleivinio transporto priemonėms yra geras vairavimo mechanizmo valdymas bei stabdžių sistemos charakteristika. Antiblokavimo sistema (ABS) keleivinio transporto priemonėse yra saugumo mechanizmas, kuriame yra pridėta hidraulinė sistema prie jau esančios stabdžių sistemos tam, kad apsaugotų automobilio ratą nuo užsiblokavimo ir mes galėtume pasiekti maksimalią stabdymo jėgą vairuojant. Šiais laikais ABS dažniausiai jau automobilio gaminimo metu yra įdiegiama jame. Tam įtakos turi didėjantys vartotojų reikalavimai eismo saugumui. Apie veikiančia ABS sistemą automobilyje galima spręsti iš girdimo salone triukšmo (ūžesio) ir jaučiamos stabdžių pedalo vibracijos dėl slėgio pulsacijos stabdžių sistemoje.

Faktiškai ABS imituoja patyrusio vairuotojo veiksmus, kuomet slidžiam kelyje vengdamas ratų užsiblokavimo, vairuotojas naudoja pertraukiamą stabdymą, t.y. paspaudžia stabdžių pedalą ir tuoj pat jį atleidžia kai junta, kad ratai pradeda slysti, vėl paspaudžia ir vėl atleidžia, kad ratai vėl atgautų sukibimą su keliu ir taip kartoja daug kartų. Tačiau ABS tai daro už vairuotoją, šiam tereikia laikyti paspaudus stabdžių pedalą. Be to, ABS tai daro tvarkingai ir greitai, slėgio pulsacijos dažnis siekia iki 15 kartų per 1 s. Žmogus fiziškai nepajėgtų maigyti tokiu dažniu stabdžių pedalą. ABS -ratams užsiblokavus- sumažina stabdymo jėgą, o ratams pradėjus suktis vėl ją padidina ir taip vyksta kol ratai blokuojami.

Pagrindinė problema – nustatyti esamas aplinkos sąlygas, įvertinti ratų sukibimą su kelio danga, kuri kinta priklausomai nuo aplinkos sąlygų. ABS valdymo logikos parinkimas yra vienas iš svarbiausių veiksnių lemiančių stabdymo efektyvumą.

Kaip parodė atlikti ABS eksperimentai, stabdymo efektyvumas gali būti pasiektas didesnis ir be veikiančios ABS slidžiam kelyje. Ši savybė parodo, kad ABS sistema yra dar netobula ir tenka kurti vis naujas, sudėtingesnes valdymo logikas, pasitelkiant dirbtinius neuronų tinklus.

Šių magistriniu tezių uždavinys – išsiaiškinti ABS veikimą lemiančius veiksnus, išanalizuoti šiuo metu naudojamas ABS valdymo logikas, taip pat apžvelgti naujoves, siūlomas ABS valdymui, ir išskirti pagrindines valdymo logikos tobulinimo kryptis.

1. STABDŽIŲ ANTIBLOKAVIMO SISTEMOS APŽVALGA

Tobulinant automobilių stabdymo dinamiką, buvo sukonstruotos stabdžių antiblokavimo sistemos (ABS).

Stabdžių antiblokavimo sistema padeda optimaliai sustabdyti automobilį trumpiausiam stabdymo kelyje, išsaugoti automobilio valdymą ir stovumą. Stabdant automobilį, kad nesumažėtų stabdymo efektyvumas, ABS automatiškai reguliuoja slėgį stabdžių sistemoje, neleidžia stabdomiems ratams blokuotis ir slysti. Ypač šios sistemos pranašumas išryškėja stabdant automobilį slidžiam kelyje (t. y. esant šlapiai, apsnigčiai, apledėjusiai kelio dangai).

JT ir Europos Ekonominės Komisijos patvirtintais normatyvais (direktyva 71/320) nuo 1991 m spalio 1d. ABS turi būti įrengtos:

- sunkvežimiuose, kurių bendra masė viršija 16 t,
- tarpmiestiniuose autobusuose, kurių bendra masė viršija 12 t,
- priekaboje ir puspriekabėse, kurių bendra masė viršija 10 t.

Pagal veikimo principą stabdžių antiblokavimo sistemos skirstomos [8]:

- -SH (Select High)- ABS valdymo principas, kai automobilio tilto stabdžiai valdomi pagal ratą, turintį geriausią sukibimo su kelio paviršiumi sąlygas,
- SL (Select Low)- analogiškas ABS valdymas pagal ratą, blogiausiai sukibusį su kelio danga,
- IR (Individual Regulation)- atskiras rato arba ratų grupės valdymas,
- MIR (Modified Individual Regulation)- modifikuotas atskiras valdymas, kai nuo SL valdymo principo palaipsniui pereinama prie IR principo.

1.1 Stabdžių antiblokavimo sistemai keliami bendri reikalavimai

Bendri reikalavimai:

1. Jei ABS nemaitinama elektra ir (arba) nutruko elektros tiekimo laidai (išskyrus elektroninį įvertinimo įtaisą), vartotojui turi apie tai pranešti specialus vizualinis įtaisas. Signalinė lemputė turi užsidegti, kai įjungiama ABS (įjungiama srovė), ir turi išsijungti, jeigu nėra trūkumų, transporto priemonei pasiekus ne didesnę kaip 10 km/h greitį. Signalinio įtaiso šviesos stiprumas turi būti toks, kad vizualinis signalas būtų gerai matomas ir dienos metu. Vizualinio signalo tvarkingumą vairuotojas turi galėti lengvai patikrinti.

2. Automobiliuose, kuriuose įrengtos ABS, ABS kontrolei turi būti atskiras signalinis įtaisas, kuris turi atitikti 1 reikalavimą. Ši lempučių turi būti gerai matoma ir dienos metu, o jos tvarkingumas lengvai patikrinamas.

3. Automobilių stabdžių sistemos su ABS turi veikti net ir tada, kai darbinei stabdžių sistemai reikalinga energija yra visiškai sunaudota.

4. Specialus reikalavimas ABS įrengimui - transporto priemonėse, kuriose nebuvo gamintojo įrengtos ABS, jas galima įrengti tik atestuotose įmonėse, turinčiose ABS gamintojo sertifikatą, [5].

1.2 ABS sudedamosios dalys

Stabdžių antiblokavimo sistemą sudaro šie pagrindiniai mazgai:

- davikliai, teikiantys sistemai informaciją apie rato sukimosi greitį, automobilio važiavimo lėtėjimą, slėgį stabdymo sistemoje ir kt.
- elektroninis stabdymo blokas- prietaisas, gaunantis iš davikliu informaciją, po loginio jos apdorojimo siunčiantis signalus - komandas stabdžių valdymo mechanizmams;
- valdymo mechanizmai (modulatoriai), gavę iš elektrinio valdymo bloko signalą- komandą, sumažina, padidina arba palaiko pastovų slėgį stabdžių sistemoje

Kalbant apie ABS reiktų paminėti taip pat svarbią automobilio aktyviajam saugumui priemonę - traukos kontrolės sistemą (TKS- Traction control), kuri moderniuose automobiliuose yra įrengiama kartu su ABS. Automobilių traukos kontrolės sistemos paskirtis -automatiškai neleisti prasisukti vienam arba keliems varantiesiems ratams, kai jiems perduodamas didesnis sukimo momentas automobiliui važiuojant keliu, esant mažam arba besikeičiančiam sukimo koeficientui

TKS padidina trauko jėgą pradedant važiuoti arba įsibėgėjant; kai sukibimo koeficientas mažas arba ratai rieda skirtingais kelio paviršiais TKS taip pat padeda išlaikyti automobilio stovumą posūkyje.

TKS kaip ir ABS, padidina automobilių aktyvųjį saugumą, ištaiso vairuotojo klaidas valdant automobilį.

Automobilyje su hidrauline stabdžių pavara, traukos kontrolės sistema yra sudaryta iš ABS mazgų ir papildomai įrengtų TKS mazgų.

Panaudojant TKS, įsibėgėjimo pagreitis būna 3 4 kartus didesnis negu be šios sistemos. Tačiau, jeigu automobilis, kurio formulė 4x2, turi TKS, jo įsibėgėjimo dinamika vis tik nusileidžia automobiliui, kurio visi ratai yra varantieji.

Automobilio važiavimo dinamikos valdymo sistema (DVS -Electronic Stability Program (ESP)), įrengiama modeliuose lengvuosiuose automobiliuose ir padeda jam neprarasti važiavimo trajektorijos stabilumo posūkyje ir tuo pačiu išvengti eismo nelaimių (nuvažiavimo nuo kelio, išvažiavimo į priešpriešinę eismo juosia ir pan.)

Jeigu automobilio važiavimo trajektorija neatitinka posūkio kreives, tai DVS pristabdo vieną arba kelis automobilio ratus ir tokiu būdu ištaiso jo važiavimo posūkyje trajektoriją. Važiavimo dinamikos valdymo sistema DVS veikia ir tada, kai vairuotojas nestabdo automobilio

DVS panaudoja informaciją, gaunamą iš ABS ir TKS elementų, taip pat iš specialių daviklių, kurie registruoja skersinį pagreitį, vairo pasukimo kampą ir slėgį stabdžių sistemoje. Svarbiausi šios sistemos davikliai-skersinio pagreičio daviklis, reaguojantis į jėgas, atsirandančias posūkyje, ir kampinio greičio daviklis, registruojantis automobilio sukimąsi apie vertikaliąją ašį.

Moderniausiuose automobiliuose pasirodžiusios sistemos BAS (Brake Assisit) arba jai analogiška DBC (Dynamic Brake Control) yra skirtos padidinti avarinio stabdymo efektyvumą. Šių sistemų panaudojimas leidžia pasiekti maksimalų slėgio didėjimo greitį stabdžių sistemoje (t.y. sumažėja stabdžių suveikimo laikas).

BAS suveikia vairuotojui dažniausiai avarinio stabdymo metu greitai stabdant automobilį. Ši sistema nesuveikia, kai stabdoma negreitai, švelniai, kadangi specialus daviklis fiksuoja vakuuminio stiprintuvo membranos persislinkimo greitį, t.y. stabdžių pedalo paveikimo greitį. Jeigu stabdžių pedalas spaudžiamas greitai, tuomet daviklis siunčia signalą valdymo blokui, kuris savo ruožtu reaguodamas į šį signalą siunčia elektros impulsą elektromagnetinei ritei (elektromagnetui), įtaisytai vakuuminio stiprintuvo korpuse.

Elektromagnetinė ritė suveikia ir jos elektromagnetines jėgas „įtraukia" stabdžių pedalą. Tokiu būdu yra pagreitinamas stabdžių pedalo nuspaudimo procesas.

DBC sistema savo konstrukcija ir veikimo principu skiriasi nuo BAS. DBC sistema yra sujungiama su ABS elementais. Suveikiant DBC sistemai perteklinis slėgis iš ABS hidroakumuliatorių yra perduodamas (perleidžiamas) į stabdžių sistemos magistralę. DBC sistema leidžia avarinio stabdymo metu pasiekti maksimalų lėtėjimą su trečdaliu mažesne jėga į stabdžių pedalą, t y avarinio stabdymo metu reikalingos mažesnės vairuotojo paslaugos

Dažnai tiriam autoįvykių kilimo priežastis, ekspertams tenka spręsti klausimą ar vairuotojas turėjo techninę galimybę išvengti susidūrimo stabdydamas arba manevruodamas. Kelyje vairuotojas gali papulti į tokią situaciją, kuomet vien lik stabdymas ar manevravimas nepadės išvengti susidūrimo. Techniniu požiūriu efektyvus stabdymas ir manevravimas tuo pačiu metu yra nepriimtinas, kadangi automobilis kelyje gali prarasti judesio stabilumą, (pradėti slysti skersai ir pan.). Teoriškai tokių sistemų kaip ABS, DVS ir kt. įrengimas automobilyje suteikia jo

vairuotojui techninę galimybę avarinėje kelio situacijoje efektyviai stabdyti automobilį (pasiekiant didžiausią galimą lėtėjimą) ir tuo pačiu metu saugiai apvažiuoti kliūtį.

2. LENGVOJO AUTOMOBILIO STABDYMO MODELIS

Tam, kad patvirtintumėm kontrolinio dėsnio ir kontrolinės logikos tinkamumą ABS, yra naudojama keletas modelių. Tai transporto priemonė, stabdžių sistema ir rato modelis.

2.1 Automobilio stabdymo metu veikiančios jėgos

Tarkime, kad stabdant variklis atjungtas nuo transmisijos. Riedėjimo, įkalnės ir oro varža visada padeda stabdyti. Inercija, nuokalne ir nestabdoma priekaba trukdo stabdyti. Automobilio tiesaus judėjime lygtį stabdant, kaip energetinę lygtį užrašome formule : [1]

$$B_f + B_r + B_{zf} + f_r + V_k + V_0 + V_f + V_p = 0 \quad (2.1)$$

čia:

B_z - priekinės ašies ratų stabdymo jėga;

B_r - galinės ašies ratų stabdymo jėga;

F_{zf} - statmena kelio reakcija į priekines ašies ratus;

F_{zr} - statmena kelio reakcija į galinės ašies ratus;

f_R - riedėjimo varžos koeficientas.

$$F_R = f_{RD} + f_{RK} , \quad (2.2)$$

čia f_{RD} ir f_{RK} – atitinkamai dinaminė riedėjimo varžos dedamoji, sukeliamą histerezės nuostolių padangoje, ir kinematinė dedamoji, sukeliamą ratų slydimo. Priklausomai nuo kelio dangos f_R gali būti nuo 0,01 iki 0,30.

V_K – kalno varža, kuri apskaičiuojama pagal formulę [2]:

$$V_k = mg \cdot \sin \alpha , \quad (2.3)$$

čia m – automobilio masė, kg;

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ - laisvojo kritimo pagreitis;

α - įkalnės kampas

V_0 - oro varža, skaičiuojama taip, [2]:

$$V_0 = C_x \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2_0, \quad (2.4)$$

čia

C_x - aerodinaminis aptakumo koeficientas išilgine kryptimi;

A - automobilio frontinės projekcijos plotas m^2 ;

$\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$ - oro tankis;

v_0 - oro srauto greitis, m/s;

V_1 - inercijos varža. Ši varža apskaičiuojama pagal formulę, [2]:

$$V_1 = ma_x \left(1 + \sum_{i=1}^n \frac{I_{Ri}}{r_i^2} \right),$$

čia

a_x - automobilio išilginis pagreitis, m/s^2 ;

I_{Ri} - besisukančios i - sios masės inercijos momentas $kg \cdot m^2$;

r_i - besisukančios i - sios masės inercijos spindulys, m.

Paprastesnė V_i išraiška:

$$V_i = ma_x \lambda, \quad (2.6)$$

čia

λ - besisukančių masių koeficientas, priklausantis nuo įjungtos pavaros.

V_p - priekabos varža.

Tuomet lygtis (1) įgauna tokį pavidalą.:

$$B_f + B_r + G \cdot \sin \alpha + CA \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V_0^2 - ma_x \lambda + V_p = 0. \quad (2.7)$$

Ši lygtis vadinama automobilio judėjimo energetine diferencialine lygtimi stabdant. Naudojantis antruoju Niutono dėsniu, šią lygtį užrašome taip,

$$ma_x = \sum V + V_p \quad (2.8)$$

Čia

ΣV - visų stabdymo jėgų arba judėjimo varžų suma.

Priėmus, jog automobilis be priekabos ($V_p = 0$) yra stabdomas horizontaliame kelyje ($\alpha = 0$), o

oro varžos įtaka nedidelė (kai greitis mažas), lygtis supaprastėja:

$$B_f + B_r + G \cdot f_R - m a_x \lambda = 0. \quad (2.9)$$

Automobilio lėtėjimo pagreitis a_x yra antroji jo koordinatės išvestinė laiko atžvilgiu:

$$a_x = \ddot{x}.$$

Lėtėjimą stabdant galime apskaičiuoti iš stabdymo lygties (2.8):

$$a_x = \ddot{v} = \ddot{x} = \frac{1}{m\lambda} (\Sigma V + V_p) = \frac{1}{m\lambda} \left(B_f + B_r + G \cdot f_R \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha + CA \frac{\rho}{2} \cdot v_0^2 + V_p \right)$$

Įprastomis sąlygomis, stabdant kelyje su sausa asfalto danga.

a_x siekia 1.5 - 2.0 m/s², o esant avariniam stabdymui - 4,2 - 8.0

m/s .

Santykinis lėtėjimo pagreitis apskaičiuojamas taip, :

$$z = \frac{a_x}{g} \quad (2.9)$$

Santykinis lėtėjimo pagreitis gali būti išreikštas per stabdymo jėgas.

$$z = \frac{B_f + B_r}{mg}. \quad (2.10)$$

2.2 Sustojimo ir stabdymo kelias

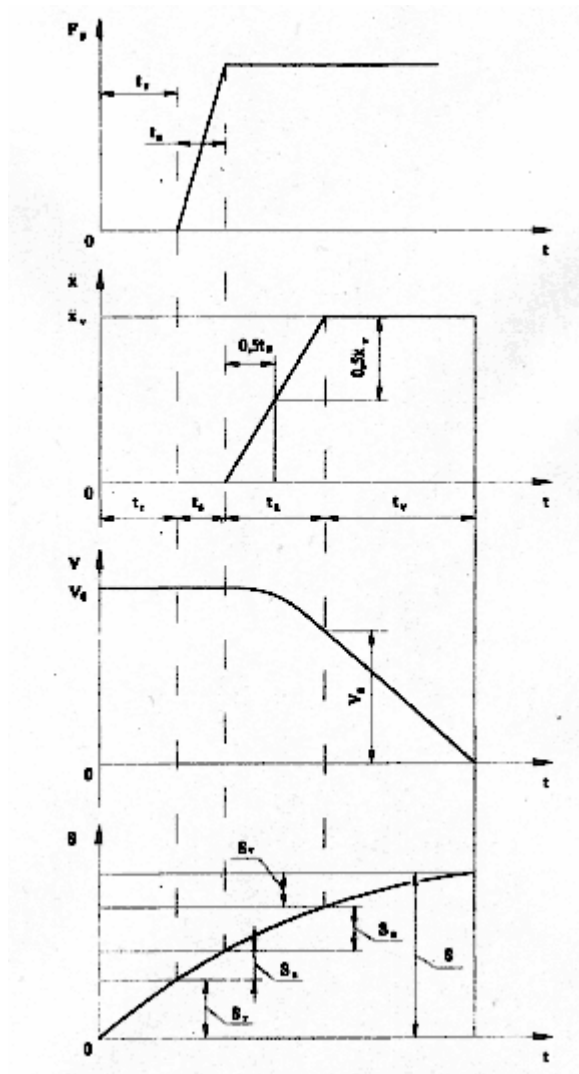
Lėtėjimas stabdant, taip pat, kaip ir greitėjimas įsibėgėjant, lemia vidutinį automobilio greitį.

Be to, efektyviai stabdant, padidėja ir eismo saugumas. Svarbu, kad stabdant būtų kuo trumpesnis stabdymo kelias (didesnis lėtėjimas), kad automobilis neprarastų pusiausvyros ir būtų vairuojamas.[1,3]

Stabdymo kelias daugiausia priklauso nuo stabdžių konstrukcijos bei padangų sukibimo su keliu. Sustojimo keliu vadinamas kelias, kurį automobilis nuvažiuoja nuo to momento, kai vairuotojo regos, klausos, ar kitų pojūčių organus paveikia signalas apie tai, kad reikia stabdyti, iki momento, kai stabdomasis automobilis sustoja. Tarkime, kad nuo signalo poveikio pradžios iki vairuotojas koja nuspaudė stabdžio pedalą, praėjo t_r laikotarpis (žr. 2 pav.). Šis laikas vadinamas vairuotojo reakcijos laiku ir gali būti nuo 0,2 iki 1,5 s. Skaičiavimuose imama vidutine normatyvinė reikšmė $t_r = 0,8$ s

Laikas nuo vairuotojo stabdžio pedalo nuspaudimo iki to momento, kai trinkelės palietė stabdžių būgną arba diską, vadinamas stabdžių suveikimo laiku t_s . Laikas t_s priklauso nuo stabdžių konstrukcijos ir techninės būklės. Stabdžiams su hidrauline pavara ir diskiniiais stabdžių mechanizmais $t_s = 0,2 - 0,4$ s. Laikas t_a - lėtėjimo pagreičio augimo laikas. Priklausomai nuo automobilio tipo, kelio būklės, stabdžių sistemos konstrukcijos ypatumų, $t_a = 0,05 - 2,0$ s.

Tariame, jog per laikotarpį $t_r + t_s$ pradinis automobilio greitis nesikeičia (žr. 2 pav.). Per laikotarpį t_a automobilis juda lėtėdamas, bet lėtėjimas tolygiai didėja tol, kol pasiekia pastovią reikšmę $\ddot{x}_v$. Tariame, jog per laikotarpį t_a vidutinis automobilio lėtėjimo pagreitis. Per stabdymo laiką t_v , kuris dar vadinamas nusistovėjusio stabdymo fazės laiku, automobilis juda nuolat lėtėdamas, todėl greitis mažėja pagal tiesę (2.1 pav.) [2].



2.1 pav. Stabdymo diagrama

Tuomet automobilio sustojimo kelias apskaičiuojamas pagal formulę [11]:

$$S_{sust} = S_r + S_s + S_a + S_v = V_0 \cdot (t_r + t_s + \frac{t_a}{2}) + \frac{V_0^2}{2|\ddot{x}_v|} \quad (2.11)$$

Stabdymo kelias gali būti išreikštas:

$$S_{sust} = v_0 \left(t_s + \frac{t_a}{2} \right) + \frac{v_0^2}{2|\ddot{x}_v|} \quad (2.12)$$

2.3 Santykinė - išilginė jėga stabdymo metu.

2.3.1 Sukibimo panaudojimo koeficientas

Tiesiaieigio ir įstrižo riedėjimo atvejais ratas, kontaktuodamas su keliu, gali slysti. Šio slydimo intensyvumas priklauso nuo išilginės kelio reakcijos į ratą reikšmės, tiksliau, nuo šios reakcijos ir statmenos kelio apkrovos santykio.

Išilginės ir statmenos kelio reakcijų į ratą santykis vadinamas santykine jėga: (2.13)

$$\mu_{xw} = \frac{F_{xw}}{F_{zw}}$$

Rato perduodama išilginė jėga daugiausia yra ribojama rato ir kelio trintimi. Bet kuriuo momentu, kai per ratą yra transformuojama išilginė jėga, liesdamasis su keliu, ratas slysta. Kitaip tariant, be rato slydimo jokios jėgos negali būti transformuojamos kelio plokštumoje.

