

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Robertas Pečeliūnas, Edgar Sokolovskij

AUTOMOBILIŲ DINAMIKA



Vilnius LEIDYKLA
TECHNIKA 2012

R. Pečeliūnas, E. Sokolovskij. Automobilių dinamika: moko-
moji knyga. Vilnius: Technika, 2012. 141 p. [6,0 aut. l. 2012 04 23]

Knygoje aprašyti pagrindiniai automobilių dinamikos dėsniai, patei-
kiamos automobilių judėjimo charakteristikos ir jų priklausomybės nuo
įvairių parametrų, jų nustatymo priemonės ir metodai.

Leidiny s skirtas sausumos transporto inžinerijos studijų programos
automobilių transporto inžinerijos specializacijos studentams, studijuo-
jantiems transporto priemonių dinamiką.

Mokomoji knyga tinka ir kitų sausumos transporto inžinerijos stu-
dijų programos specializacijų studentams bei specialistams, besidomin-
tiems transporto priemonių dinamika.

Leidinį rekomendavo VGTU Transporto inžinerijos fakulteto
studijų komitetas

Recenzavo: doc. dr. Giedrius Garbinčius,
Automobilių transporto katedra
doc. dr. Valdas Valiūnas,
Automobilių transporto katedra

VGTU leidyklos „Technika“ 1307-S mokomosios
metodinės literatūros knyga.
<http://leidykla.vgtu.lt>

Redaktorė *Rita Malikėnienė*
Maketavo *Audronė Gurklienė*

Išleido UAB „Ciklonas“
Vilniaus Gedimino technikos universiteto užsakymu

ISBN 978-609-457-184-8
doi:10.3846/1307-S

© Robertas Pečeliūnas, 2012
© Edgar Sokolovskij, 2012
© VGTU leidykla „Technika“, 2012

TURINYS

Įvadas	4
1. Transporto priemonių judėjimas	7
1.1. Padangų pėdsakai – informacija patikimai atkurti judėjimo pobūdį	15
1.2. Jėgos – kaip transporto priemonės judėjimo priežastis	19
1.2.1. Ratų apkrovos ir svorio centro padėtis	19
1.2.2. Dinaminiai ratų apkrovų poslinkiai	24
1.2.3. Dėl kelio nuolydžio transporto priemonę veikiančios jėgos	28
1.2.4. Kombinuotas sunkio jėgų, išcentrinų jėgų ir stabdomo jėgų poveikis	32
1.2.5. Dėl oro tėkmės veikiančios jėgos	34
1.2.6. Kiti pasipriešinimo vairavimui veiksniai	41
1.2.7. Padangų jėgos	47
1.3. Svarbiausi mechanikos dėsniai	66
2. Stabdomo automobilio judėjimas	80
2.1. Stabdžių sistema – stabdomo poveikis	86
2.2. Stabdomo poveikis – stabdomo žymės	93
Baigiamosios pastabos	102
3. Automobilio judėjimas manevro metu	105
3.1. Transporto priemonių judėjimas kreiva trajektorija, kai yra nedideli šoniniai pagreičiai	110
3.2. Geometriniai ryšiai	110
3.3. Lenkimo procesų eiga	119
4. Transporto priemonių techninės būklės tyrimai atliekant eismo įvykių ekspertizes	126
4.1. Stabdžių sistemų tyrimai	130
4.2. Vairavimo sistemų tyrimai	131
4.3. Važiuklės, pakabos ir kitų sistemų tyrimai	132
4.4. Transporto priemonių ratų tyrimai atliekant eismo įvykių ekspertizes	132
Literatūros sąrašas	140

ĮVADAS

Automobilių transporto paskirtis – saugiai, greitai ir patogiai vežti keleivius ir krovinius. Deja, intensyvi šios transporto rūšies plėtra ne tik tenkina didėjančius visuomenės poreikius, bet turi ir neigiamų pasekmių – naudojami degalai, teršiama aplinka, keliamas triukšmas ir vibracija, kyla automobilių stovėjimo, laikymo vietų problema ir kt. Tačiau didžiausių ir skaudžiausių nuostolių kasdien patiriama dėl eismo įvykių.