Rato slydimas vertinamas rato išilginio slydimo koeficientu, [2]:

$$S_{xw} = \frac{w - w_0}{W_0} \quad (2.14)$$

čia:

w - tiriamojo rato (mūsų atveju- stabdomo) kampinis sukimosi greitis, s^{-1} ,

W0 - laisvojo rato kampinis sukimosi greitis, s^{-1} .

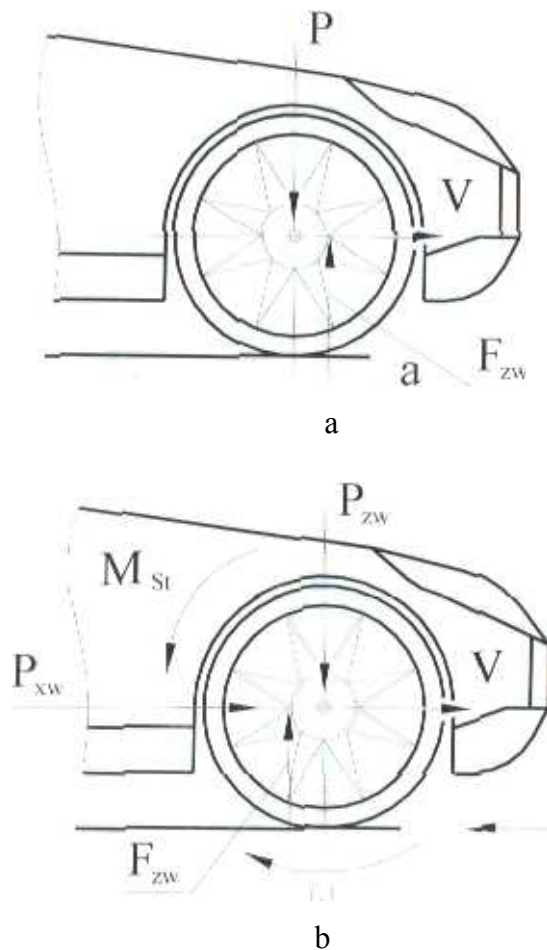
Laisvasis - ratas, veikiamas sukimo momento Ms, kuris kompensuoja tikrai riedėjimo varžą (žr. 2.2 pav. a). [2].

$$M_s = F_{zw}a \quad (2.15)$$

čia:

a - atstumas, kuriuo persistumia jėga F_{zw} dėl padangos tampriosios deformacijos.

Stabdomus ratas - toks, kurio stabdymo momento M_{st} kryptis priešinga M_s kryptčiai, todėl kelio reakcija į ratą F_{xw} gali veikti net judėjimui priešinga kryptimi (2.2 pav. b), .



2.2 pav. Rato riedėjimo režimai: a – laisvasis; b – stabdomasis.

Laisvajam ratui $S_{xw} = 0$. stabdomajam $S_{xw} = 0..-1,0$ (pastaroji reikšmė yra nustatyta užblokuotam ratui), varančiajam - $S_{xw} = 0... + \infty$.

Kai rato išilginio slydimo koeficientas $S_{xw} = 0,10 - 0,25$ transformuojama išilgine jėga yra didžiausia esamomis judėjimo sąlygomis (t.y. esant fiksuotai vertikaliai apkrovai, oro slėgiui padangoje, judėjimo greičiui ir kt.).

Didžiausios rato transformuojamos išilginės jėgos santykis su vertikaliaja apkrova vadinamas maksimaliu sukibimo koeficientu išilgine kryptimi μ_{xwmax} [1]: (2.16)

$$\mu_{xwmax} = \frac{F_{xwmax}}{F_{zw}}$$

Rato išilginio slydimo koeficientas, kuriam esant pasiekiamas didžiausias sukibimo koeficientas, vadinamas kritiniu rato išilginio slydimo koeficientu S_{xwcrit} .

Jei rato slydimo koeficientas yra didesnis nei kritinis, tai rato transformuojama jėga kiek sumažėja, atitinkamai sumažėja ir santykinė išilginė jėga μ_{xw} .

Santykinė išilginė jėga, nustatyta kai $S_{xw} = -1.0$, vadinama užblokuoto rato sukibimo koeficientu išilgine kryptimi μ_{xwlock} [11].

Maksimalus sukibimo koeficientas išilgine kryptimi μ_{xwmax} yra 10 - 30% didesnis nei užblokuoto rato sukibimo koeficientas μ_{xwlock} .

Rato potencines savybes pagal sukibimą su keliu galima apibūdinti sukibimo panaudojimo koeficientu - santykinės išilginės jėgos ir maksimalaus sukibimo koeficiento išilgine kryptimi santykiu: (2.17)

$$\varepsilon_{xw} = \frac{\mu_{xw}}{\mu_{xwmax}}$$

Šis koeficientas yra ne didesnis kaip 1,0. Idealaus stabdymo atveju $\varepsilon_{xw} = 1,0$. ε_{xw} dar gali būti išreikštas ir taip.: (2.18)

$$\varepsilon_{xw} = \frac{z}{z_{rib}} = \frac{z_{max}}{\mu_{xwmax}}$$

Čia

z_{rib} – ribinis, didžiausias sukibimo apribotas santykis

Tuomet maksimalus sukibimo panaudojimo koeficientas, [1]:

$$\varepsilon_{xwmax} = \frac{z_{max}}{z_{rib}} = \frac{z_{max}}{\mu_{xwmax}} \quad (2.19)$$

Čia: z_{rib} - ribinis, didžiausias sukibimo apribotas santykinis lėtėjimu pagreitis, m/s². Tuomet maksimalus sukibimo panaudojimo koeficientas: (2.20)

$$\varepsilon_{xwmax} = \frac{z_{max}}{z_{rib}} = \frac{z_{max}}{z_{xwmax}}$$

čia:

$Z_{\max}$ – konstrukcija maksimalus automobilio ribojamas lėtėjimo pagreitis, m/s^2 .

Rato skersinio slydimo įvertinimo kriterijai yra analogiški išvardintiems.

Santykinė išilginė jėga kiekvienai stabdomo automobilio ašiai užrašoma:

$$\mu_{xf} = \frac{B_f}{F_{zf}}$$

$$\mu_{xr} = \frac{B_r}{F_{zr}}$$

Stabdymo jėgos B_f ir B_r , savo ruožtu gali būti išreikštos, [2]: (2.21)

$$\begin{aligned} B_f = F_{xf} &= -\frac{M_{Rf}}{r_f} - \frac{I_{Rf}}{r_f}(-\dot{w}_f) + F_{Rf} \approx -\frac{M_{Rf}}{r_f} \\ B_r = F_{xr} &= -\frac{M_{Rr}}{r_r} - \frac{I_{Rr}}{r_r}(-\dot{w}_r) + F_{Rr} \approx -\frac{M_{Rr}}{r_r} \end{aligned} \quad (2.22)$$

čia $\frac{M_{Rf}}{r_f}$ ir $\frac{M_{Rr}}{r_r}$ - atitinkamai priekinės ir galinės ašių ratams teikiamos traukos jėgos, N.

F_{rf} ar F_{rr} - atitinkamai riedėjimo varžų dedamosios, N:

$$\frac{I_{Rf}}{r_f}(-\dot{w}_f) \quad \text{ir} \quad \frac{I_{Rr}}{r_r}(-\dot{w}_r) \quad - \text{ ratų inercijos dedamosios, N.}$$

Kampinis sukimosi pagreitis priekinei ir galinei ašims apskaičiuojamas,

$$\dot{w}_{f,r} = \frac{\ddot{x}}{r_{f,r}}$$

Statmenos dinaminės kelio reakcijos į automobilio ašis nustatomos iš lokių lygybių.:

$$F_{zf} = F_{zstat} + mg \frac{h}{l} z = mg \left(\frac{l_r}{l} + \frac{h}{l} z \right) \quad (2.23)$$

$$F_{zr} = F_{zrstat} - mg \frac{h}{l} z = mg \left(\frac{l_f}{l} - \frac{h}{l} z \right) \quad (2.24)$$

čia:

l_f ir l_r - atstumai nuo automobilio masių centro iki atitinkamų ašių, m;

l - automobilio bazė, m;

h - masių centro aukštis nuo kelio paviršiaus, m.

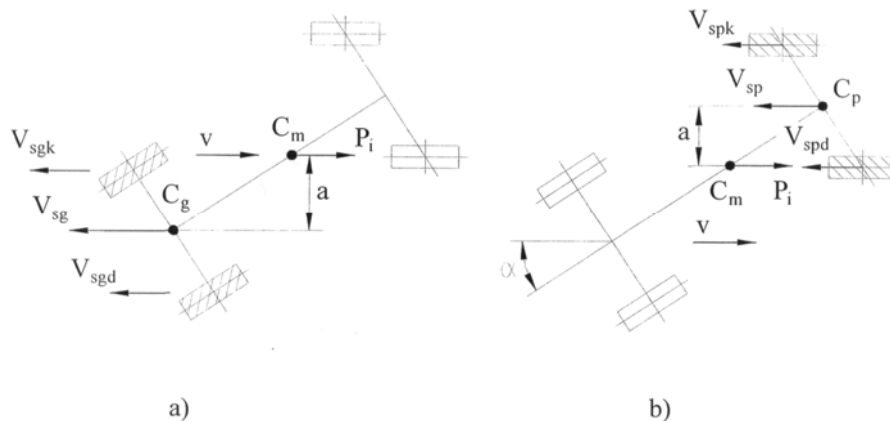
2.3.2 Automobilio stabilumas stabdant

Automobilio stabilumas suprantamas kaip jų savybė tam tikru laikotarpiu arba tam tikroje kelio atkarpoje išlaikyti reglamentuotą judėjimo kryptį bei pokrypį ir posvyrio kriterijus, kai automobilį veikia išorinės ar inercijos apkrovos. Yra skiriamas trajektorijos ar kurso stovumas. Pirmasis apibūdina automobilio savybę pakankamai tiksliai atkartoti kreivą judėjimo trajektoriją. antrasis - automobilio savybė išlaikyti pirminę važiavimo kryptį (judėjimo tiesiąją). Greitai važiuojant ir intensyviai stabdant slidžiame, vingiuotame kelyje, kai išsiregulavę stabdžiai, o ypač kai kairieji ir dešinieji ratai stabdomi nevienodai intensyviai, automobilis gali netekti skersinio stovumo ir slysti į šoną, pasisukti.

Panagrinėkime atvejį, kai automobilis stabdo viena ašimi. Kyla klausimas, kokią ašį stovumo požiūriu geriau stabdyti?

Važiuojant tiesiai ir stabdant tik galinius ratus, skersinis stovumas geresnis tuo, kad dėl kurios nors skersinės jėgos bent kiek nuslydus į šoną galinei ašiai, stabdymo jėga (5 pav. a) l ir inercijos jėga P , - V sudaro sukimo momentą $M = P \cdot a$, kuris tiesina automobilį ir savaime grąžina jam pradinę važiavimo kryptį.

Stabdant tik priekinius ratus (2.3 pav. b), : momentas $M = P_t \cdot a = -V_{sp} \cdot a$ automobilio pasisukimo kumpa α progresuojančiai didina, nes didėjant kampui α iki 90° , petys a taip pat didėja ir automobilis sukasi didėjančiu kampiniu greičiu. Jeigu skersinės jėgos, sukeltos, pavyzdžiui, dėl išcentrinės jėgos, judant posūkiu arba dėl skersinio kelio pokrypio, yra daug mažesnės už ribinę šoninę reakciją, tuomet ratas riedės pagal numatytą trajektoriją, nežymiai nukreipdamas tik dėl įstrižojo riedėjimo. Jeigu ši riba viršijama, prasideda šoninis slydimas ir ratas praranda stabilumą.



2.3 pav. Stabdomo automobilio stovumas: a) stabdo tik galiniai ratai; b) stabdo tik priekiniai ratai

Tokiu būdu ratas bus stabilus, jeigu, [9]:

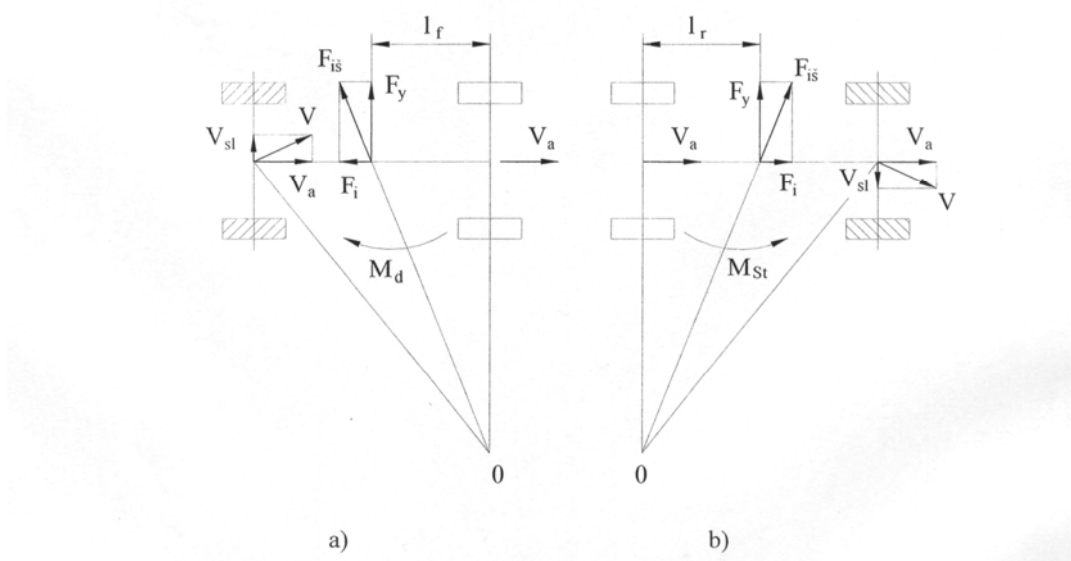
Iš paprastos lygybės matyti, jog kuo didesne F, w, L y. kuo stipriau stabdomas ratas, tuo prastesnis jo itl paties automobilio stabilumas.

Panagrinėkim kelis atvejus, galimus stabdymo metu:

I, Trajektorijos stabilumo praradimas, kuomet blokuojasi priekinės ašies ratai. Esant lokiai situacijai, ratai praranda galimybę perduoti šonines kelio reakcijas, dėl to automobilis tampa nevaldomas ir juda tik tiesiai, nesvarbu kokia vairuojamųjų ratų padėtis. Todėl gali kilti priekinės ašies slydimas šonine kryptimi greičiu v (žr. 6 pav.b). [11].

Dėl to priekinis tiltas pradeda judėti apie centrą O greičiu $v = y; + v_j$._____

Jeigu, blokuojantis galinės ašies ratams, lengvasis automobilis nuo tiesiaeigio judėjimo nukrypsta apie 20° , jis tampa nestabilus, net ir visiškai baigus stabdyti, stebimas automobilio reakcijos neadekvatumas saldymui.



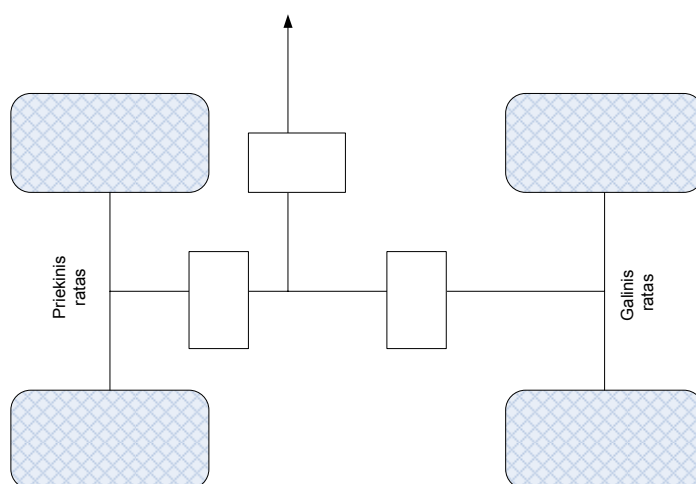
2.4 pav. Stabdomo automobilio užnešimas: a) blokuoti galinės ašies ratai; b) blokuoti priekinės ašies ratai

Kurios ašies ratai bus liuke blokuoti pirmieji (stabdomo jėgų pasiskirstymas), daugiausia priklauso nuo stabdžių sistemos konstrukcijos bei svorio pasiskirstymo tarp ašių.

Apskritai automobilio stabilumam priklauso ir nuo padangų, kelio paviršiaus tipo bei būklės ir kt. pvz., stabdant ratams riedant ne vienodo sukibimo kelio paviršiumi, kairiųjų ir dešiniųjų ratų stabdomo jėgos yra skirtingos, todėl sukeliamas sukimo momentas. Jam veikiant, automobilis yra sukamas į geresnio ratų sukibimo pusę.

3. SKIRTINGOS STABDŽIŲ SISTEMOS

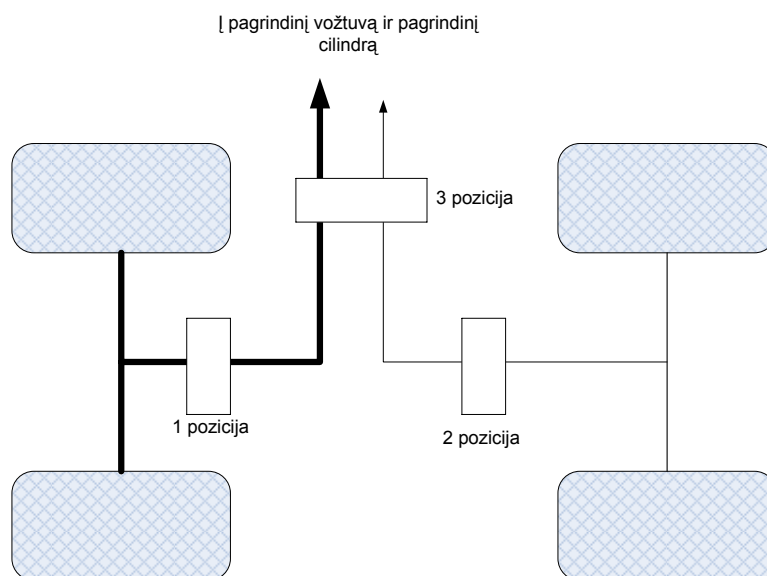
Priklausomai nuo automobilio dydžio, gamintojo ir modelio, naudojamos įvairios konfigūracijos hidraulinės stabdžių sistemos. [19]



3.1 pav. Tipinė vienguba sistema

[centrinį c

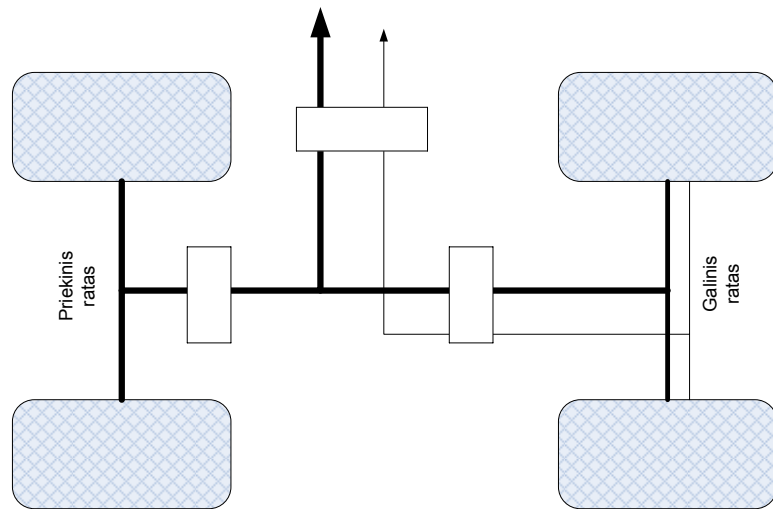
Tipinė vienos hidraulinės valdymo sistemos schema naudoja vieną valdiklį priekiniams ir galiniams ratams.



3.2 pav. Tipinė dviguba sistema

1 pozicija

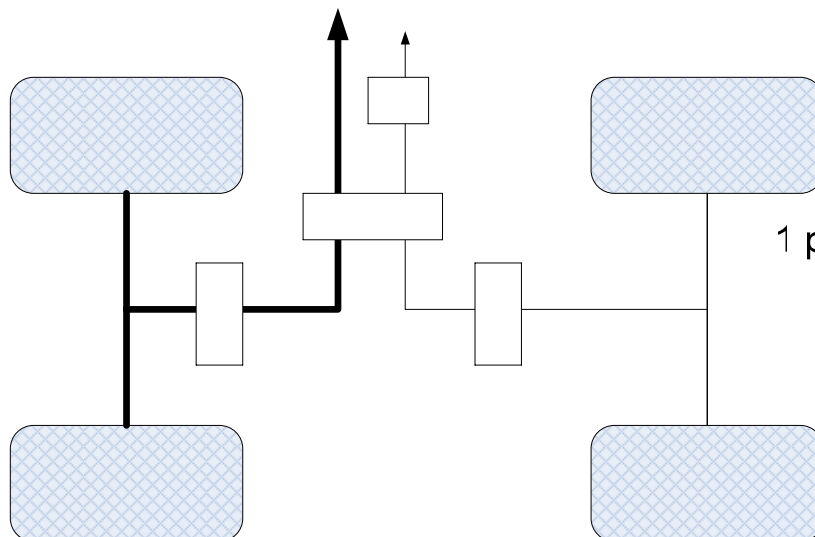
Šioje sistemoje naudojamos dvi nepriklausomos stabdymo sistemos. Viena sistema yra skirta priekiniams ratams, o kita – galiniams.



l pagrindinį vožtuvą
cilindra

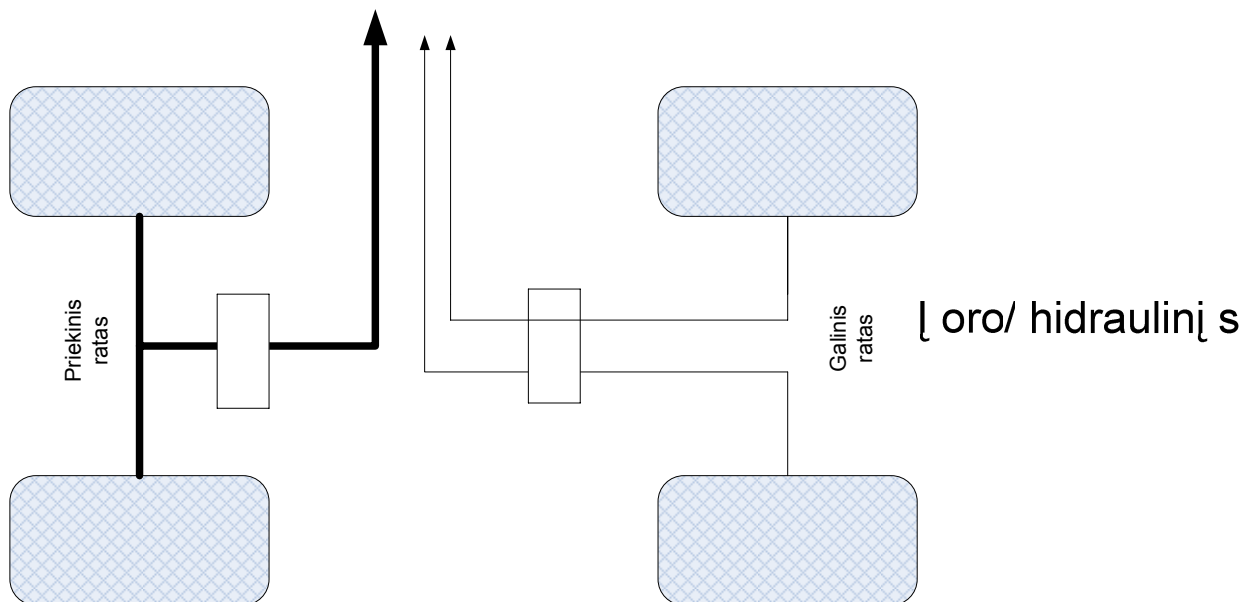
3.3 pav. Tipinė padalintoji sistema

Šioje sistemoje naudojamos dvi stabdymo sistemos. Viena sistema valdo priekinius ir galinius ratus, o kita – tikrai galinių ratų stabdžius.



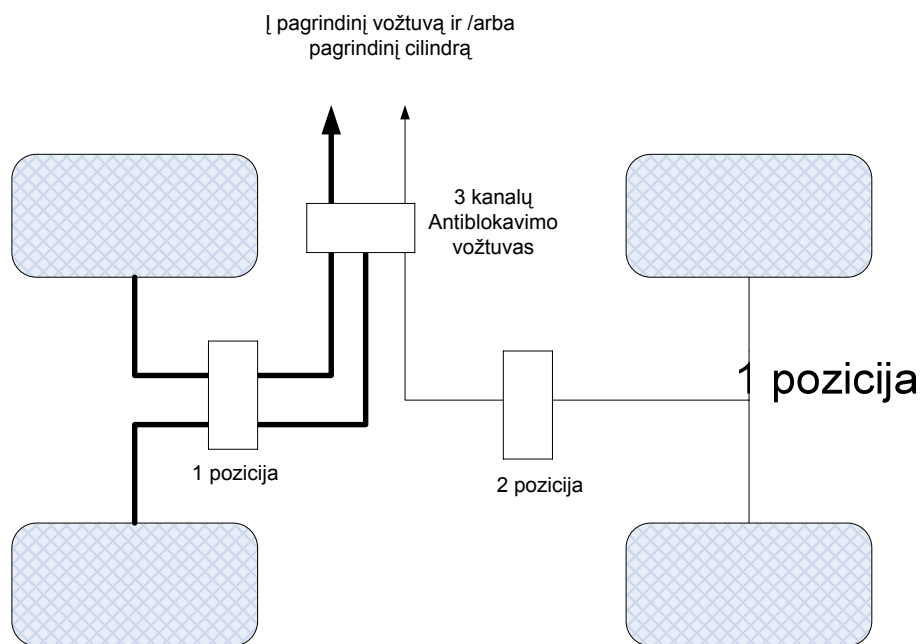
3.4 pav. Tipinė galinių ratų antiblokavimo sistema.

Šioje sistemoje naudojamos dvi nepriklausomos stabdžių sistemos. Viena sistema skirta priekiniams ratams, kita – galiniams.



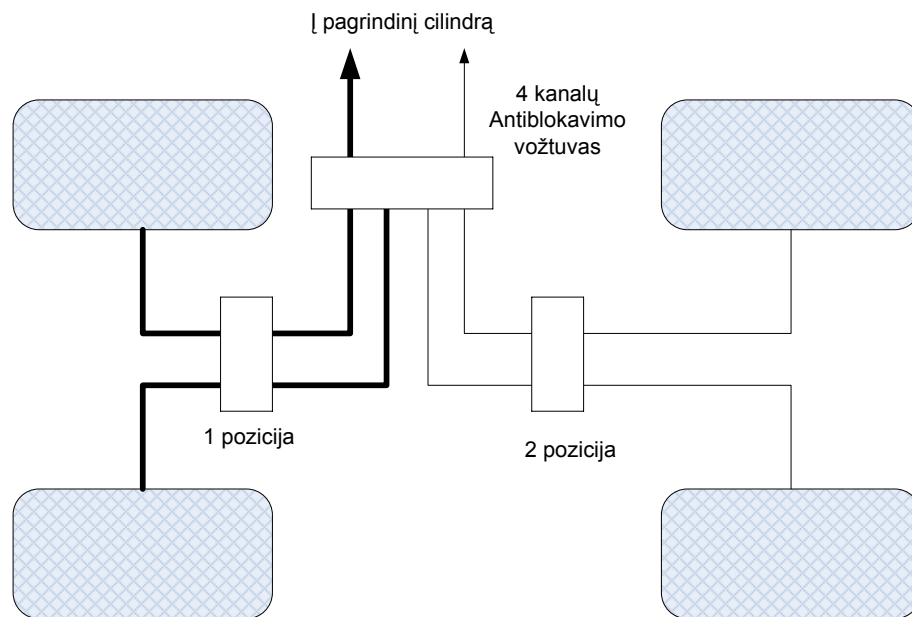
3.5 pav. Trijų kanalų visų ratų antiblokavimo sistema

Ši sistema valdo kiekvieną iš galinių ratų (du kanalai), o trečiuoju kanalu valdoma priekinių ratų ašis.



3.6 pav. Trijų kanalų visų ratų antiblokavimo sistema su atskirai valdomais prekiniais ratais.

Šioje sistemoje yra du kanalai skirti priekiniams ratams (kiekvienam ratui po vieną kanalą) ir vienas kanalas skirtas galiniams ratams.



3.7 pav. Keturių kanalų visų ratų antiblokavimo sistema.

Šioje sistemoje valdomas kiekvienas automobilio ratas atskiru valdymo kanalu.

Priekinis
ratas

4. MATEMATINIS ABS MODELIAVIMAS

Tam, kad patvirtintumėm kontrolinio dėsnio ir kontrolinės logikos tinkamumą ABS naudojami, keletas modelių. Tai transporto priemonė, stabdžių sistema ir rato modelis.

4.1.1 Transporto priemonės modelis

Stabdžių periodu, faktoriai aprašyti aukščiau gali pakeisti vairavimo charakteristikas ir sistemos stabilumą. Taigi yra nustatytas transporto priemonės modelis su 11 laisvės laipsnių paremtas sedano AF EQ7090 struktūra su nepriklausoma priekine pakaba ir priklausoma galine pakaba. Charakteristikos ir funkcijos yra šios [4,5]:

- 1) Modelis, atsižvelgiant į parametrų įtaką pakabos sistemai (tarkime : pakabos lankstumo, atsparumo) negali tik pakelti vaizdavimo tikslumo, bet taipogi tyrinėjama įtaka transporto priemonės judėjimo charakteristikų parametrų.
- 2) Tai gali patirti reikalavimą transporto priemonės vaizdavimo su ta pačia struktūra.
- 3) Jėgų tiekiamas galingumas yra nepriklausomas nuo vairavimo kampo šiame modelyje, kuris gali atvaizduoti skirtingus stabdžių procesus tokius kaip stabdymas tiesia linija arba kol įveikinėjamas posūkis.
- 4) Stabdžių sukimo momentas paskirsto normas nuo priekinio veleno (ašies) ir galinio veleno gali būti laisvai reguliuojamas mechaniniu stabdžiu.
- 5) Transporto priemonės judėjimas gali pasiekti ekstremalias sąlygas, tokias kaip rato užsiblokavimas, šoninį praslydimą ir pan.

Transporto priemonės judėjimo lygtis :

$$\{A\} \cdot \{\dot{X}\} = \{b\} \quad (4.1)$$

čia

$\{\dot{X}\}^T = \{\dot{u} \dot{v} \dot{w} \dot{p} \dot{q} \dot{r}\}$ yra transporto priemonės judėjimo sąlygų kitimas,

$\{A\}$ Diferencinės lygties koeficiento matrica,

$\{b\}$ yra dešiniojo galo vektorius diferencialinio vektoriaus

Perstačius viršutinę formulę gauname :

$$\{\dot{X}\} = \{A\}^{-1} \cdot \{b\} \quad (4.2)$$

Čia $\{A\}^{-1}$ yra atvirkštinė matrica koeficiento matricai $\{A\}$

4.1.2 Hidraulinės stabdžių sistemos modelis

Egzistuoja keletas skirtumų tarp stabdžių spaudimo ir stabdžių sukimo momento dėl mechaninės histerezės ir hidraulinės histerezės. Atsižvelgiant į charakteristikas kad histerezė oro stabdžių sistemos yra rimtesnė už hidraulinę sistemą, modelis yra šio tipo [14,18]:

- 1) Histerezės laikas hidraulinės stabdžių sistemos bus paimta kaip pastovus dydis (paprastai 0,1~0.3s) nes ji palyginti trumpesnė negu vairuotojo laiko reakcija.
- 2) Hidraulinė sistema gali pasiūlyti pakankamą stabdžių suslėgimą.
- 3) Suslėgimas prarandamas dėl hidraulinės sistemos skaičiuojamo efektyvumo.
- 4) Suslėgimas kinta linijiniu dėsniu pirmiausia, vėliau jis išlaikys pastovumą, kai pasieks susitartą maksimumą.

Taigi iš to seka,

$$P_m = k_p \cdot (t - t_0) \quad (4.3)$$

kur k_p - yra pastovus dydis

t_0 - histerezės laikas

t - stabdymo laikas

4.1.3 Automobilio rato modelis

Yra daugybė faktorių, kurie veikia padangos charakteristikas: aplinka, kelio struktūra, pati padanga ir t.t. Išilginis praslydimas ir šoninis praslydimas gaunami tuo pačiu metu, kai transporto priemonė yra vairuojama arba veikiama šalutinių jėgų. Jeigu yra priimama tik viena sąlyga, tai leistų dideliems skirtumams tarp vaizdavimo charakteristikų ir teorinių charakteristikų. Kaip bebūtų, padangos modelis, kuris atspindi sujungtas sąlygas, taip pat išilginį praslydimą ir šoninį praslydimą yra pritaikomi su netiesine funkcija paremta rato parslydymo kampu [12].

Modelis :

$$\begin{cases} \mu_x = c_1 \cdot (1 - e^{-c_2 \cdot s}) - c_3 \cdot s \\ \mu_y = c_1 \cdot (1 - e^{-c_2 \cdot \sqrt{2(1-\cos \alpha)}}) - c_3 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos \alpha)} \end{cases} \quad (4.4)$$

čia

c_1, c_2, c_3 yra bandymų metu gauti koeficientai

s - rato parslydimas

α - padangos praslydimas kampas

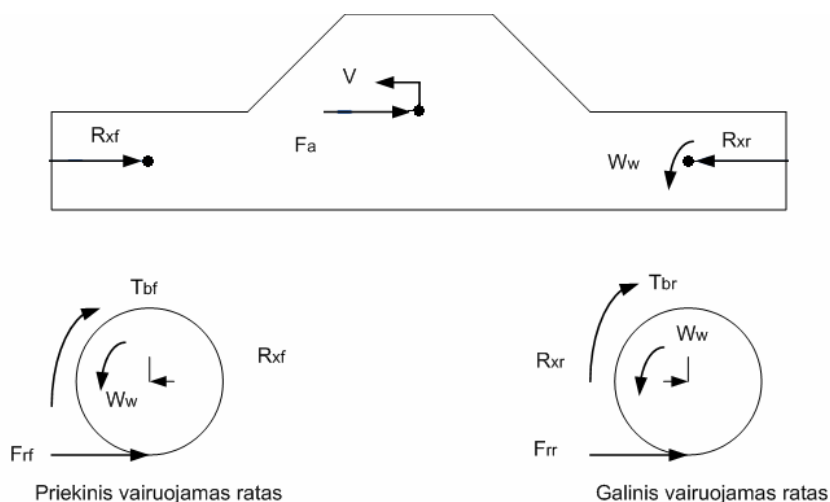
5. ABS MODELIAVIMAS KOMPIUTERIU

Kompiuteriniam valdymo algoritmo modeliavimui yra sukurtas supaprastintas modelis.

Hedrick 1993 metais sukūrė trijų būsenų modelį. Šis modelis buvo sukurtas remiantis keliomis prielaidomis [15]:

1. Vėlinimas, susijęs su jėgos generavimu variklyje yra nykstamai mažas
2. Sukimosi (vairavimo) ašis nesisuka į šonus

5.1 paveiksle yra pavaizduota šio algoritmo diagrama



5.1 pav. Automobilio laisvo kėbulo diagrama

Variklio dvejoms būsenoms aprašyti skirtos 2 formulės :

$$\dot{m}_a = c_1 TC(\alpha) - c_2 w_e m_a \quad (5.1)$$

$$\dot{w}_e = \frac{1}{J_e} (T_i - T_f - T_r - T_d - T_b) \quad (5.2)$$

čia m_a - įleidimo vamzdyje esanti oro masė,
 w_e - variklio greitis,
 $TC(\alpha)$ - sklendės charakteristika,
 J_e - efektyvi automobilio inercija,
 $T_i = c_3 m_a$ - nurodytas sukimo momentas,
 $T_f = c_4 w_e$ - trinties sukimo momentas,
 $T_r = h \cdot F_r$ - svyruojantis pasipriešinimas,
 $T_d = c_5 w_e^2$ - aerodinaminis stabdymas,

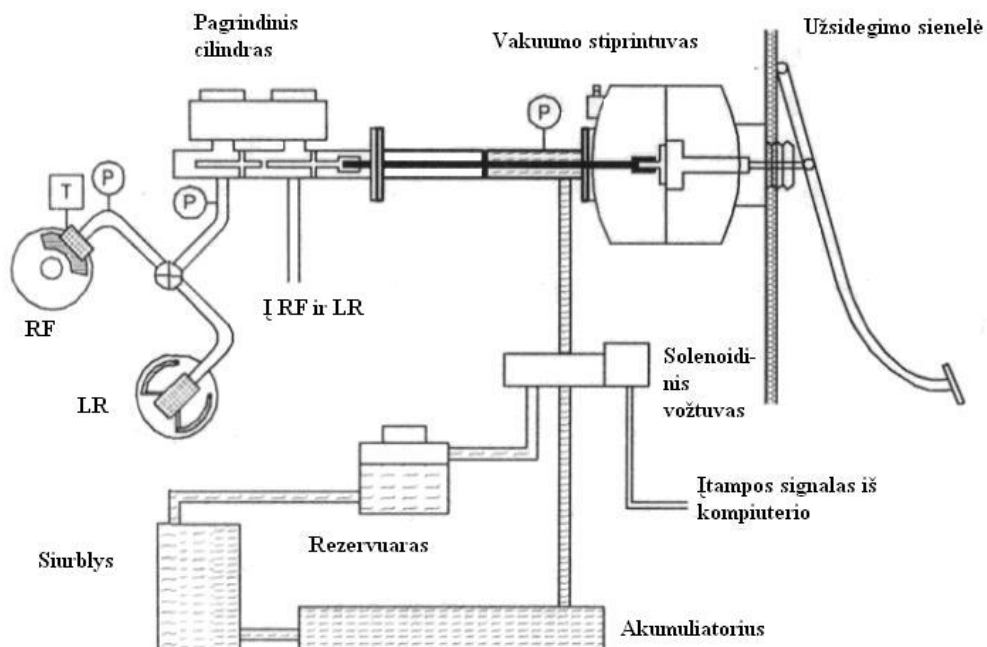
T_b - suminis stabdymo sukimo momentas,

h – padangos spindulys.

Trečioji (paskutinė) būseną yra visiško stabdymo sukimo momentas. Šis modelis, deja, neapima visų reikalingų dinamikos pokyčių ir nelabai tinka valdymo modeliavimui. Todėl buvo sukurtas kitas, tobulesnis, ABS stabdžių sistemos valdymo modelis.

5.1 Stabdžių sistemos sudedamosios dalys

Modeliuojant stabdžių sistemą, turime pasirinkti vieną iš ABS realizacijų. Mūsų pasirinktą sistemą sudaro 5.2 paveiksle pavaizduoti mazgai[6,7] .



5.2 pav. Stabdžių sistemos schema

Srautas iš solenoido vožtuvo link pavaros arba iš pavaros link rezervuaro yra proporcingas kvadratinei šakniai atitinkamų slėgių skirtumo :

$$Q_{act} = C_{act} \sqrt{P_s - P_{act}} \quad (5.3)$$

Ryšys tarp pavaros slėgio ir slėgio pagrindiniame cilindre yra atvirkščiai proporcingas dviejų cilindrų plotui :

$$P_{mc} = (P_{act} \cdot A_{act} - F_{sp} - F_{sf}) / A_{mc} \quad (5.4)$$

čia F_{sp} yra pagrindini cilindro spyruoklės pradinė apkrova, o F_{sf} tarpinės trintis.

Ryšys tarp slėgio pagrindiniame cilindre ir vieno iš antrinių cilindrų anksčiau buvo nenaudojamas modelyje. Iš tikrųjų srauto judėjimas paklūsta Bernulio dėsnui. Srautas gali būti išreikštas :

$$Q_w = C_w \sqrt{P_{mc} - P_w} \quad (5.5)$$

Dinamikos atžvilgiu tai yra vėlinimas. Toks vėlinimas yra nepageidaujamas, kadangi tai gali lemti vairavimo kokybę. Šis vėlinimas gali būti ženkliai sumažinamas parinkus teisingą valdymą.

Yra ryšys tarp slėgio antriniame cilindre ir stabdžių generuojamo sukimo momento. Šis ryšys gali būti išreikštas kvazitiesine priklausomybe. Ši priklausomybė kinta priklausomai nuo temperatūros, automobilio greičio, trinties ir kelių kitų parametrų. Deja, daug šių parametrų yra nematuojami realiuoju laiku ir nedaro įtakos valdymui. Kad kompensuoti dėl šios priežasties gautus iškraipymus yra naudojamas slydimo valdiklis.

5.2 ABS sistemos valdymas

5.2.1 Automobilio greičio valdymas

Automobiliui važiuojant, yra tiesioginė priklausomybė tarp variklio greičio ir automobilio greičio :

$$v = h \cdot R_g^* \cdot w_e \quad (5.6)$$

čia

R^* - kintamasis, priklausantis nuo naudojamos pavaros.

Atitinkamai variklio greitis gali būti išreikštas formule:

$$w_{e,des} = \frac{v_{des}}{h \cdot R_g^*} \quad (5.7)$$

atsižvelgiant į šią priklausomybę, galime padaryti išvadą, kad automobilio greičio pasikeitimas yra tiesiogiai susijęs su variklio greičio kitimu. Pakeitus stabdymo stiprumą, pakinta automobilio greitis bei kartu ir variklio greitis.

5.2.2 Stabdžių sistemos reguliavimas

Kaip matyti formulėje (2), stabdymo sukimo momentas yra pirmoji išvestinė variklio greičio. Todėl pirmasis slydimo paviršius gali būti išreikštas formule [10] :

$$S_1 \equiv w_e - w_{e,des} \quad (5.8)$$

Šio dydžio pirmoji išvestinė laiko atžvilgiu bus lygi:

$$\dot{S}_1 = \dot{w}_e - \dot{w}_{e,des} = \frac{1}{J_e} [T_i - T_f - T_d - T_r - T_{br}] - \dot{w}_{e,des} \quad (5.9)$$

Taip pat :

$$T_{b,des} = \hat{J}_e \left[\frac{1}{J_e} (T_i - T_f - T_d - T_r) - \dot{w}_{e,des} + K_1 S_1 \right] \quad (5.10)$$

Čia

$$\hat{J}_e = \left(\sqrt{J_{e,min}^{-1} \cdot J_{e,max}^{-1}} \right)^{-1}$$

Norint, kad valdiklis galėtų naudoti parametrus, išvengiant neapibrėžtumų, buvo įvestas parametras K_1 , leidžiantis nekreipti dėmesio į 20 % netikslumus (klaidas) dydžio J_e nustatyme, bei 10 % klaidų dydžiuose T_i , T_f , T_d , ir T_r . Dydis K_1 turi įvertinti multiplikatyvinę ir adityvinę klaidas, jo išraišką galime pateikti formule :

$$K_1 = \frac{(1 - \beta_{min}) \left| \hat{f} \right| + \alpha + \eta}{\beta_{min}} \quad (5.11)$$

Čia :

$$\alpha = \left| .1c_3 m_a + .1c_4 w_e + .1h \cdot F_r + .1c_5 w_e^2 \right|$$

$$\hat{f} = \frac{1}{J_e} (T_i - T_f - T_d - T_r) - \dot{w}_{e,des}$$

$$\eta = 1.0$$

$$\beta_{\min} = \frac{\hat{J}_e}{J_{e,\min}}$$

5.2.3 Ratų stabdžių slėgio valdymas

Kaip jau minėta 2 skyriuje, yra kvazitiesinė priklausomybė tarp ratų stabdžių slėgio ir stabdymo sukimo momento:

$$P_{w,des} = f(T_{b,des}) \quad (5.12)$$

Funkcija f varijuoja trinties duomenimis, automobilio greičiu ir kitais aplinkos poveikį aprašančiais parametrais. Tačiau manydami, kad funkcija yra žinoma, esamas ratų slėgis yra nustatomas ir antrasis paviršius yra nurodomas kaip klaida tarp esamo ir norimo slėgio:

$$S_2 = P_w - P_w - P_{w,des} \quad (5.13)$$

Pirmoji išvestinė išreiškiama formule:

$$\dot{S}_2 = \dot{P}_w - \dot{P}_{w,des} \quad (5.14)$$

Dydis $\dot{P}_w$ yra proporcingas srautui iš pagrindinio cilindro automobilio ratams:

$$\dot{P}_w = k_w \cdot C_w \cdot \sqrt{P_{mc} - P_w} \quad (5.15)$$

Atsižvelgiant į šią išraišką, formulę (5.14) galime perrašyti:

$$\dot{S}_2 = k_w \cdot C_w \cdot \sqrt{P_{mc} - P_w} - \dot{P}_{w,des} \quad (5.16)$$

Iš aukščiau pateiktų lygybių, norimas slėgis pagrindiniame stabdžių cilindre gali būti išreikštas formule:

$$P_{mc,des} = P_w + \left(\frac{\dot{P}_{w,des}}{k_w \cdot C_w} \right)^2 - K_2 \cdot S_2 \quad (5.17)$$

$$K_2 = \alpha + \eta \quad \text{Čia}$$

Bet kokių atveju sistema pradės stabdymo ciklus, kur P_w ir T_b priklausomybės yra netikslins. Tuo tikslu yra pasiūlytas sprendimas, susiejantis ratų slėgį, stabdymo sukimo momentą ir slydimo būsenos valdymą su multiplikatyvia klaida, siekiant kompensuoti gautą skirtumą. Be to, šis sprendimas žymiai sumažina inertiškumą tarp pagrindinio cilindro ir antrinio cilindro :

$$P_{mc,des} = \hat{k}_b \cdot \left(T_{b,est} + \left(\frac{T_{b,des}}{k_w \cdot C_w} \right)^2 - K'_2 \cdot S_2 \right) \quad (5.18)$$

Čia :

$$\hat{k}_b = \left(\sqrt{k_{b,min}^{-1} k_{b,max}^{-1}} \right)^{-1}$$

$$K'_2 = \frac{(1 - \beta_{min}) \left| \hat{f} \right| + \alpha + \mu}{\beta_{min}}$$

$$\beta_{min} = \frac{\hat{k}_b}{k_{b,min}}$$

Jei yra naudojamas stabdžių sukimo momento sensorius, tikrasis stabdžių sukimo momentas gali būti išmatuotas ir antrasis paviršius ir rastas pagal formules :

$$S'_2 = T_b - T_{b,des} \quad (5.19, 5.20)$$

$$\dot{S}'_2 = \dot{T}_b - \dot{T}_{b,des}$$

Tuomet sumažėjimas gali būti aprašytas:

$$P_{mc,des} = \hat{k}_b \cdot \left(T_b + \left(\frac{T_{b,des}}{k_w \cdot C_w} \right)^2 - K'_2 \cdot S'_2 \right) \quad (5.21)$$

Šis sprendimas pašalina skaičiavimo netikslumus tarp ratų slėgio ir stabdžių sukimo momento. Daug svarbiau yra tai, kad stabdžių sukimo momento išmatavimas gali uždaryti ciklą pagrindinio ir antrinio cilindro posistemėje. Be šio daviklio, ciklas būtų užbaigiamas tik pasiekus tam tikrą automobilio greitį.