Eismo įvykis – tai įvykis kelyje, dalyvaujant nors vienai judančiai transporto priemonei, – kai sutrinka eismas, žūsta ar sužalojami žmonės, sugadinamos transporto priemonės, kroviny, kelias ir jo įranga arba kitas turtas.

Eismo įvykis – vairuotojo–transporto priemonės–kelio–eismo aplinkos sistemos grandžių sąveikos išsiderinimas, kuris dažniausiai įvyksta staiga, akimirksniu. Ilgamečiai tyrimai parodė, kad paprastai eismo įvykį nulemia ne viena, o keletas priežasčių. Tai apsunkina įvykio tyrimą nustatant jo priežastis bei eismo dalyvių veiksmus ir juos techniškai bei teisiškai įvertinant. Todėl nagrinėjant eismo įvykį būtina kuo daugiau atkurti jo vyksmą, eismo dalyvių veiksmų eiliškumą nuo pavojingos situacijos susidarymo pradžios iki situacijos po eismo įvykio – galutinės transporto priemonių ir žmonių išsidėstymo po įvykio vietos ir padėties.

Pastaruju metu šalyje gerokai padaugėjęs įvairių modelių transporto priemonių, pasižyminčių įvairiomis techninėmis charakteristikomis, pakitus jų parko struktūrai, ėmė gausėti susidūrimų, sukeliančių skaudžių padarinių. Jiems tirti reikia moksliskai pagrįstos metodikos.

Eismo įvykio tikimybei pavojingoje situacijoje sumažinti svarbiausi tie veiksniai, kurių parametrų pokytis prilygsta pavojaus didėjimo tempui. Tai, pavyzdžiui, transporto priemonės, pėsčiojo, dviratininko

judėjimo parametrai, vairuotojo veiksmai, lemiantys galimybę išvengti eismo įvykio pavojingoje situacijoje.

VGTU Automobilių transporto katedroje bakalaurantai, magistrantai ir doktorantai studijuoja automobilių dinamikos, eismo įvykių ekspertizės kursą, atlieka mokslinį darbą šioje srityje. Kuriami mokliškai pagrįstų metodikų pagrindai eismo įvykių ekspertizėms atlikti bei atliekamos ekspertizės pagal teismų, prokuratūros, tardymo ar draudimo organizacijų užsakymus. Pastaruoju metu padaugėjo ir inscenizuotų eismo įvykių apdraudus automobilius, kuriuos demaskuojant taip pat reikia pasitelkti mokslines žinias.

Eismo dalyviai (dažniausiai tai būna vairuotojai) kartais stebisi, kad kvalifikuotas ekspertas gali nuodugniai atkurti visą eismo įvykio situaciją, besiremdamas vien vadinamaisiais daiktiniais įrodymais. Tinkamai pritaikius mokslines žinias, net ir nesant jokių automobilių ratų pėdsakų, galima nustatyti, pvz., automobilių judėjimo greičius prieš eismo įvykį ir po jo.

Eismo įvykio ekspertizės tikslas – nustatyti, kokios aplinkybės ir kieno veiksmai sudarė ne tik eismo įvykio galimybę, bet ir jo neišvengiamumą. Automobiliui važiuojant atsiradęs jėgų ir momentų poveikis gali pakeisti jo judėjimo kryptį ir greitį prieš vairuotojo valią, automobilis gali netekti valdomumo, nors vairuotojas ir stengsis to išvengti. Tiriant šias aplinkybes, remiantis automobilių teorijos dėsniais, įvertinant transporto priemonių techninę būklę, geometrinius jų parametrus ir kelio sąlygas, reikia atkurti eismo įvykio eigą – eismo dalyvių padėtį kelyje vienas kito atžvilgiu atskirais laiko tarpsniais. Paskui, sujungus tuos laiko tarpsnius į visumą, atskleidžiama pati įvykio esmė. Taip atkuriami pirminė padėtis, greičiai, eismo įvykio vieta kelyje ir pagaliau – nustatoma jo priežastis techniniu požiūriu.