5.2.4 Pavaros slėgio valdymas

Iš (4) lygybės galime paskaičiuoti pavaros slėgį, žinodami naudojamą modelį, pagrindinio cilindro spyruoklės įtempimą ir tarpinės trintį. Skirtumas tarp tikrosios ir sumodeliuotos vertės yra vadinamas modelio klaida ir kompensuojamas slydimo valdiklyje.

Paskutinis paviršius yra paremtas klaida tarp esamo ir norimo slėgio [16]:

$$\begin{aligned} S_3 &= P_{act} - P_{act,des} \\ \dot{S}_3 &= \dot{P}_{act} - \dot{P}_{act,des} \end{aligned} \quad (5.22,5.23)$$

Tačiau P_{act} yra proporcingas srautui, einančiam iš vožtuvo į pavarą :

$$\dot{P}_{act} = k_{act} \cdot C_{act} \cdot \sqrt{P_s - P_{act}} \quad (5.24)$$

Čia P_s yra valdomas slėgis solenoido vožtuve ir yra proporcingas vožtuvo įėjimo įtampai.

Atsižvelgiant į (24) lygybę, galime užrašyti :

$$\dot{S}_3 = k_{act} \cdot C_{act} \cdot \sqrt{P_s - P_{act}} - \dot{P}_{act,des} \quad (5.25)$$

Iš šios lygybės galime rasti valdomą slėgį :

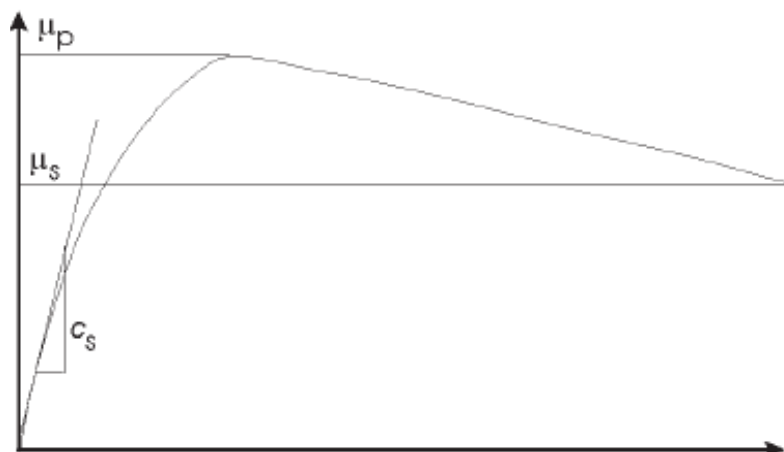
$$P_s = \hat{r} \cdot \left(P_{act} + \left(\frac{\dot{P}_{act,des}}{k_{act} \cdot C_{act}} \right)^2 - K_3 \cdot S_3 \right) \quad (5.26)$$

Čia k_3 yra skirtas kompensuoti adityvią ir multiplikatyvinę modeliavimo klaidas :

$$\begin{aligned} \hat{r} &= \left(\frac{\sqrt{a_{\min} a_{\max}}}{a} \right)^{-1} \\ K_3 &= \frac{(1 - \beta_{\min}) \left| \hat{f} \right| + \alpha + \mu}{\beta_{\min}} \\ a &= \frac{A_{mc}}{A_{act}} \end{aligned}$$

6. ABS VALDYMO ALGORITMAI

Visi ABS metodai veikia siekiant kontroliuoti rato praslydimą (6.1 pav.). Praslydimas nustatomas lyginant rato sukimosi greitį su judėjimo greičiu, kuris apskaičiuojamas lyginant kelių ratų sukimosi greičius [9,13].



6.1 pav. Padangos sukimo su keliu charakteristika stabdymo metu

Pagrindinis ABS veikimo principas yra pakankamai paprastas ir gali būti paaiškintas grafiku (6.1 pav.), kur atvaizduota rato sukibimo su keliu charakteristika- priklausomybė sukibimo koeficiento μ su rato slydimo koeficientu S . kaip matyti 1 paveiksle, maksimalus stabdymo efektyvumas pasiekiamas taške μ_p (didžiausia sukibimo koeficiento vertė), kai slydimo koeficiento vertė yra nuo 10 iki 15 procentų. Rato slydimas didėja iki 100 procentų mažėjant sukibimo koeficientui iki μ_s (Išilginis padangos koeficientas). Sritis nuo μ_p iki μ_s yra dinaminio nestabilumo sritis.

Praslydimas negali būti nustatomas (išmatuojamas) tiesiogiai, todėl naudojama formulė :

$$S_{sl} = \frac{V_r - \Omega_w XR}{V_r}$$

čia :

S_{sl} - Slydimas

V_r – Automobilio judėjimo greitis

Ω_w – rato sukimosi greitis;

R – rato spindulys

Rato sukibimo koeficientas

0

Išilginis p

6.1 ABS kintamieji

Kad galėtume valdyti rato praslydimą, tenka matuoti įvairius parametrus:

- 1) Automobilio judėjimo greitis – tiesinis automobilio masės centro judėjimo greitis;
- 2) Rato sukimosi greitis – kiekvieno rato kampinis greitis (arba ašies, priklausomai nuo to, kokia naudojama schema);
- 3) Apskaičiuoti praslydimą – greičių skirtumą tarp rato ir kelio, išreikštą kaip automobilio greičio.
- 4) Rato sukimosi pagreitį – kampinį pagreitį kiekvienam ratui;
- 5) Rato – kelio sukibimą – santykį tarp maksimalios stabdymo jėgos ir normalinės rato jėgos
- 6) Stabdžių sistemos spaudimą – spaudimą. Kurį sukuria vairuotojas nuspausdamas pedalą (įėjimo reikšmė)
- 7) Rato stabdžiams perduodamas spaudimas – spaudimas suteikiamas rato stabdymo mechanizmams (išėjimo reikšmė)

6.1.1 ABS techniniai įrenginiai

Stebėti ir suskaičiuoti išvardintus kintamuosius. Įprasta ABS sistema gali specialių techninių priemonių pagalba:

- 1) Elektroninis valdymo įtaisas (electronic cointrol unis – ECU) – tai vienas iš automobilio mikrokompiuterių. Jis programuojamas pasinaudojant specialiu algoritmu, nuskaitančiu esamas kintamųjų reikšmes bei nustato reikiamą slėgį kiekvieno rato stabdžių slėgio moduliatoriui;
- 2) Ratų greičio jutikliai – šie komponentai tiesiogiai matuoja kiekvieno rato sukimosi greitį, pasinaudojant rate įmontuotu specialiu metaliniu žiedu ir fiksuotu magnetiniu jutikliu, matuojančiu metalinio žiedo sukimosi greitį.
- 3) Stabdžių slėgio moduliatorius – ši komponentė (priklausomai nuo ABS sistemos, jų gali būti keletas) reguliuoja rato stabdymo slėgį, priklausomai nuo valdymo sąlygų, kurias nustato elektroninis valdymo įtaisas.
- 4) Pagrindinis stabdžių cilindras arba oro kompresorius – ši komponentė teikia skystį slėgio šaltiniui.
- 5) Ratų stabdymo cilindras, kaladėlės- komponentai, tiesiogiai veikiantys ratą tam tikra jėga, kuri priklauso nuo stabdžių slėgio.

Reikalavimai techniniams stabdžių sistemos įrengimams yra beveik nekintantys kiekvienam ratų tipui (lengvasis automobilis, sunkvežimis) [10]

6.1.2 ABS derinimas

Derindami ABS galime keisti sistemos arba rato parametrus?

Sistemos parametrai, kuriuos galime keisti derinant ABS:

- 1) ABS algoritmas – tai vienas iš galimų ABS valdymo algoritmų, kuriuos naudoja automobilių gamintojai (pvz. „Tire slip“ arba „Bosh Version1“)
- 2) Valdymo metodas – čia visi ratai gali būti valdomi vienu valdikliu arba kiekvienas ratas (ar ašis) atskiru valdikliu. Gali būti valdoma atskirai priekinė ir galinė automobilio ašys arba kiekvienas ratas atskirai.
- 3) Ciklo trukmė – tai maksimalus laikas, kurį veikia ABS sistema. Šis laikas nustatomas visiems ratams kartu.
- 4) ABS slėgio slenkstinė reikšmė – šis parametras nustato minimalią sistemos slėgio reikšmę ABS veikimui. ABS sistema neįsijungia, jeigu slėgis nepasiekia numatytos minimalios reikšmės.
- 5) Automobilio greičio slenkstinė vertė – šis parametras nurodo minimalų automobilio greitį, kuriam esant gali būti aktyvuojama ABS sistema.
- 6) Slidžių paviršių trinties slenkstinė vertė – tai parametras, nurodantis mažo kelio sukibimo su ratais koeficientą. Atsižvelgiant į šį koeficientą gali būti sumažintas atidėjimo intervalas stabdžių sistemai suteikiamo poveikio intervalas – didinamas poveikių dažnis.
- 7) Laukimo metodas – nustato ar slėgio valdymas taikomas visam automobiliui, ar jo kiekvienai ašiai atskirai, ar individualiai kiekvienam ratui.
- 8) Veikimo atidėjimas (vėlinimas) – nustato laiko tarpą, po kurio išėjimo slėgis yra vėl padidinamas.
- 9) Atleidimo atidėjimas (vėlinimas) – parametras, nurodantis laiko tarpą po kurio išėjimo slėgis yra mažinamas.

8 ar 9 parametrai gali būti taikomi visiems ratams kartu, atskirai ašims arba kiekvienam ratui individualiai.

6.1.3 Parametrai, susieti su ratu

Su automobilio ratais susieti ABS parametrai, kurie yra nustatomi nepriklausomai kiekvienam ratui. ABS ratų kintamieji gali būti tokie [12]:

- 1) Ciklo pobūdis – jei ABS sistemos valdymo metodas yra taikomas ašinis arba kiekvienam ratui, šis parametras nurodo maksimalų laiką, kuriuo reikia atlikti visą ABS ciklą šiam ratui.
- 2) Rato greičio slenkstinė vertė – šis parametras nurodo minimalų rato sukimosi greitį, kai įjungama ABS. Jei greitis yra mažesnis, šiam ratui ABS netaikoma
- 3) Minimalus rato slydimas – šis parametras gali būti naudojamas algoritmo, kuris nustato rato slydimo slenkstinę vertę.
- 4) Maksimalus rato slydimas - parametras gali būti naudojamas algoritmo siekiant nustatyti maksimalią slenkstinę vertę.
- 5) Maksimalus rato sukimosi pagreitis – šis parametras gali būti naudojamas algoritmo, siekiant nustatyti viršutinę slenkstinę vertę sukimosi pagreičiui.
- 6) Minimalus rato sukimosi pagreitis – šis parametras gali būti naudojamas algoritmo, nustatant apatinį rato sukimosi pagreitį
- 7) Veikimo atidėjimas – jei atidėjimo metodas yra pritaikomas rato ašims arba kiekvienam ratui atskirai, šis parametras lemia slėgio didinimo atodėjimo valdymą šiam ratui.
- 8) Pirmasis Veikimo lygis – šis parametras nustato slėgio padidėjimo esamą reikšmę.
- 9) Antrasis Veikimo lygis – šis parametras nurodo išėjime gaunamo slėgio padidėjimo alternatyvią reikšmę. Ši reikšmė būna mažesnė nei Pirmasis Veikimo lygis.
- 10) Atleidimo atidėjimas – jei atidėjimas pritaikomas automobilio ašims arba kiekvienam ratui atskirai, šis parametras nurodo slėgio valdymo atidėjimą, prieš pradėdant slėgio sumažinimą pasirinktam ratui.
- 11) Atleidimo lygis – šis parametras nustato išėjime gaunamo slėgio lygio sumažinimą.

ABS sistemos ir ratų kintamieji yra pateikiami kaip rinkinys parametų, kuriais gali naudotis inžinierius, kurdamas, tobulindamas ABS sistemą. Parametų parinkimas ir jų panaudojimas priklauso nuo ABS sistemos specifikos ir algoritmo.

6.2 ABS valdymo logikų analizė

Panagrinėkime du ABS modelius : „Ratų slydimo „ ir kiek sudėtingesnį „ HVE Bo9sh V1“ algoritmą.

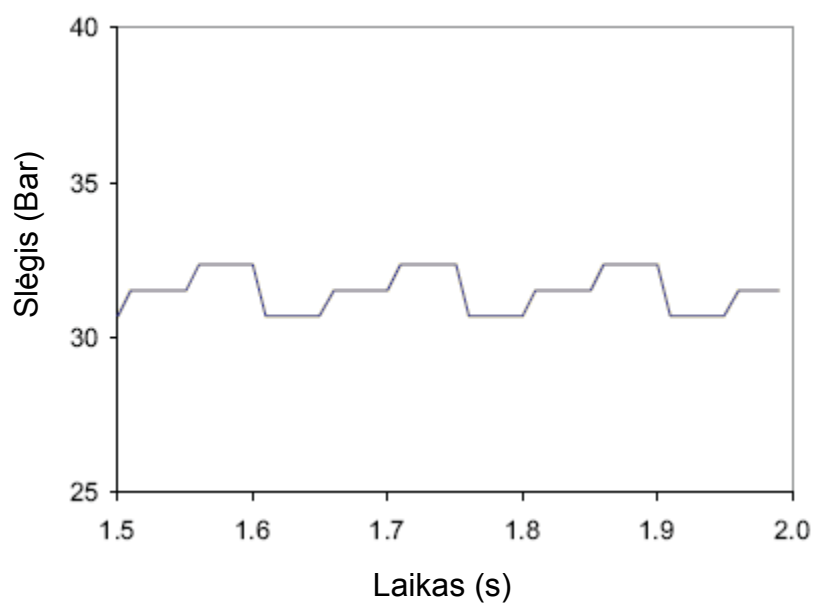
6.2.1 „Ratų slydimo“ algoritmas

Tai paprastas ABS algoritmas. Jo veikimas pagrįstas esminiu ABS sistemos tikslu – stebėti ratų praslydimą ir stengtis, kad jis neviršytų charakteristikos maksimalios reikšmės. Šis algoritmas gali būti pritaikomas tiek lengviesiems automobiliams, tiek sunkvežimiams ar vilkikams. Rato mažiausio ir didžiausio praslydimo parametrai yra parenkami apie 5% didesni ar mažesni, priklausomai nuo rato sukibimo charakteristikos maksimalios reikšmės [13].

Atsižvelgiant į stabdžių slėgį, kai ABS yra iššaukiama (kai viršijamas mažiausio rato praslydimo ir slėgio ribinės reikšmės), algoritmas valdo du valdiklius, priklausančius nuo esamo rato slydimo:

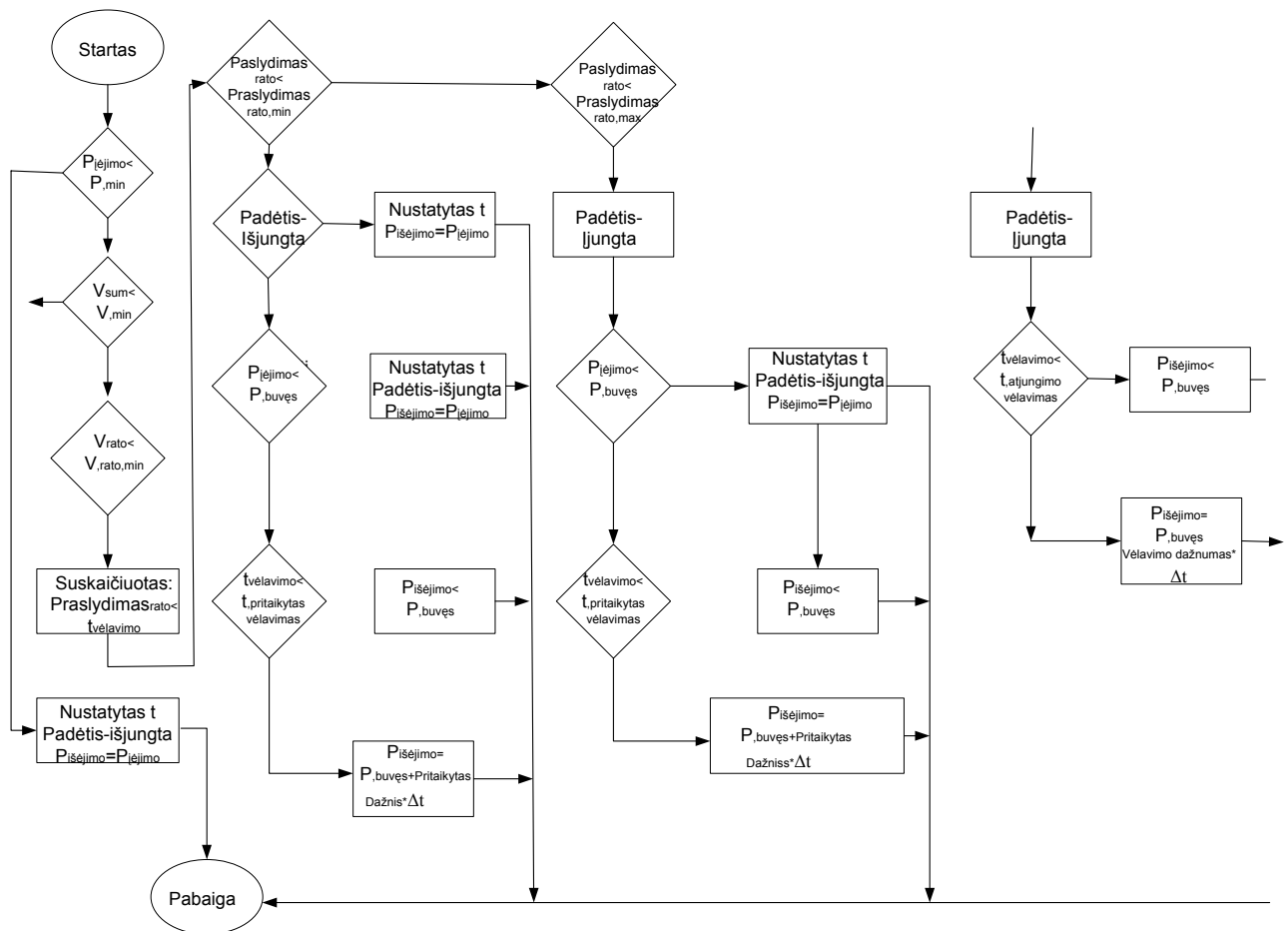
1. Rato slydimas $\leq$ mažiausias leidžiamas slydimas – kai tenkinama ši sąlyga, ABS sistemos būklė nustato kaip bus moduliuojamas slėgis stabdžių sistemoje. Jei ABS moduliacija išjungta, išėjimo slėgis yra nustatomas lygus įėjimo slėgiui ir ABS sistemos parametrai yra nustatomi į pradinės reikšmes. Kitaip stabdžių slėgis būtų valdomas. Yra kelios galimybės :
 - a) Įėjimo slėgis mažėja. Šiuo atveju išėjimo slėgis yra nustatomas lygus įėjimo slėgiui, o ABS yra išjungta.
 - b) Įėjimo slėgis nekinta arba didėja. Šiuo atveju išėjimo slėgis yra valdomas atsižvelgiant į pastovų dydį, kurį nurodo „ veikimo atidėjimas“ (Apply delay), po kurio išėjimo slėgis yra padidinamas atsižvelgiant į pirmąjį veikimo lygį.
2. Mažiausias praslydimas $<$ rato slydimas $<$ didžiausias slydimas – esant šiai situacijai, slėgis yra valdomas atsižvelgiant į ciklo trukmę. Gali būti du atvejai:
 - c) Įėjimo slėgis mažėja. Šiuo atveju išėjimo slėgis yra nustatomas lygus įėjimo slėgiui ir ABS yra išjungta.
 - d) Įėjimo slėgis yra pastovus arba didėja. Šiuo atveju slėgis yra valdomas atsižvelgiant į „ veikimo atidėjimo“ parametą, ir išėjimo slėgis yra padidinamas atsižvelgiant į Antrąjį veikimo lygį.
3. Ratų slydimas $\geq$ maksimalus slydimas – esant šiai sąlygai, moduliavimas atsiranda atsižvelgiant į nustatytą ciklo intervalą. Išėjimo slėgis yra valdomas nekintančiu dydžiu „ Atleidimo atidėjimas“, po kurio išėjimo slėgis yra sumažinamas atsižvelgiant į „ atleidimo lygį“ .

6.2 paveiksle pavaizduota įprasta laiko diagrama, kai yra keli stipraus stabdymo ciklai (pakankamai, kad užsiblokuotų ratas).



6.2 pav. Tipiniai „Ratų slydimo“ algoritmo valdymo ciklai

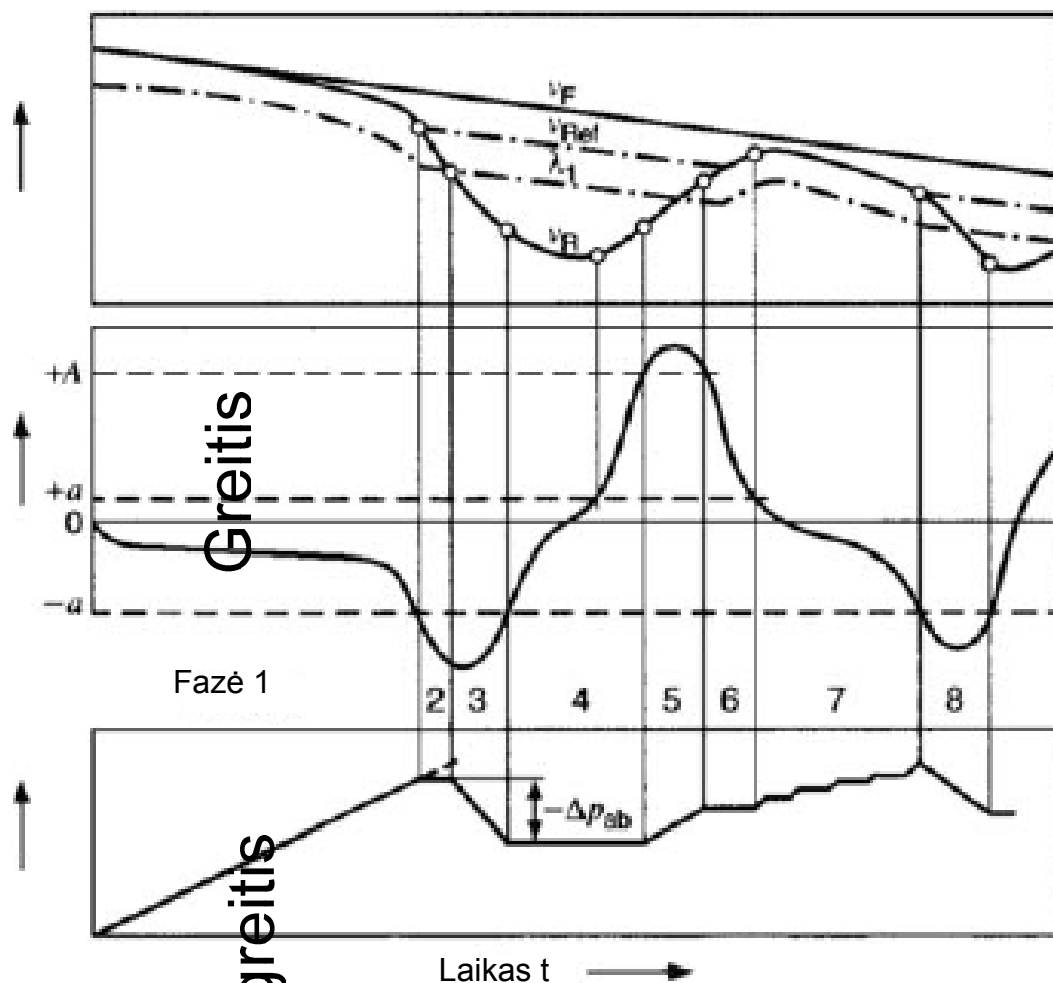
„Ratų praslydimo „ algoritmas yra atvaizduotas 6.3 paveiksle.



6.3 pav. „Ratų slydimo“ algoritmas

6.2.2 „HVE Bosh V1“ algoritmas

Šis algoritmas sukurtas Bosh korporacijoje. Ši ABS sistema yra naudojama daugelyje lengvųjų automobilių. ABS veikimo algoritmas yra sukurtas atsižvelgiant į rato sukimosi pagreičius ir ribinę rato slydimo vertę [9,11].



6.4 pav. Stabdžių slėgio valdymo fazės

Kai ABS sistema yra aktyvuojama (atsižvelgiant į sistemos nustatymą ir įėjimo reikšmes), esamo stabdžių slėgio valdymas išskaidomas į 8 fazes (6.4 pav.) :

1 fazė – algoritmo inicijavimas. Išėjimo slėgis yra nustatomas lygus įėjimo slėgiui. Ši fazė trunka tol, kol ratų kampinis pagreitis (neigiamas) sumažėja žemiau „Rato mažiausio sukimosi pagreičio“ reikšmės

2 fazė – slėgio stebėjimas. Išėjimo slėgis yra nustatomas lygus prieš tai buvusiam slėgiui. Ši fazė tęsiasi tol, kol rato slydimas viršija „Slydimo slenksčio“ reikšmę. Šiuo metu esamas rato slydimas yra išsaugojamas ir naudojamas kaip „slydimo slenksčio“ reikšmė sekančiomis fazėmis. Šis praslydimas lemia maksimalų slydimą ir ratas pradeda užsiblokuoti.

3 fazė – slėgio sumažinimas. Išėjimo slėgis yra sumažinamas atsižvelgiant į „atleidimo lygį“ tol, kol rato sukimosi pagreitis tampa teigiamas.

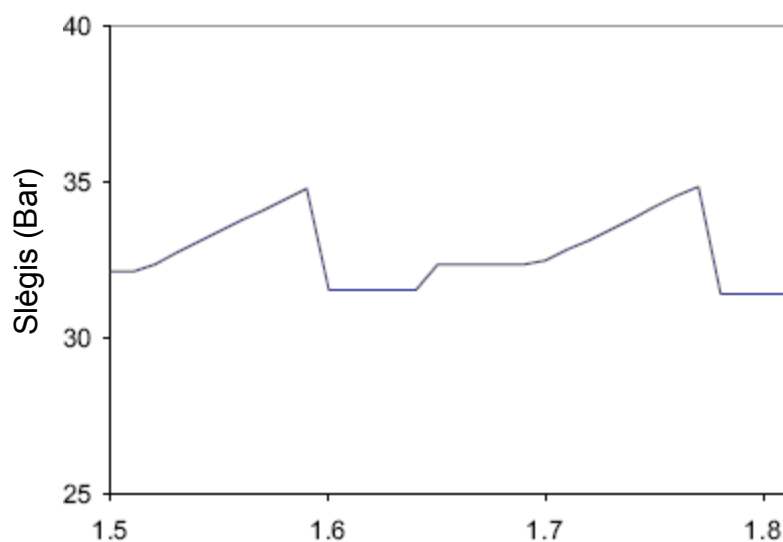
4 fazė – slėgio stebėjimas. Išėjimo slėgis yra nustatomas lygus prieš tai buvusiam slėgiui, kurį nustatė „Poveikio atidėjimas“ arba tol, kol rato sukimosi pagreitis (teigiamas) viršija lygį $+A$, maždaug 10 kartų didesnę nei „Ratų maksimalų sukimosi pagreitį“.

5 fazė – slėgio didinimas. Išėjimo slėgis yra nustatomas lygus „Pirmajam poveikio lygiui“. Ši fazė trunka tol, kol rato sukimosi pagreitis krinta ir vėl tampa neigiamas.

6 fazė – slėgio stebėjimas. Išėjimo slėgis yra nustatomas ir lygus prieš tai buvusiai reikšmei, kurią nurodo „Poveiki atidėjimas“ arba tol, kol rato kampinis pagreitis vėl viršija „rato mažiausią sukimosi pagreičio“ reikšmę.

7 fazė – slėgio didinimas. Išėjimo slėgis didėja priklausomai nuo „Antrosios Poveikio reikšmės“. Dažniausiai lygios $1/10$ „Pirmosios poveikio reikšmės“. Tai leidžia padidinti stabdymo jėgą. Ši fazė trunka tol, kol rato kampinis pagreitis sumažėja žemiau „rato mažiausio kampinio pagreičio“ reikšmės.

8 fazė – slėgio mažinimas. Šiame taške ciklas baigiamas, procesas pereina į trečią fazę ir pradedamas naujas ciklas.

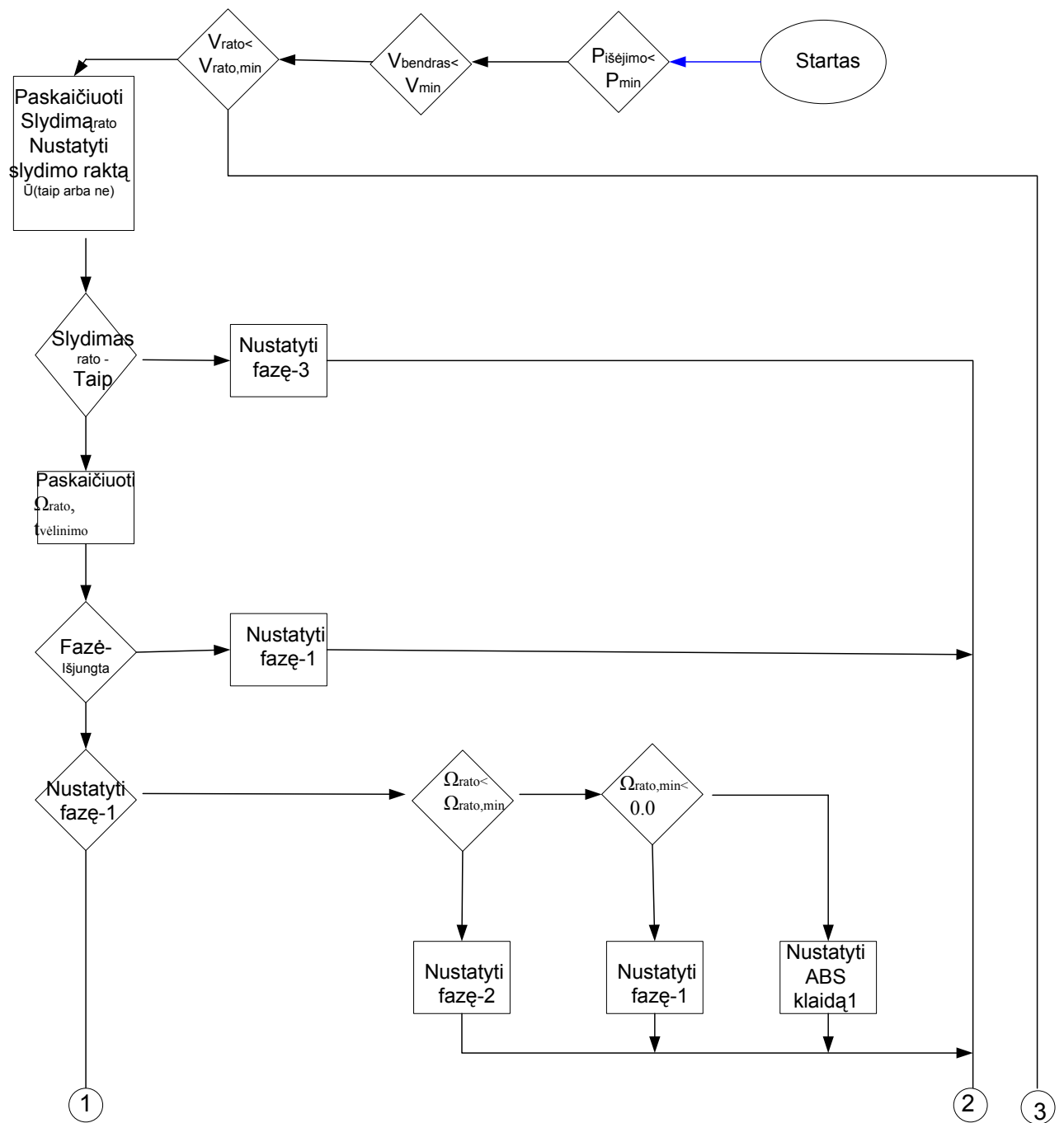


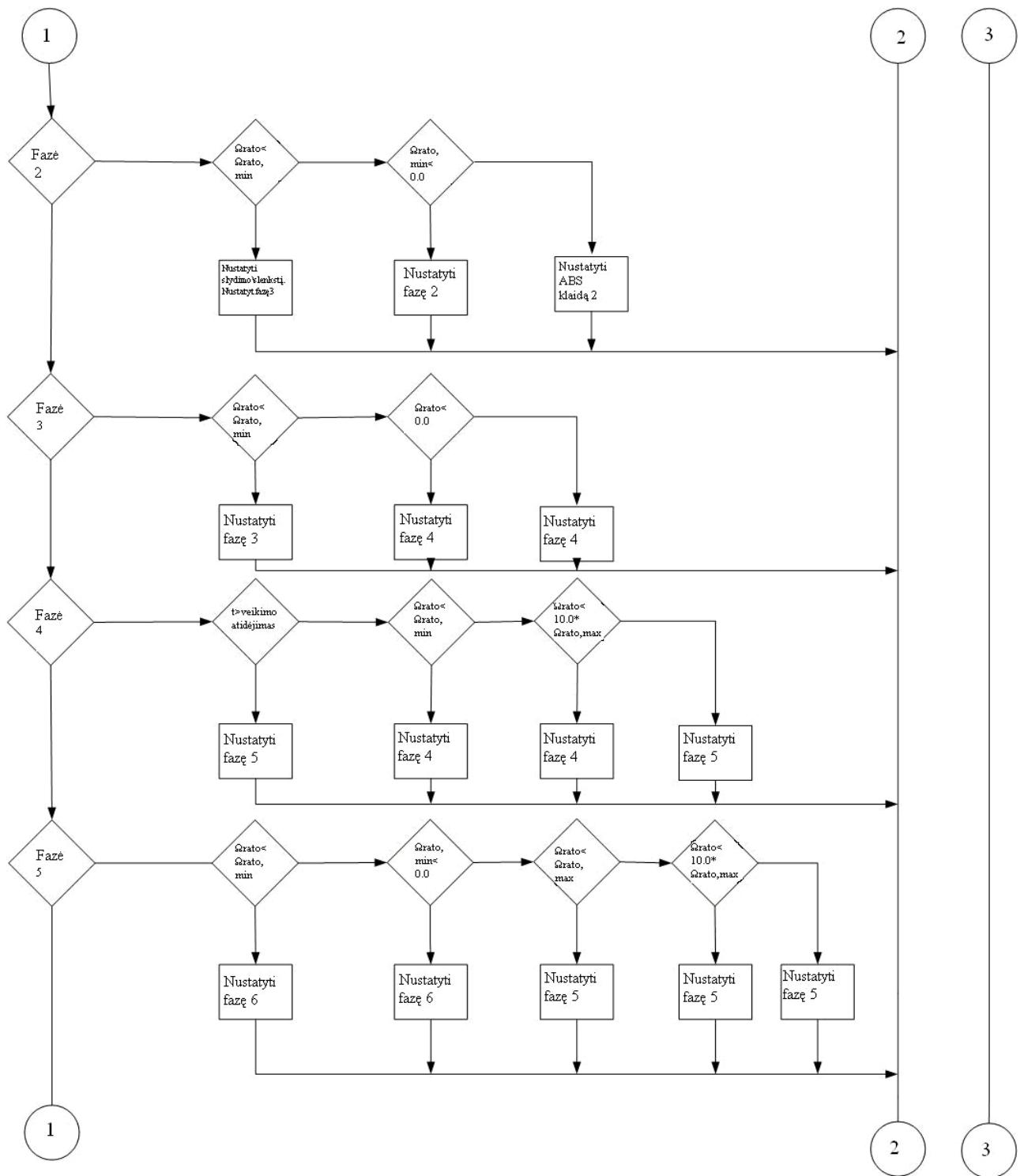
6.5 pav. „HVE Bosch V1“ sistemos algoritmo ciklas

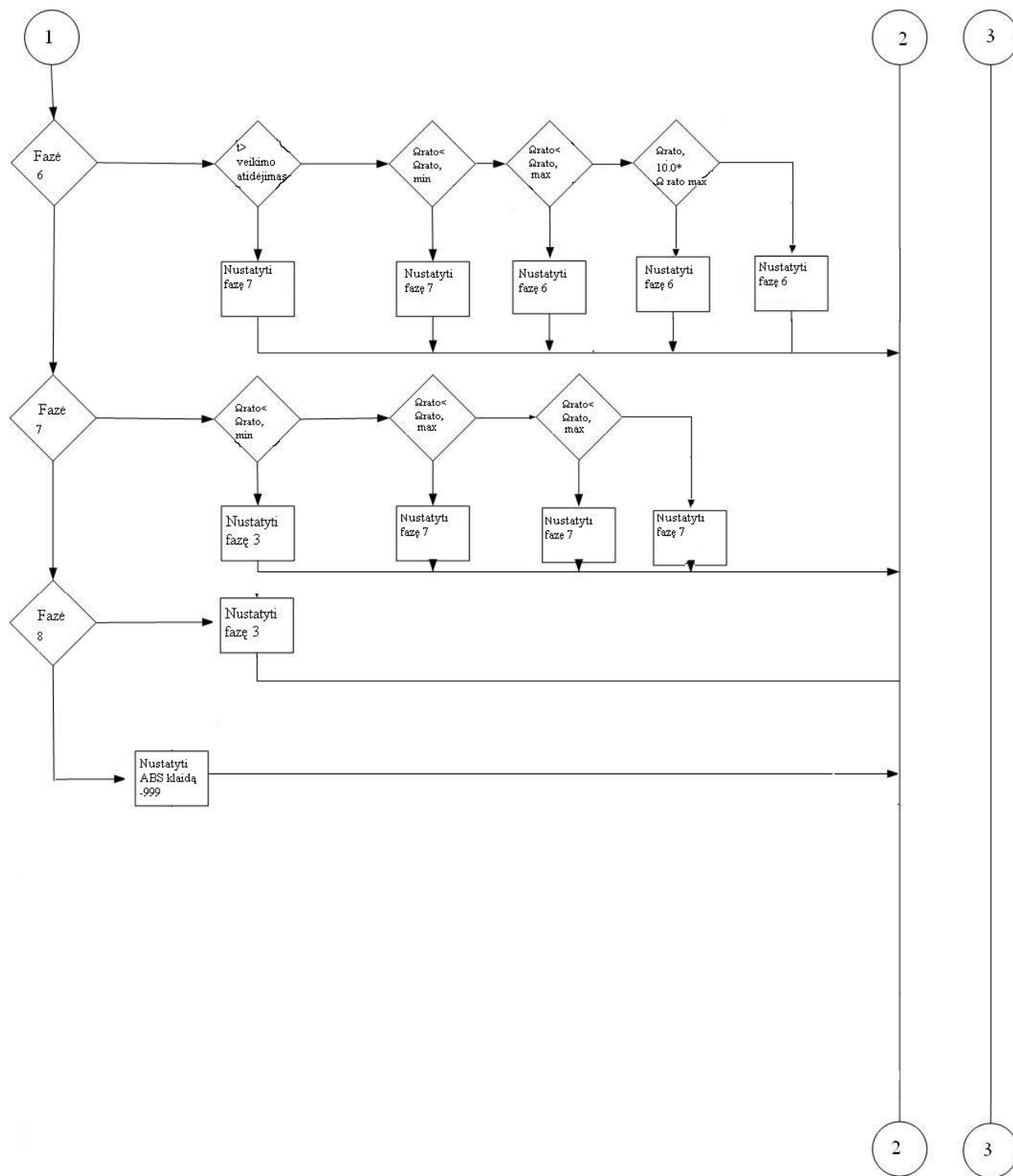
Kiekviena iš aprašytų fazių prasideda lyginant esamą rato slydimą ir reikšmių, saugomų atmintyje antros fazės metu. Jei esamas slydimas viršija šią reikšmę, normalioji logika yra praleidžiama ir pereinama prie trečios fazės.

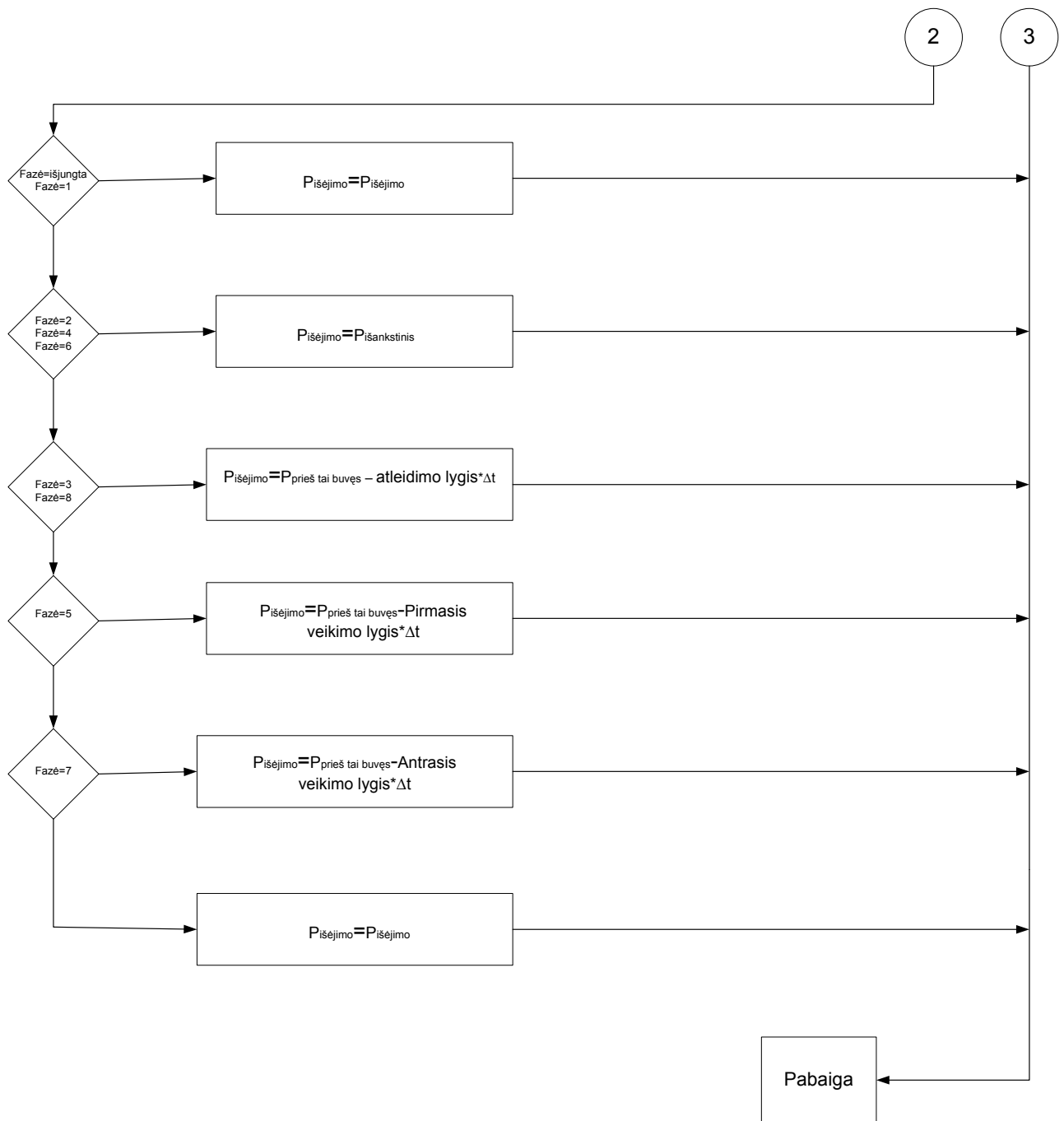
Tai efektyviai leidžia algoritmui „mokyti“ rato slydimo, susieto su rato užsiblokavimu esamam kelio paviršiui. Tai vadinama „prisitaikomu mokymusi“, kuris lemia šio ABS algoritmo populiarumą. Kadangi ratai važiuoja įvairaus pobūdžio paviršiais su skirtingais kelio sukibimo koeficientais, ABS modelis gali maksimizuoti stabdymo efektyvumą.