Šioje knygoje autoriai nagrinėja automobilių dinamiką, jos dėsnius, kurių išmanymo reikia daugelyje sričių, pvz., projektuojant

transporto priemones, tobulinant jų konstrukcijas, taip pat ir atkuriant eismo įvykio eigą, atliekant eismo įvykių ekspertizes.

Mokymo priemonėje sukaupta įvairių praktinio ir teorinio pobūdžio žinių, reikalingų eismo įvykiams ištirti, tam tikslui atliekant įvairius skaičiavimus. Pateikiami pagrindiniai fizikinių kūnų judėjimo kinematikos ir dinamikos dėsniai, fizikos formulės bei išvedamos naujos formulės. Tai padės studentams ir visiems, besidomintiems šia problema, praplėsti žinias, reikalingas šioje veiklos sferoje.

Knygoje pateikta daug pavyzdžių, iliustruojančių eismo įvykių atsiradimo sąlygų analizės metodus ir praktines rekomendacijas. Pateikta ir konkrečių taikymo pavyzdžių. Autoriai domisi atskirų nestandartinių situacijų analize ir išsamiai jas nagrinėja.

Knygoje pateiktą medžiagą ir joje esančias rekomendacijas būtina taikyti kūrybiškai, panaudojant tik tai, kas neprieštarauja ES šalyse galiojantiems normatyviniams dokumentams ir visuotinai priimtinai praktikai. Tai pasakytina apie skaičiuotėse naudojamus įvairius žinyių parametrus ir duomenis, konstantas.

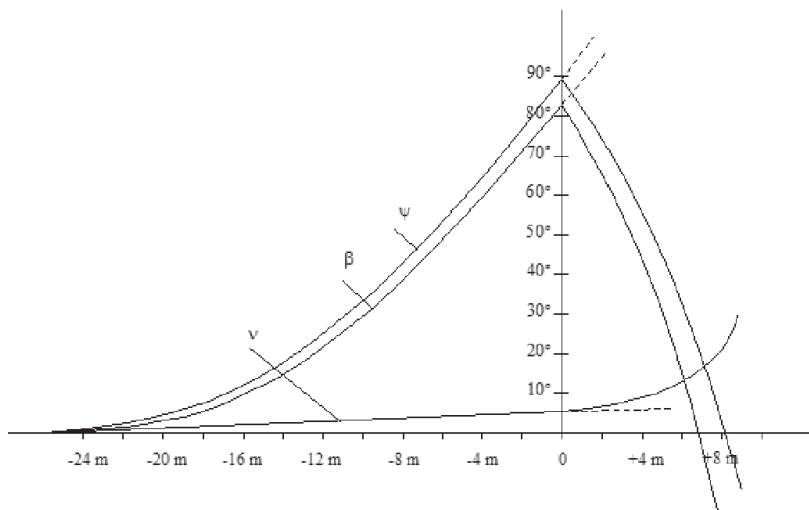
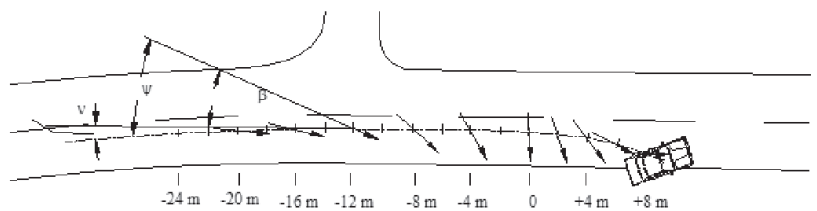
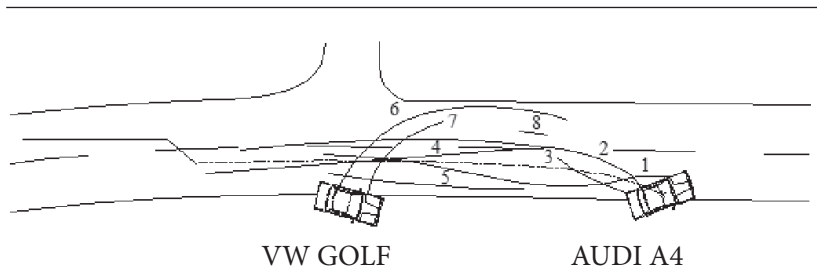
1. TRANSPORTO PRIEMONIŲ JUDĖJIMAS