„HVE Bosh V1“ algoritmas yra parodytas 6.6 paveiksle.









6.6 pav. „HVE Bosch V1“ algoritmas

Toliau palyginami eksperimentinių stabdymo testų ir ABS modelio, sukurto kompiuteriu, gauti stabdžių sistemos slėgio matavimai.

Kompiuteriu gautus ABS modelio stabdymo rezultatus priekiniams ir galiniams ratams palyginsime su eksperimento rezultatais, kurie buvo gauti „Robert Bosch USA GmbH“ kompanijos eksperimentų metu. Ši kompanija atliko tiesaus stabdymo bandymus esant

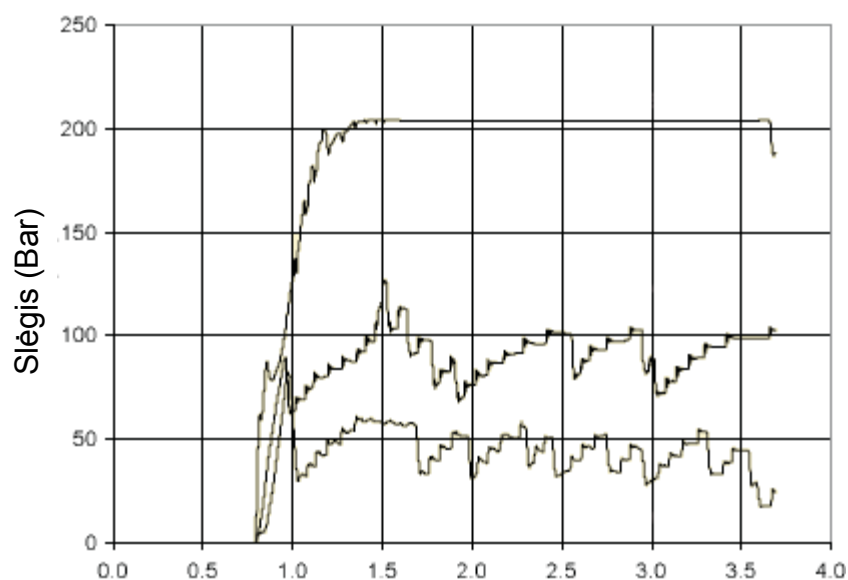
skirtingiems kelio paviršiams ir automobilio greičiams. Kompiuteriniame modelyje teko įvesti keletą parametrų, kurie buvo naudojami realiame ABS eksperimente. Šie parametrai parodyti 1 lentelėje

1 lentelė

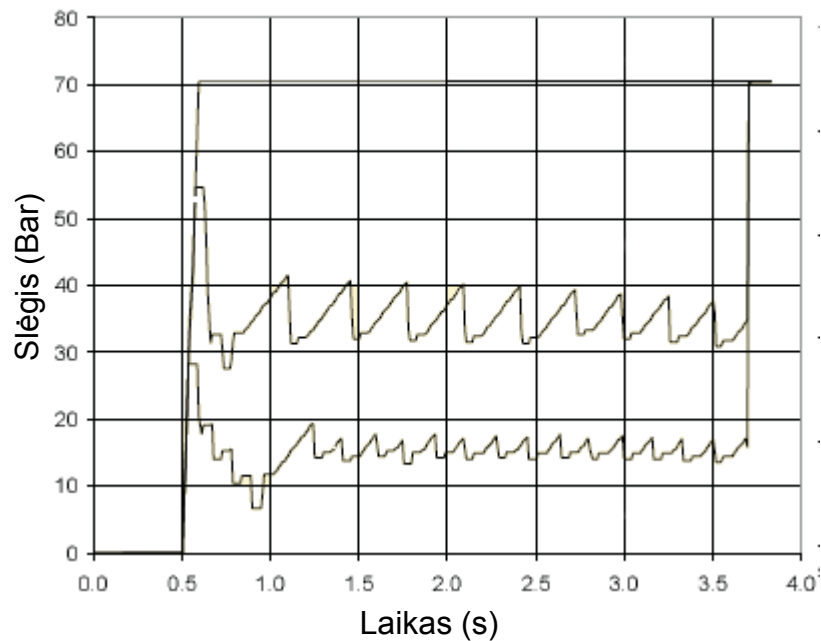
Kintamieji	Reikšmės
Algoritmas	HVE Bosch Version 1
Valdymo metodas	Kiekvienam ratui
Automobilio slenkstis	70.4 rad/s
ABS slėgio slenkstis	70kPa
Mažos trinties slenkstis	0.35
Atidėjimo metodas	Kiekvienam ratui
Veikimo atidėjimas	0.05 s
Pirmasis Veikimo lygis	35000kPa
Antrasis Veikimo lygis	35000kPa
Atleidimo lygis	7000 kPa
Rato minimalus sukimosi pagreitis	-175 rad/s ²
Rato maksimalus sukimosi pagreitis	50 rad/s ²
Maksimalus rato slydimas	0.15

6.3 Didelės trinties paviršius

Esant geram rato sukibimui su keliu, atlikto eksperimento rezultatai pavaizduoti 6.7 paveiksle.



6.7 pav. Eksperimento metu gautos slėgio kitimo priklausomybės



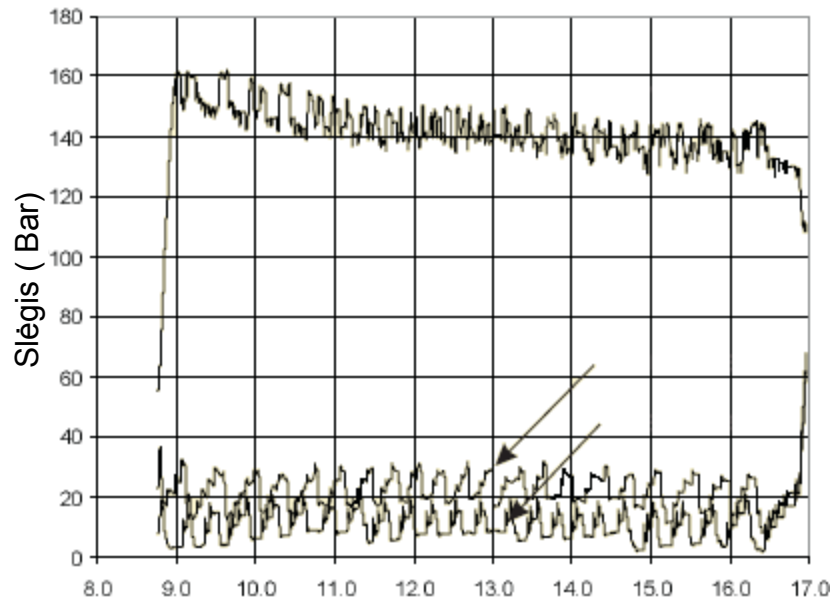
6.8 pav. Modeliavimo pagalba gautos slėgio kitimo priklausomybės

Eksperimentas buvo atliekamas automobiliui įsibėgėjus iki 100km/h ir staigiai stabdant. Grafike atvaizduojamas slėgio kitimas stabdžių sistemoje veikiant ABS. Trys kreivės gaunamos dėl skirtingų slėgių priekiniams ratams, galiniams ir bendrame sistemos cilindre. 6.8 paveiksle pavaizduota „Simai“ programa gautso simuliacijos stabdžių sistemos slėgio kitimo charakteristikos. Kaip matyti iš 6.7 ir 6.8 paveiksle, charakteristikos yra panašios, čia galime pastebėti, kad stabdymo metu priekiniams ratams buvo pritaikyti 2-4 ciklai per sekundę, o galiniams 4-6 ciklai per sekundę.

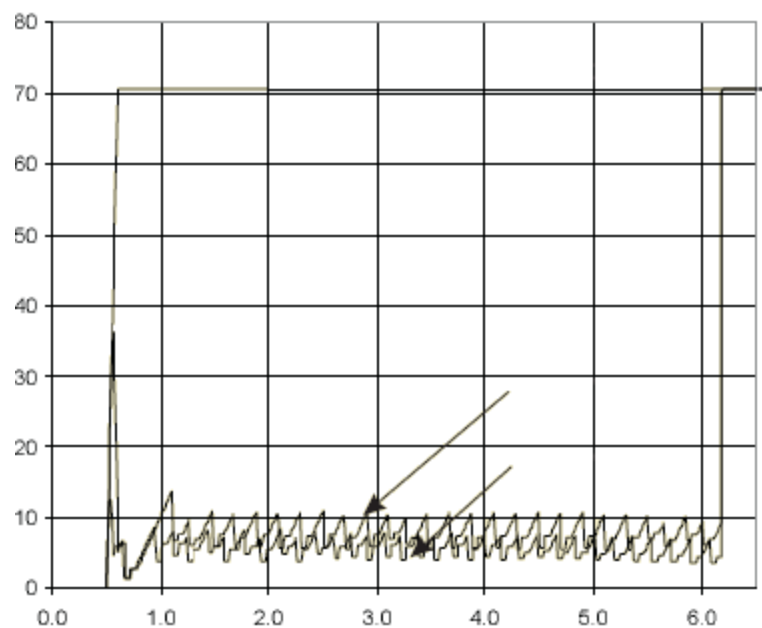
Kompiuterio modeliavimo pabaigoje valdymo slėgis padidėja iki sistemos slėgio, todėl, kad automobilio greitis pasiekia slenkstinį greitį, kai ABS sistema atjungiamas.

6.4 Mažos trinties paviršius

6.9 paveiksle pavaizduoti eksperimento rezultatai esant blogam ratų sukibimui su kelio danga ir automobilio pradiniam greičiui esant 50 km/h.



6.9 pav. Automobilio su ABS mažos trinties paviršiuje eksperimento rezultatai



6.10 pav. Simuliuoto eksperimento rezultatai automobilio su ABS mažos trinties paviršiuje

6.9 paveiksle pavaizduoti eksperimento rezultatai esant blogam ratų sukibimui su kelio danga ir automobilio pradiniam greičiui esant 50 km/h. Grafike atvaizduoti slėgis stabdžių sistemos pagrindiniame cilindre, priekinių ratų posistemėje ir galinių ratų posistemėje. Kompiuterio modeliavimo rezultatai pavaizduoti 6.10 paveiksle.

Kaip matome eksperimento rezultatai nedaug skiriasi nuo gautų kompiuterio modeliavimo metu. Tiek vienoje tiek kitoje charakteristikoje galime pastebėti 4-6 ciklus per sekundę priekiniams ratams ir daug daugiau ciklų skirta galiniams automobilio ratams. Kaip ir 6.7 paveiksle, čia matome, kad slėgis pradeda staigiai didėti praėjus tam tikram laikui po stabdymo – kai automobilio greitis sumažėja žemiau slenkstinės vertės.

7. STABDYMO EKSPERIMENTAS

Šiose magistro tezėse daug dėmesio skiriama stabdžių antiblokavimo sistemos algoritmų nagrinėjimui. Pasirinkus kompiuterinį modelį, kuriuo galiu stebėti kaip lengvojo automobilio stabdymo laikas priklauso nuo vieno iš pagrindinių stabdžių antiblokavimo sistemos parametrų, lemiančių sistemos efektyvumą. Šis parametras yra leistinas santykinis praslydimas λ . Kurdami ABS galime pasirinkti šio parametro reikšmes patys. Nustatyti optimalią šio parametro reikšmę galime atlikę modeliavimo eksperimentą kompiuteriu.

ABS veikimo tikslas - išlaikyti maksimalų rato sukibimą su keliu. Eksperimentas atliekamas siekiant išsiaiškinti, kaip priklauso lengvojo automobilio stabdymo laikas nuo leistino ratų slydimo.

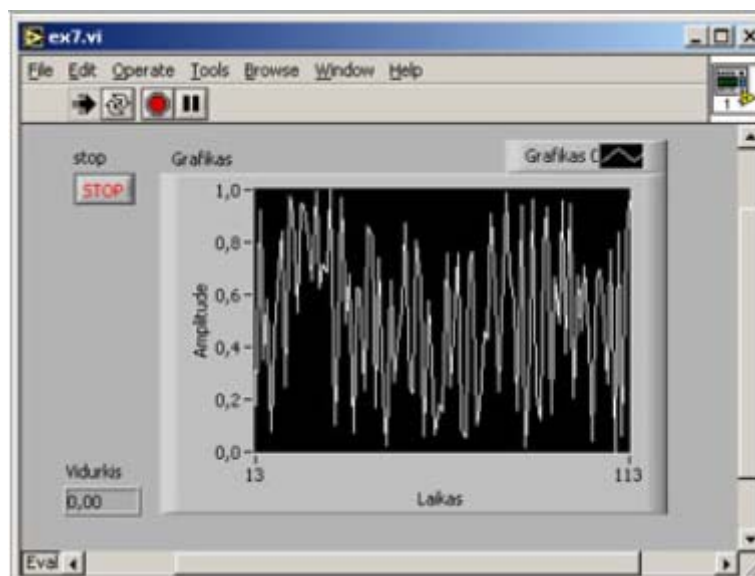
Eksperimentui atlikti naudojami programiniai paketai LabView ir Matlab (Simuliuok įrankių rinkinys).

MATLAB (iš žodžių MATrix LABoratory) yra daugiaplatformė MathWorks programinė įranga, skirta įvairių mokslo šakų problemoms spręsti, ypač matematinėms. Kaip galima spręsti iš pavadinimo, turi puikias galimybes manipuliacijoms su matricomis - būtent toks buvo pirminis šios programos tikslas. Dabar tai didžiulis galingas paketas, turintis savitą lengvai perprantamą programavimo kalbą.

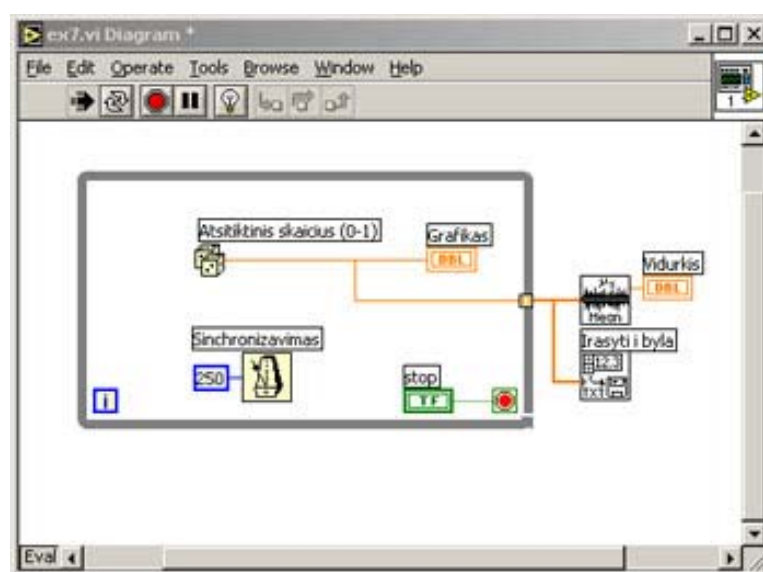
LabVIEW programinės terpės vystymasis skiriasi nuo komercinės C arba Java terpių vystymosi pagal vieną esminį dalyką. Kadangi kitų programavimo kalbų pagrindas yra kalbos, kurios remiasi tekstinėmis linijomis, kad sukurtų kodų eilutes, LabVIEW naudoja grafinę programavimo kalbą, kad sukurtų programas vaizdiniu pavidalu – blokinė diagrama, atmetant sintaksines smulkmenas. Tokiu būdu galima susikoncentruoti į duomenų srautą jūsų taikomojoje programoje.

LabVIEW naudoja terminologiją, piktogramas ir idėjas, gerai žinomas mokslininkams ir inžinieriams. Ji verčiau pasikliauja grafiniais simboliais nei tekstine kalba, pavaizduojant programos veiksmus. Duomenų srauto principą, kuriame funkcijos yra vykdomos tik po reikalingų duomenų gavimo, valdo tiesaus vykdymo metodas.

LabVIEW programos yra vadinamos virtualiais prietaisais (VP) todėl, kad jų išvaizda ir veikimas imituoja tikruosius prietaisus. Vis dėl to, užkulisiuose jos yra analogiškos pagrindinėms programoms, funkcijoms ir paprogramėms gerai žinomoms programavimo kalboms kaip C arba Basic.



7.1 pav. Grafinė vartotojo sąsaja, skirta valdymui ir rezultatams atvaizduoti LabView programoje

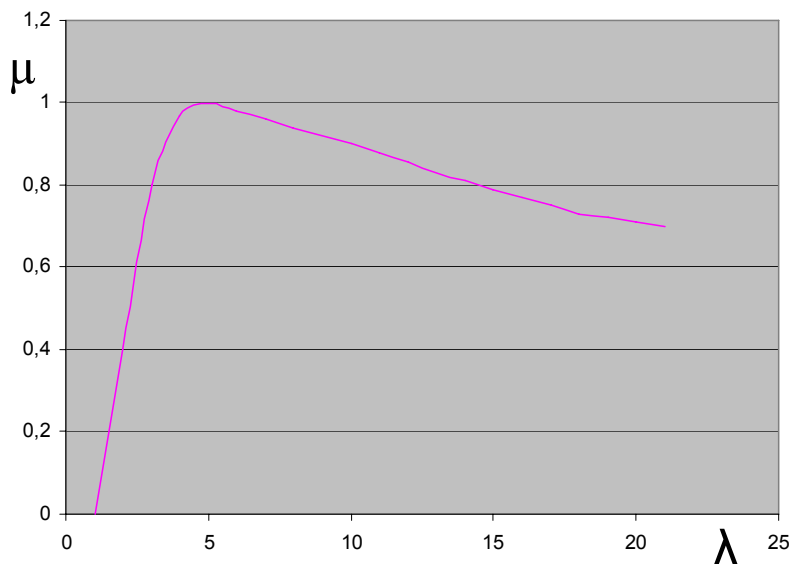


7.2 pav. Grafinio kodo vaizdavimas LabView programoje

Virtualusis prietaisas susideda iš 3 pagrindinių dalių:

1. Priekinio plano skydelis (Front Panel) yra sąveikaujanti vartotojo sąsaja su VP. Taip pavadintas jis yra dėl to, kad skydelis simuliuoja tikro prietaiso vartotojo sąsają. Priekinio plano skydelis gali turėti rankenas, mygtukus, grafikus ir įvairiausias kitas valdymo priemones (programos įvestis) bei indikatorius (programos išvestis). Vartotojas įveda duomenis pelytės bei klaviatūros pagalba, o rezultatus mato ekrane.

Matavimai atliekami keičiant leistino ratų praslydimo reikšmę nuo 5% iki 35 %.



7.4 pav. Eksperimente naudota μ (sukibimo) priklausomybė nuo λ (ratų slydimo)

Eksperimento metu buvo keičiamas leistinos ratų slydimo λ santykinės reikšmės (t.y. $\lambda\% / 100$).

Taipogi buvo atlikti 2 eksperimentai :

1. Automobilio greitis yra 50km/h (realios vairavimo sąlygos mieste). Automobilio greitis yra 100 km/h (realios vairavimo sąlygos užmiestyje) .
2. Eksperimentų tikslas yra nustatyti ties kokia optimalia λ reikšme stabdymo laikas yra trumpiausias.

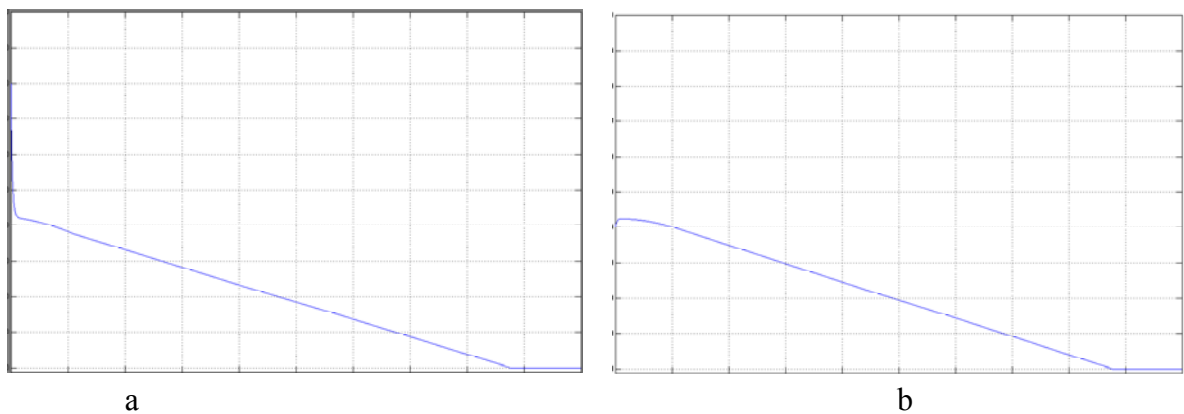
Eksperimentų tikslas yra nustatyti ties kokia optimalia λ reikšme stabdymo laikas yra trumpiausias.

2 lentelė. Bandyje naudotos μ ir λ reikšmės

μ	λ
0	0
0,05	0,4
0,1	0,8
0,15	0,97
0,2	1
0,25	0,98
0,3	0,96
0,35	0,94
0,4	0,92
0,45	0,9

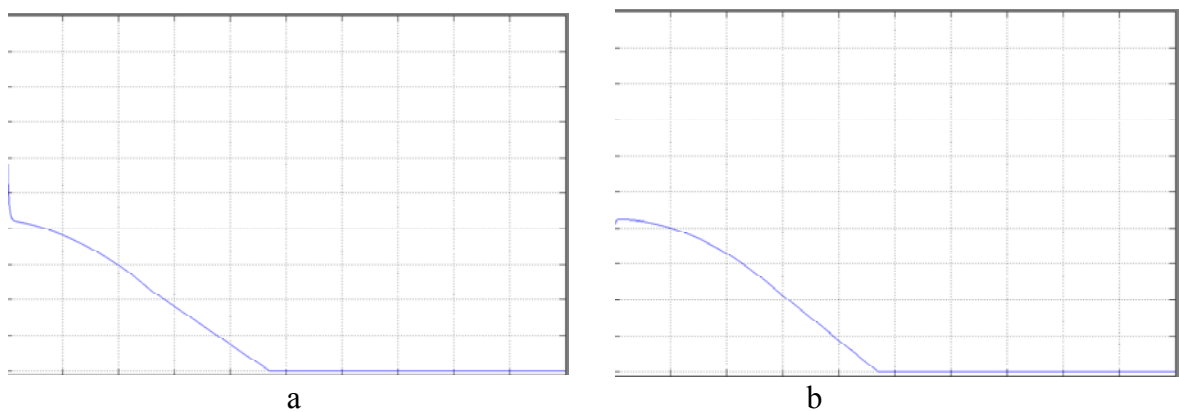
0,5	0,88
0,55	0,855
0,6	0,83
0,65	0,81
0,7	0,79
0,75	0,77
0,8	0,75
0,85	0,73
0,9	0,72
0,95	0,71
1	0,7

Pirmas bandymas atliktas, kai automobilio greitis 50 km/h, o praslydimas 0,05 (7.5 pav. a, b).



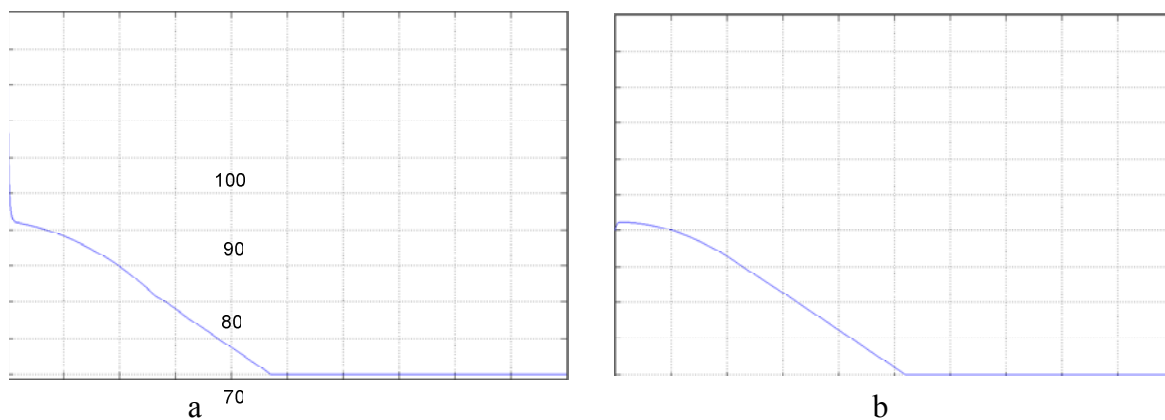
7.5 pav. Greičio kritimas stabdant, kai $\lambda = 0,05$: a – rato greitis, b – automobilio greitis

Antras bandymas atliktas, kai automobilio greitis 50 km/h, o praslydimas 0,15 (7.6 pav. a, b).



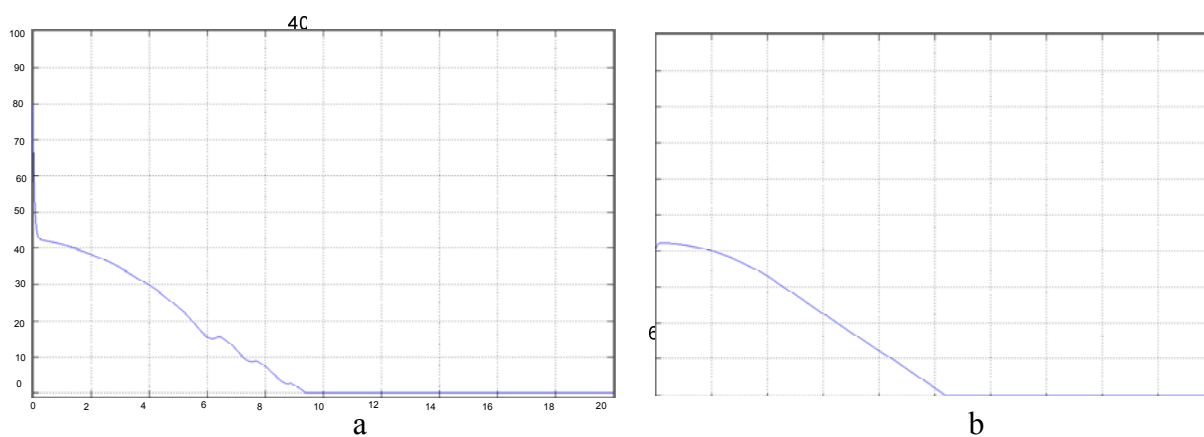
7.6 pav. Greičio kritimas stabdant, kai $\lambda = 0,15$: a – rato greitis, b – automobilio greitis

Trečias bandymas atliktas, kai automobilio greitis 50 km/h, o praslydimas 1,0 (7.7 pav. a, b).



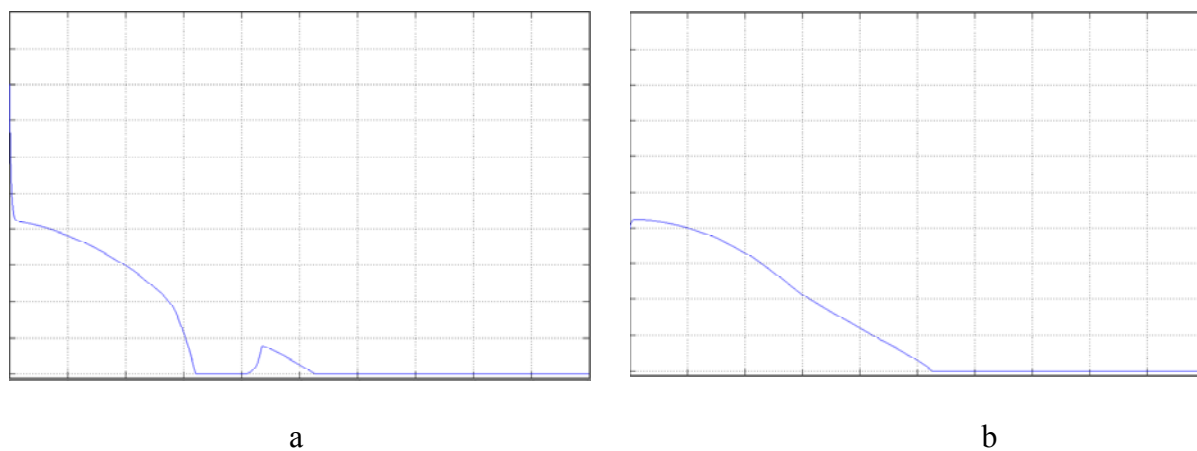
7.7 pav. Greižio kritimas stabdant, kai $\lambda = 1,0$: a – rato greitis, b – automobilio greitis

Ketvirtas bandymas atliktas, kai automobilio greitis 50 km/h, o praslydimas 2,0 (7.8 pav. a, b).



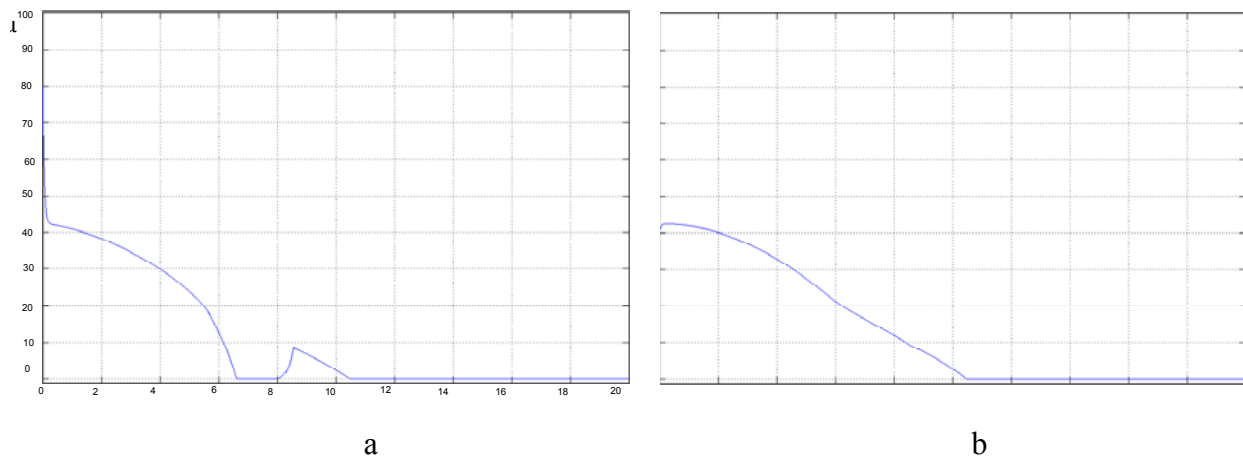
7.8 pav. Greižio kritimas stabdant, kai $\lambda = 2,0$: a – rato greitis, b – automobilio greitis

Penktas bandymas atliktas, kai automobilio greitis 50 km/h, o praslydimas 3,0 (7.9 pav. a, b).



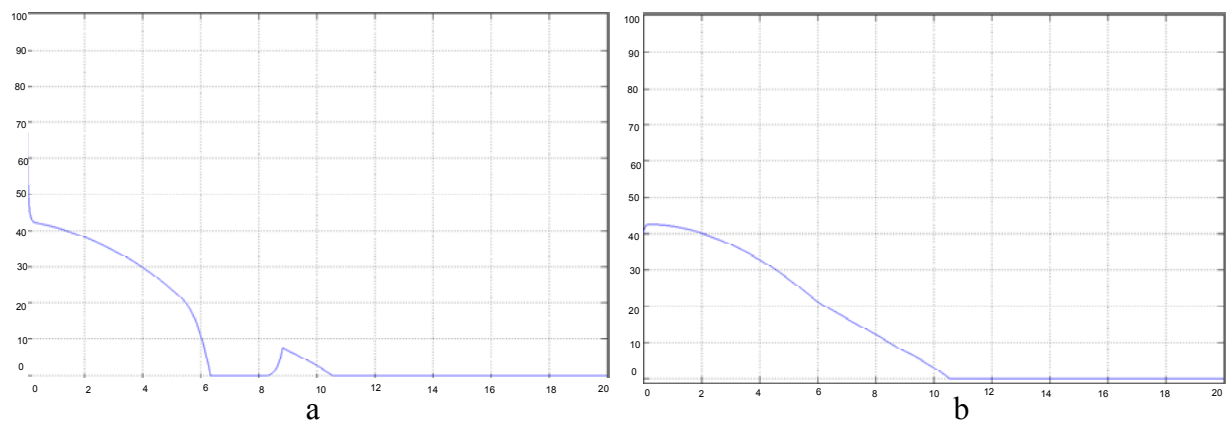
7.9 pav. Greižio kritimas stabdant, kai $\lambda = 2,0$: a – rato greitis, b – automobilio greitis

Šeštas bandymas atliktas, kai automobilio greitis 50 km/h, o praslydimas 2,5 (7.10 pav. a, b).



7.10 pav. Greičio kritimas stabdant, kai $\lambda = 2,5$: a – rato greitis, b – automobilio greitis

Septintas bandymas atliktas, kai automobilio greitis 50 km/h, o praslydimas 3,5 ir jis pavaizduotas (7.11 pav. a, b).

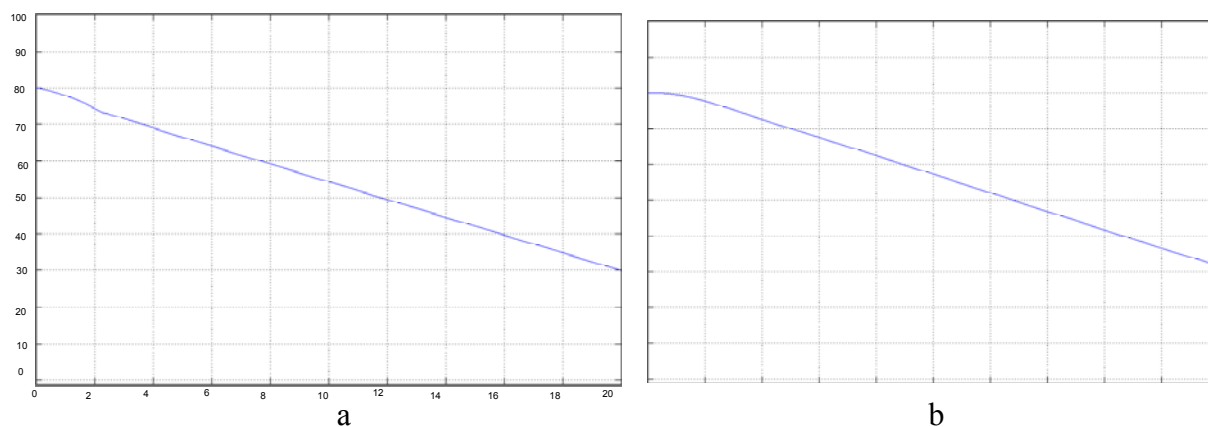


7.11 pav. Greičio kritimas stabdant, kai $\lambda = 3,5$: a – rato greitis, b – automobilio greitis

5a, 6a, 7a pav. tarp 6 - 8 galime stebėti lengvojo automobilio rato blokavimą. Palyginus visus grafikus, kai automobilio greitis yra 50km/h – galime daryti išvadą, kad optimalus stabdymo taškas pasiekiamas, kai praslydimas yra nuo 0,15 iki 2,0 .

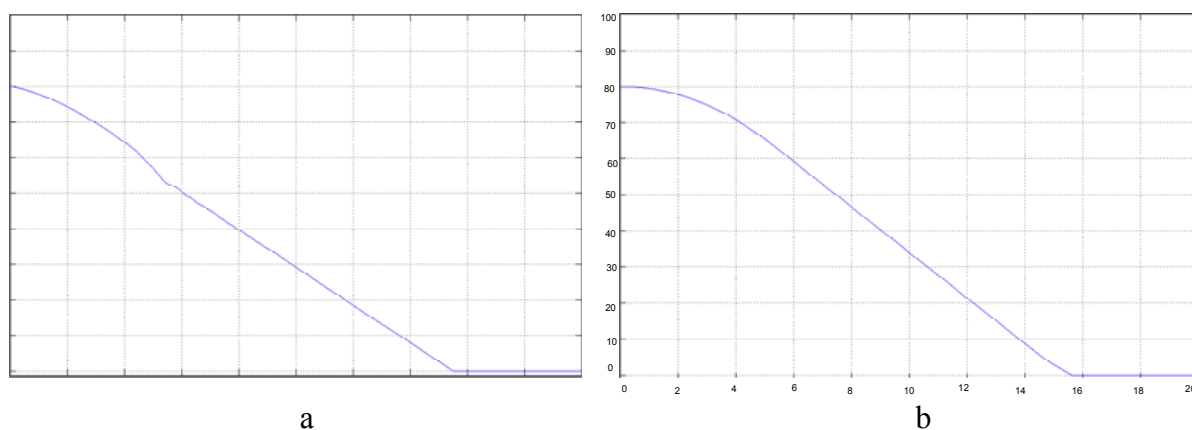
Toliau atliekamas eksperimentas, kai automobilio greitis 100 km/h

Aštuntas bandymas atliktas, kai automobilio greitis 100 km/h, o praslydimas 0,05 ir jis pavaizduotas (7.12 pav. a, b).



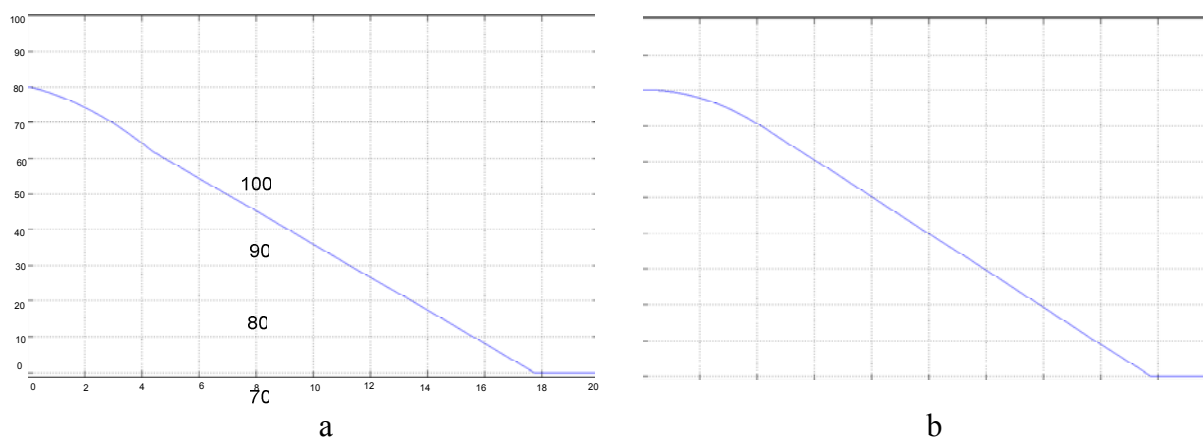
7.12 pav. Greičio kritimas stabdant, kai $\lambda = 0,05$: a – rato greitis, b – automobilio greitis

Devintas bandymas atliktas, kai automobilio greitis 100 km/h, o praslydimas 0,15 ir jis pavaizduotas (7.13 pav. a, b).



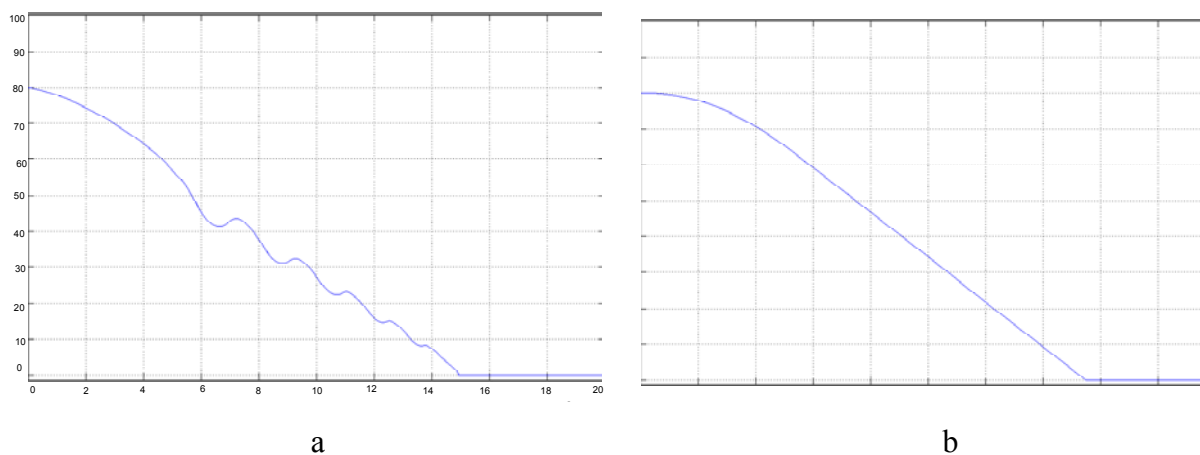
7.13 pav. Greičio kritimas stabdant, kai $\lambda = 0,15$: a – rato greitis, b – automobilio greitis

Dešimtas bandymas atliktas, kai automobilio greitis 100 km/h, o praslydimas 1,0 ir jis pavaizduotas (7.14 pav. a, b).



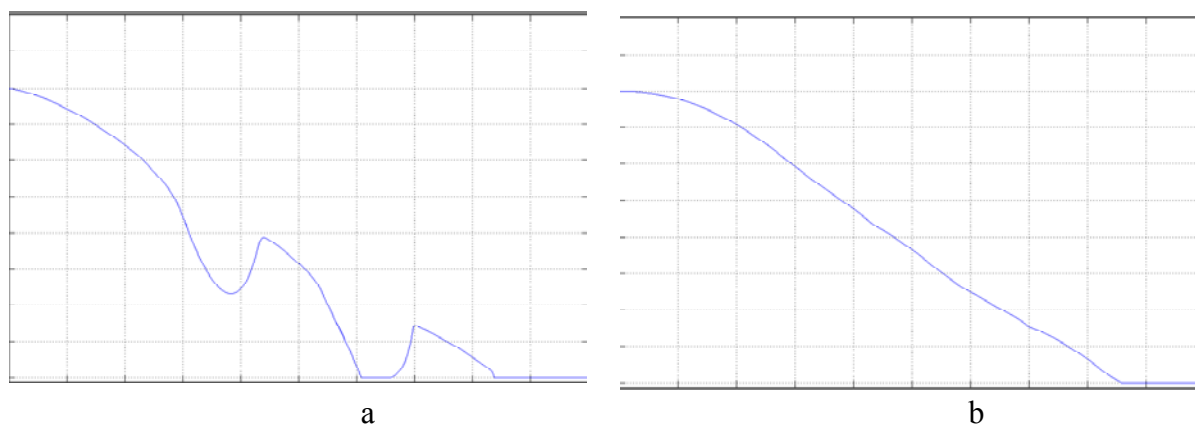
7.14 pav. Greičio kritimas stabdant, kai $\lambda = 1,0$: a – rato greitis, b – automobilio greitis

Dvyliktas bandymas atliktas, kai automobilio greitis 100 km/h, o praslydimas 2,0 ir jis pavaizduotas (7.15 pav. a, b).