Pirmiausia reikia panagrinėti geometrinę judėjimo formą, kuriai yra būdinga tik tai, kad ji yra specifinis normalaus važiavimo, kuri nulemia paprastais matematiniais dėsniais apibrėžiamų svorio centrų judėjimas ir kuriam būdingi tangentinės arba tik keliais kampiniais nubloškimo laipsniais pasvirusios motorinių transporto priemonių išilginės ašys, požymis. Kiekvienai judesių sekai, pvz., kai yra nubloškimas dėl ištrūkusio vairo, pernelyg sustabdytos užpakalinės ašies ar dėl smūgio didelio ekscentriškumo, yra būdingos svorio centrų trajektorijos (kursai), kurioms būdingi įvairiausi ir nuolat besikeičiantys posūkiai ir jomis parodomos transporto priemonių išilginės ašys, pasvirusios į svorio centrų trajektorijas besikeičiančiais kampais.

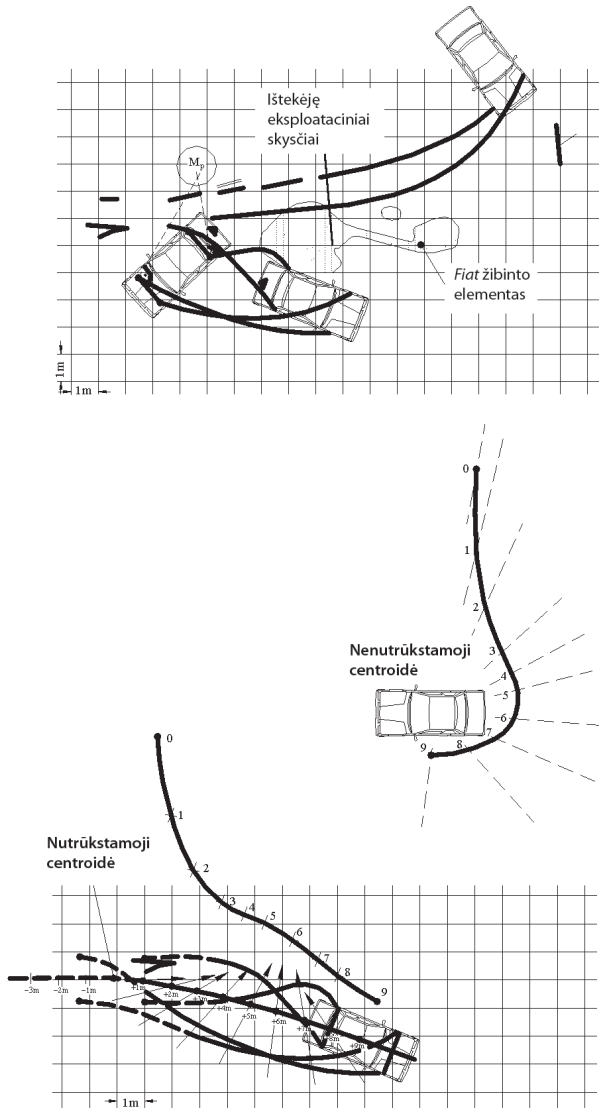
1.1 pav. (viduryje) yra pavaizduota geometrinė lengvojo automobilio „Audi A4“ judėjimo forma, kuomet šiam lengvajam automobiliui važiuojant ir sukant šiek tiek dešiniau dėl stipraus stabdymo užsiblokavo užpakaliniai ratai ir automobilį nubloškė į šoną, ir jis važiuodamas savo kairiuoju užpakaliniu kampu atsitrenkė į kairįjį iš priešingos pusės važiavusio automobilio „VW Golf“ šoną (aiškumo dėlei, vidurinėje iliustracijoje „VW Golf“ ir jo judėjimo trajektorija nepavaizduota; viršuje jo ratų žymės ir jo galutinė padėtis pažymėta tik plonomis linijomis).