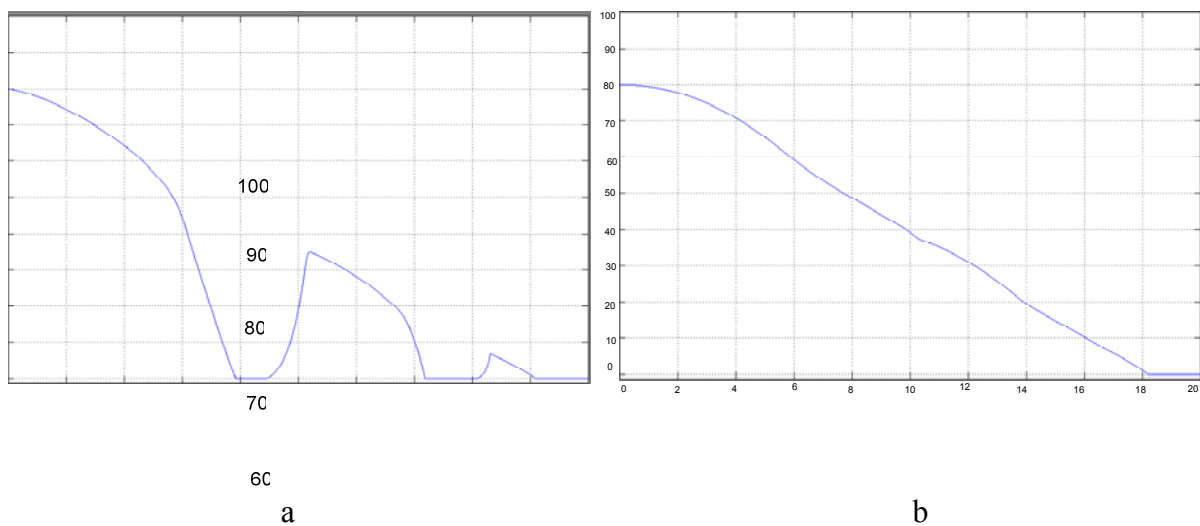
7.15 pav. Greičio kritimas stabdant, kai $\lambda = 2,0$: a – rato greitis, b – automobilio greitis

Tryliktas bandymas atliktas, kai automobilio greitis 100 km/h, o praslydimas 2,5 ir jis pavaizduotas (7.16 pav. a, b).



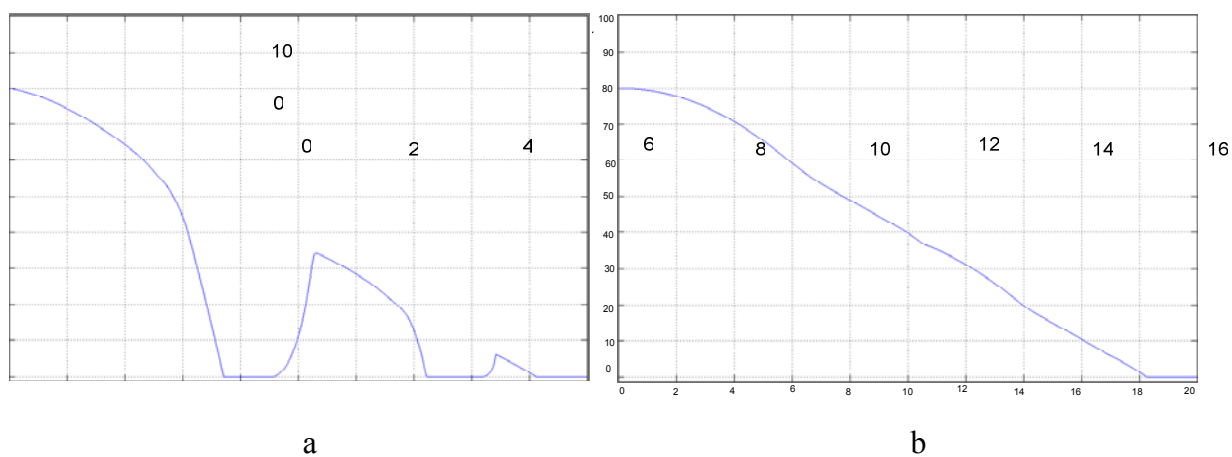
7.16 pav. Greičio kritimas stabdant, kai $\lambda = 2,5$: a – rato greitis, b – automobilio greitis

Keturioliktas bandymas atliktas, kai automobilio greitis 100 km/h, o praslydimas 3,0 ir jis pavaizduotas (7.17 pav. a, b).



7.17 pav. Greižio kritimas stabdant, kai $\lambda = 3,0$: a – rato greitis, b – automobilio greitis

Penkioliktas bandymas atliktas, kai automobilio greitis 100 km/h, o praslydimas 3,5 ir jis pavaizduotas (7.18 pav. a, b).



7.18 pav. Greižio kritimas stabdant, kai $\lambda = 3,5$: a – rato greitis, b – automobilio greitis

100
90
80
70
60

IŠVADOS

Jau daugeli metų lengvuosiuose automobiliuose yra montuojamos stabdžių antiblokavimo sistemos. Tačiau įvairūs eksperimentai nuolat yra atliekami esant įvairioms kelio dangoms ir ne visada ABS sistema gelbsti vairuotoją nuo susidūrimo su kliūtimi, bei ne visada automobilio su ABS stabdymo kelias (bei laikas) yra trumpesnis nei automobilio be ABS net ir tais atvejais, kai automobilį dar buvo įmanoma sustabdyti. Be abejo susumavus galimas situacijas stabdymą manevruojant, stabdymą, kai yra skirtinga kelio danga vienai iš ratų grupių (automobilis gali pradėti sukstis) ir pan., ABS turi daugiau privalumų nei trūkumų. Esamus ABS trūkumus – nepakankamą efektyvumą stabdant slidžiam kelyje tiesia kryptimi, galime sumažinti ar net panaikinti parinkę (ar sukūrę) tinkamą ABS valdymo algoritmą, turime įvertinti kiek galima daugiau veiksnių, sąlygojančių stabdymo efektyvumą.

Parinktas ABS valdymo algoritmas turi atitikti šiuos kriterijus:

- 1) Įvertinti visus stabdymo sistemos kintamuosius.
- 2) Sugebėti „mokyti“ stabdymo metu – atrinkti kokia yra kelio danga ir pan.
- 3) Parinkti tokias ribines vertes, kuriuos atitiktų kiek galima tiksliau esamas aplinkos sąlygas bei padangų būseną.

Vienas iš pažangiausių šiuo metu naudojamų ABS valdymo algoritmų yra „HVE Bosch V1“ algoritmas. Jį pritaikius sistemoje, kur kiekvienas ratas yra valdomas atskirai, galime gauti efektingą ABS sistemą, sugebančią „mokyti“ kiekvieno stabdymo metu ir pagal tai nustatyti ribines parametrų reikšmes.

Siekiant nustatyti kaip kinta automobilio stabdymo trukmė, keičiant ribinę vieno iš esminių parametrų reikšmę, buvo atliktas eksperimentas. Eksperimentui buvo pasirinkta viena iš galimų rato sukibimo su keliu charakteristikų (kuri gali būti gaunama sistemos mokymosi metu). Nustatyta, kad automobilis sustos greičiausiai, jei leistinas rato slydimas bus intervale 15 % -20 %. Taigi šie skaičiai parodo, kad nėra vienos fiksuotos reikšmės optimaliam koeficientui, kuris leidžia supaprastinti algoritmą (padaryti jį realiai veikiančiu). Ši savybė taip pat leidžia toleruoti ir netikslumus, gautus skaičiuojant rato sukibimo su keliu charakteristikas.

Visgi ABS algoritmai nėra tobuli it stabdymo efektyvumas dar nepasiekia galimybių ribos. Todėl tobulinamos ABS sistemų valdymo logikos, pasinaudojant genetiniais algoritmais ir dirbtinių

neuronų tinklais, kurie sugeba mokytis ir tokiu būdu tiksliau apskaičiuoti sukibimo charakteristikas bei pasirinkti optimalias sistemos kintamųjų reikšmes.

KATEDROJE SURENGTOS KONFERENCIJOS PRANEŠIMAS

Ivadas

Automobilio ratai su kelio paviršiumi geriausiai sukimba tada, kai nuolatos sekamas ratų slydimas ir pagal tai valdomas stabdymo intensyvumas. Tam tikslui sukurtos stabdžių antiblokavimo sistemos (ABS), neleidžiančios ratams blokuotis.

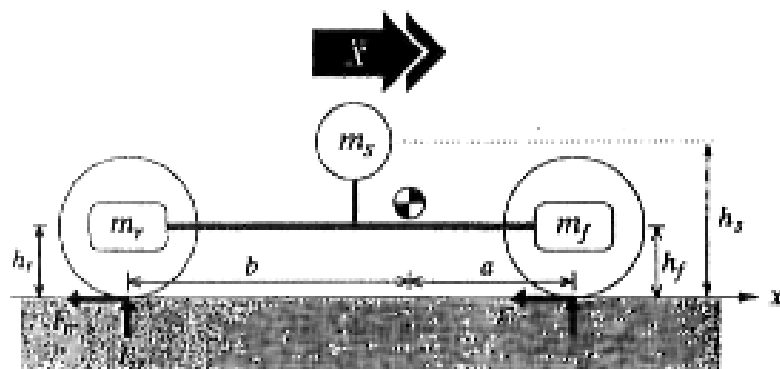
Pirmosios ABS buvo sukurtos 1949 m. lėktuvų stabdžiams, o nuo 1969 m. pradėtos taikyti automobiliuose.

Dar neseniai ABS sistema automobilyje buvo prabangos dalykas, jos buvo įrengiamos tik į prabangus automobilius. Dabar sparčiai vystantis gamybai ir technologijai, vis daugiau pagaminama automobilių, kurių baziniuose modeliuose įrengiama ABS sistema. Tam įtakos turi didėjantys vartotojų reikalavimai eismo saugumui. Apie veikiančią ABS sistemą automobilyje galima spręsti iš girdimo salone triukšmo (ūžesio) ir jaučiamos stabdžių valdymo organo (pedalo) vibracijos dėl slėgio pulsacijos stabdžių sistemoje

Faktiškai ABS imituoja patyrusio vairuotojo veiksmus, kuomet slidžiam kelyje vengdamas ratų užsiblokavimo, vairuotojas naudoja pertraukiamą stabdymą, t.y paspaudžia stabdžių pedalą ir tuoj pat jį atleidžia kai junta, kad ratai pradeda slysti, vėl paspaudžia ir vėl atleidžia, kad ratai vėl atgautų sukibimą su keliu ir taip kartoja daug kartų. Tačiau ABS tai daro už vairuotoją, šiam tereikia laikyti paspaudus stabdžių pedalą. Be to, ABS tai daro tvarkingai ir greitai, slėgio pulsacijos dažnis siekia iki 15 kartų per 1 s. Žmogus fiziškai nepajėgtų maigyti tokiu dažniu stabdžių pedalą. ABS-ratams užsiblokavus- sumažina stabdymo jėgą, o ratams pradėjus suktis vėl ją padidina ir taip vyksta kol ratai blokuojami.

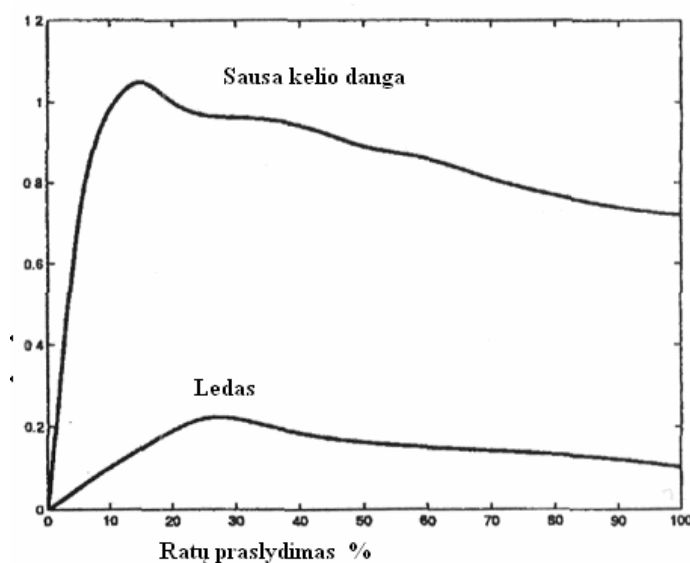
Transporto priemonės stabdymą įtakojantys veiksniai

Kai transporto priemonė yra greitinama arba stabdoma, traukos jėgos F_{pf} ir F_{pr} , sąlygojamos padangų, yra proporcingos normaliom jėgom F_{zf} ir F_{zr} , kuriomis kelias veikia padangas kaip pavaizduota 1 paveiksle. Proporcingumo koeficientas, žymimas μ , vadinamas kelio sukibimo koeficientu ir jis kinta priklausomai nuo kelio dangos ir jo kitimas parodytas 2 paveiksle. Rato praslydimas, žymimas λ , yra santykis skirtumo tarp transporto priemonės greičio ir rato judėjimo greičio su transporto priemonės greičiu [2].



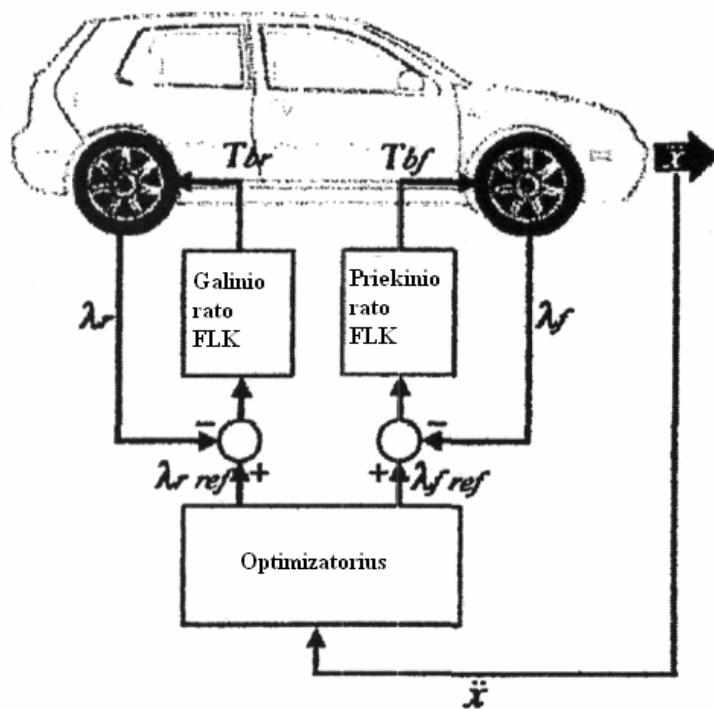
1 pav. Transporto priemonės stabdymą įtakojančių parametrų schema

ABS tikslas neleisti transporto priemonės padangai viršyti maksimalaus μ - λ kreivės taško šiam ratui, tai reiškia, kad ABS efektyvumas susijęs su kelio dangos sąlygomis. Antiblokavimo sistema, kuri yra pritaikyta sausai kelio danga negali veikti taip pat efektyviai esant apledėjusiai kelio danga. Jei mes galėtume nustatyti optimaliausią rato praslydimą duotam kelio paviršiui, tada galėtume priversti ABS veikti geriau esant skirtingoms kelio dangoms. Taigi pati problema yra nustatyti rato praslydimui optimalius parametrus. Šiai problemai išspręsti galima naudoti valdiklį, kuris gali atpažinti kelio paviršių taip nustatydamas optimalų stabdymo režimą esant skirtingoms kelio dangoms. Kita, paprastesnė, išeitis – naudoti tarpinę logiką, kuri būtų pritaikyta veikti esant geresniam kelio sukibimui nei apledėjusios kelio dangos ir mažesniam sukibimui nei sausos kelio dangos. Tačiau tokia sistema nėra pakankamai efektyvi šalyse, kur kelio sąlygos stipriai kinta, todėl praktikoje retai naudojama.



2 pav. Kelio sukibimo koeficientas skirtingiems kelio paviršiams

Kaip matyti iš 3 paveikslo, siūlomas valdiklis yra sudarytas iš dviejų tipų komponentų. Pirmasis komponentas yra neuronu tinklais paremtas optimizatorius $\ddot{x}$, kuris kaip pradinis duomenis naudoja transporto priemonės greitėjimą ir nustato optimalų rato praslydimą duotajam paviršiui. Antrasis – yra Fuzzy logikos komponentas (FLK), kuris yra skirtas nustatyti tokį stabdymo sukimo momentą, kad gaunamas rato praslydimas neviršytų leistino. Šis Fuzzy komponentas yra derinamas naudojant genetinį algoritmą. Dažniausiai yra naudojami du Fuzzy logikos komponentai: vienas skirtas priekiniams ratams ir kitas – galiniams [3, 4].



3 pav. Neuronų tinklu Fuzzy logikos ABS valdiklio schema.

Dar vienas stabdymą įtakojantis veiksnys yra automobilio padangos. Yra daugybę faktorių, kurie veikia padangos charakteristikas, tokie kaip aplinka, kelio struktūra, pati padanga ir t.t. Padanga gali slysti išilgai ir į šoną tuo pačiu metu, jei automobilis važiuoja posūkyje arba kai ji veikia papildomos jėgos. Jeigu yra priimama tik viena sąlyga, galime gauti didelius neatitikimus charakteristikų gautų praktiškai ir modeliuojant stabdymo procesą. Tuo tikslu sukurtas padangų modelis įvertinantis slydimą abejomis kryptimis, aprašant padangų slydimą netesinėmis lygtimis [5]:

$$\begin{cases} \mu_x = c_1 \cdot (1 - e^{-c_2 \cdot s}) - c_3 \cdot s \\ \mu_y = c_1 \cdot (1 - e^{-c_2 \cdot \sqrt{2(1-\cos\alpha)}}) - c_3 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos\alpha)} \end{cases}$$

kur c_1, c_2, c_3 yra įgyti koeficientai nuo bandymų duomenų,
 s rato parslydimas
 α padangos praslydimo kampas

Remiantis šiuo padangų modeliu yra sukurta „keturių fazių“ stabdžių antiblokavimo sistemos valdymo logika, kuri įvertina automobilio greitį ir automobilio padangų savybes [4].

Išvados

Yra sukurta nemažai antiblokavimo sistemos valdymų logikų, dalis jų paremtos dirbtinių neuronų tinklais. Dauguma ABS valdymo logikų įvertina keletą automobilių stabdymo parametrų. Vienas jų – automobilio greitis. Šis parametras yra įvertinamas kiekvienoje ABS valdymo logikoje. Kiti parametrai yra parenkami priklausomai nuo parametrų, kuriais įvertiname aplinkos sąlygas arba automobilio fizines savybes.

Literatūra

1. Коневев М. ABC “управляющая торможением по боковой реакции движителя, Москва. 1998. 50 стр
2. Edge.C.Yeh, Kuo.C.Y ect, “Conjugate boundary method for control law design of anti-skid brake systems” // Int.J.of Vehocle Design, vol.13, no.3, pp.40~62, 1990
3. A.B.Will and S.H. Zak, „ Antilock brake system modelling and fuzzy control“ // Int. J.of Vehicle Design, vol.24, no.1, pp.1-18, 2000.
4. Y.Lee and S.H. Zak, “Designing a genetic neutral fuzzy anti-lock brake system controller“ // IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2001.
5. J.Y.Wong, “Theory of Ground Vehicles” // New Yourk: J.Wiley & Sons, second ed., 1993.

LITERATŪRA

- 1) Valatka A. Automobilių stabdžių antiblokavimo ir traukos kontrolės sistemos. Kaunas;
- 2) Gastila L. Automobiliai ir traktoriai. Teorija ir konstravimo pagrindai. Vilnius;
- 3) Žeromskas R. ir kt. Pagrindiniai techniniai reikalavimai kelių transporto priemonėms;
- 4) Garrett, W.R., Mazzae, E.N., .An Overview of the National Highway Traffic Safety Administration's Light Vehicle Antilock Brake Systems Research Program,. SAE Paper No. 1999-01-1286, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1999.
- 5) Khatun, P., Bingham, C.M., Mellor, P.H., .Comparison of Control Methods for Electric Vehicle Antilock Braking / Traction Control Systems,. SAE Paper No. 2001-01-0596, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 2001.
- 6) Assadian, F., .Mixed H_∞ and Fuzzy Logic Controllers for the Automobile ABS,. SAE Paper No. 2001-01- 594, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 2001.
- 7) HVE User.s Manual, Version 4, Fourth Edition, Engineering Dynamics Corporation, Beaverton, OR, February 2001.
- 8) SIMON (SIMulation MOdel Non-linear) User's Manual, Version 1, Second Edition, Engineering Dynamics Corporation, Beaverton, OR, January 2001.
- 9) Bosch Driving-safety systems, 2nd Edition, Robert Bosch GmbH, ISBN 0-7680-0511-6, Society of automotive Engineers, Warrendale, PA, 1999.
- 10) Anti-lock Braking Systems for Passenger Cars and Light Trucks - A Review, SAE PT-29, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1986.
- 11) HVE ABS Simulation Model - Comparison with Experimental Results, Engineering Dynamics Corporation, Library Reference No. (TBD), Beaverton, OR 2001.
- 12) HVE Generic Human/Vehicle/Tire Database, Version 4.2, Engineering Dynamics Corporation, Beaverton, OR, December, 2001.
- 13) Harned, J.L., Johnston, L.E., Scharpf, G., .Measurements of Tire Brake Force Characteristic as Related to Wheel Slip (Antilock) Control System,. SAE Paper No. 690214, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1969.
- 14) Suzuki, K., Kanamori, M., .Development of the Quick Response Tandem Brake Booster,. SAE Paper No. 971110, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1997.

- 15) Huang, H.-P. and Wang, C.-K., “Intelligent Control of Wheeled Vehicles with Anti-Braking Systems”, International Journal of Vehicle Design, Vol. 26, No. 2- 3, pp. 218-238, 2001.
- 16) Коневев М.АВС “управляющая торможением по боковой реакции движителя, Москва.1998. 50 стр
- 17) Y.Lee and S.H. Zak, “Designing a genetic neutral fuzzy anti-lock brake system controller“ // IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2001.
- 18) J.Y.Wong, “Theory of Ground Vehicles” // New Yourk: J.Wiley & Sons, second ed., 1993.
- 19) www.mico.com Brake Lock Application Guide