1.2 pav. parodyta geometrinė automobilio „Fiat“ judėjimo forma; šis automobilis savo kairės pusės priekiniu sparnu atsitrenkė į kairiąją priekinę priešinga kryptimi stovėjusio automobilio VW pusę (taip pat ir 1.2 pav., aiškumo dėlei, antrasis automobilis VW ir jo judėjimo trajektorija neparodyti).

Remiantis šiais abiem pavyzdžiais, bus paaiškinti atskiri elementai, charakterizuojantys tokias geometrinio judėjimo formas.



1.1 pav. Nubloškimo proceso žymių atvaizdas ir iš jo gauta: geometrinė judėjimo forma (viduryje); nuo kelio priklausančių, būdingų kampų ψ , β ir v funkcijos (apačioje)



1.2 pav. Eismo įvykio eskizas konstruojant momentinę „Fiat“ polių (viršuje) ir jo geometrinę judėjimo formą su centroidėmis (apačioje)

Svorio centro trajektorija (kursas)

1. Svorio centro trajektorijai yra nubraižyta išilginė skalė, nes pagal ją matuojama transporto priemonės (o tiksliau – jos svorio centro) nuvažiuotas kelio ruožas. Toliau pateiktose diagramose, atsižvelgiant į kelio padėtį, pavaizduojamos funkcijos, tokiu atveju ištiesintoji svorio centro trajektorija praktiškai sudaro horizontalią kelio ašį.

1.1 pav. kaip automobilio „Audi A4“ svorio centro padėties atskaitos taškas pasirinktas jo susidūrimo su automobiliu VW taškas (atkurtas pagal padangų žymes), taigi prieš tai įvykusio nubloškimo kelio ordinatės skaičiuojamos kaip neigiami dydžiai; 1.2 pav. atitinkamai lengvojo automobilio „Fiat“ pastoviu greičiu nuvažiuotas artėjimo kursas prieš susidūrimą yra neigiamas.

2. Stabili svorio centrų trajektorija staiga nutrūksta tose vietose, kuriose (pvz., dėl susidūrimo) lengvąjį automobilį veikia išorinės jėgos, kurių dydžio eilė yra didesnė už padangų jėgų dydžio eilę; 1.1 pav. $s = 0$, o 1.2 pav. $s = 0$.

Pasikeičia svorio centro judėjimo kreivumo kryptis, t. y. kai dėl išcentrinių jėgų poveikio lengvasis automobilis atsistoja skersai svorio centro trajektorijos (žr. 1.3 pav. – $X_G \approx 55\text{--}65$ m ir $Y_G \approx 16\text{--}24$ m); pagal šią geometrinę judėjimo formą vyko išcentrinis lengvojo automobilio VW judėjimas, kuriam tiesioginio judėjimo 270° vairo kampo atžvilgiu per 0,4 s buvo suteiktas impulsas $v = 30$ m/s arba 108 km/h.

3. Kreivumo rodiklį arba svorio centro trajektorijos (kurso) spindulį sudaro trajektorijos kampo pasikeitimas. Vaizdumo dėlei, 1.1 pav. esant $s = -12$ m atskirai pažymėtas trajektorijos kampas v – tai svorio centro trajektorijos liestinė nejudamos koordinačių ašies atveju. Šia koordinačių ašimi buvo pasirinkta stabili „Audi A4“ judėjimo kryptis prieš nubloškimo pradžią.

Jeigu trajektorijos kampas v nenutrūksta, nubrėžiamas kaip nuo kelio priklausomas dydis (apatinis grafikas diagramoje prie

1.1 pav.), tuomet kelio ruožo spindulį Δs galima apskaičiuoti iš trajektorijos kampo Δv pasikeitimo kampo per šį intervalą Δs

$$R = \frac{\Delta s}{\Delta v} \quad (\Delta v \text{ matuojant radianais}) \quad (1.1)$$

iki susidūrimo

$$R = \frac{25 \text{ m} \cdot 180^\circ}{6^\circ \cdot \pi} = 238,7 \text{ m} \approx 240 \text{ m}$$

Taip pat ir funkcija $v = v(s)$ šiaip, kintanti tolygiai, turi staigią nelygumo vietą, čia $s = 0$, atitinkančią „Audi A4“ svorio centro padėtį jam atsitrenkus į VW; be susidūrimo grafikas punktyrais eitų toliau.

Įstrižinė automobilio išilginės ašies padėtis

a) 1.1 pav. pozicijai $s = -12 \text{ m}$ taip pat atskirai pažymėti kampai, kuriuos lengvojo automobilio išilginė ašis sudarė su nekintama atskaitos ašimi ir svorio centro trajektorijos liestine: tai slydimo kampas ψ ir dreifavimo kampas β .

Abi viršutinės funkcijų kreivės 1.1 pav. diagramoje rodo nenutrūkstamą slydimo kampo ψ ir dreifavimo kampo β priklausomybę nuo padėties kelyje. Abiejų šių grafikų atveju labai aiškiai matyti staigus kreivių lūžis susidūrimo padėtyje ($s = 0$).

Kadangi tarp anksčiau nagrinėto trajektorijos kampo v ir slydimo kampo ψ arba dreifavimo kampo β , kaip matyti iš brėžinių, egzistuoja ryšys:

$$v = \psi - \beta. \quad (1.2)$$

Praktiškai pagal šią lygtį atkuriamas ir trajektorijos kampas, kadangi jį nustatant tiesiogiai dėl paprastai nedidelio pokyčio tarp dviejų gretimų padėčių yra didelių matavimo paklaidų. Slydimo kampo, nubloškimo kampo ir dreifavimo kampo eiga labai svarbi skaičiuojant

dinaminius slydimo ir nubloškimo procesų judėjimo duomenis, kaip parodyta 1.1 ir 1.3 pav. Esant rotaciniams nubloškimo procesams, kaip parodyta 1.2 pav., jie nėra tokie svarbūs.

b) Bendrasis transporto priemonės judėjimas, kurį sudaro svorio centro poslinkis ir sukimasis apie vertikaliąją ašį, kiekvienai padėčiai gali būti pakeistas tik momentiniu sukimusi apie vertikaliąją ašį esant momentiniam poliui M_p , kurį su transporto priemonės svorio centru sieja posūkio spindulys p .

Bet kuriai lengvojo automobilio padėčiai svorio centro trajektorijos svorio centras S , momentinis polius M_p ir kreivės vidurio taškas M yra ant tiesės, tačiau posūkio spindulys reiškiamas santykiu:

$$\frac{\dot{\psi}}{\dot{\psi}} = \frac{\text{kampinis trajektorijos greitis}}{\text{slydimo kampas}} \quad (1.3)$$

$$p = R \cdot \frac{\dot{\psi}}{\dot{\psi}} \quad (1.4)$$

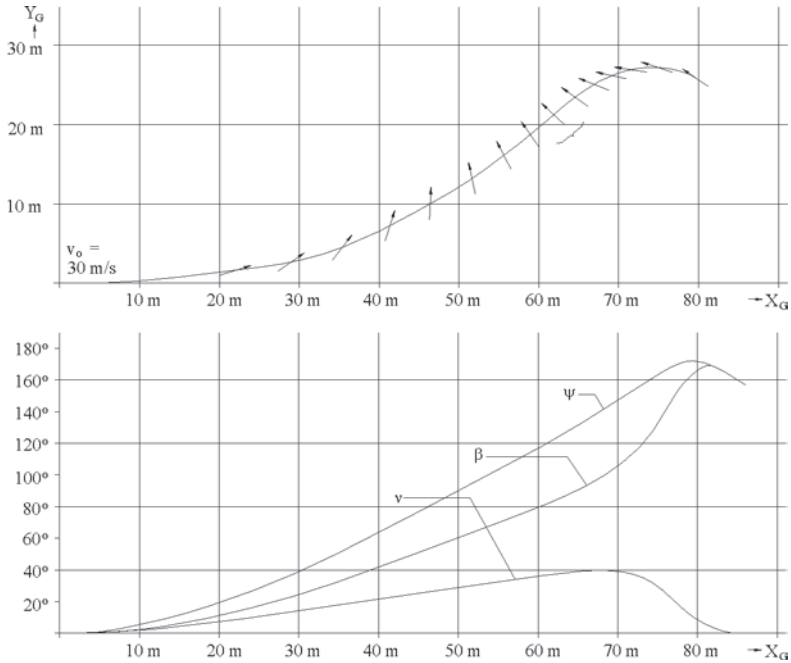
mažesnis negu kreivumo spindulys R ; slydimo su nubloškimu procesų atveju pagal 1.1 ir 1.3 pav. šis santykis nedaug kuo skiriasi nuo 1-ojo, priešingai nei esant rotaciniams nubloškimo procesams (pagal 1.2 pav.), kai gali būti panaudotos lygties (1.3) skaitinės reikšmės iki 1/10.

Momentinį polių M_p galima atkurti taip:

– apytikris atkūrimas:

iš dviejų taškų (pvz., iš užpakalinės ir priekinės ašies vidurio arti vienas kito išvedamos jungiančios linijos į analogiškus lengvojo automobilio taškus ir šiose atkarpose nubrėžiama arba mediatrisė, arba į juos pradiniuose taškuose nubrėžiami statmenys, kurių pjūvio taškai priartinimo būdu sukuria momentinį polių M_p ;

– tikslus atkūrimas:



1.3 pav. Geometrinė nubloškimo proceso be stabdymo judėjimo forma (viršuje) ir būdingų kampų ψ , β ir ν priklausomybės (apačioje)

kadangi bloškiamo į šalį automobilio slinktinis judėjimas tarp dviejų greta viena kitos esančių gretimų padėčių vyksta netiesia linija, tuomet padangų žymės arba į jas nubrėžtos liestinės tiksliausiai parodo, kuria kryptimi automobilis toliau judės iš šiuo momentu nagrinėjamos padėties; statmenys į šias žymių liestines esant tam tikrai automobilio padėčiai susikerta tos akimirkos momentiniame poliuje M_p .

1.2 pav. (viršuje) tiksliai atkurtas momentinis „Fiat“ pozicijos polius M_p , kuriame kaip tik visos keturios padangos pradeda brėžti žymes ($s = +4$ m).

Statmenų linijų susikirtimo taškai ratų kontaktų vietose su žymių liestinėmis ir yra tos akimirkos judėjimo stadijos momentinis polius.

Šią poziciją galima atkartoti labai dideliame lengvojo automobilio padėčiū, esant nubloškimui, skaičiui, taigi sujungus visus rastuosius momentinius polius gaunama nenutrūkstamoji centroidė, kurios gaubtinė tiksliai parodo geometrinę vykusio judėjimo formą.

1.2 pav. apačioje atkurtos centroidės parodo kai kurias dėsnin-gumus:

– visi centroidės ištiesimo ilgiai bendrai yra lygūs (taip pat jie lygūs ir tarp atskirų, vienas kitą atitinkančių taškų, atkuriant momentinius polius, atsiradusius iš tos pačios lengvojo automobilio padėties); taip pat ir šios paslankiosios centroidės konstrukcijos posūkio spinduliai yra tokio pat ilgio kaip ir atitinkamus svorio centro ir nenutrūkstamosios centroidės taškus jungiantys atstumai;

– tarp dviejų nutrūkstamosios centroidės taškų posūkio spindulių susidarantis kampas atitinka nublokšto automobilio slydimo kampo pokytį tarp padėčių, iš kurių čia atkuriami šie centroidės taškai;

– kampas tarp statmens ir linijos, jungiančios paslankiosios centroidės tašką su vienu lengvojo automobilio rato tašku, ir šios rato krypties plokštumos atitinka šios padangos pasisukimo į šoną kampą esant atitinkamam nubloškimo momentui. Siejant su svorio centru ši taisyklė reiškia, kad statmuo, išvestas į posūkio spindulį su lengvojo automobilio išilgine ašimi, parodo momentinį nublokštojo automobilio nubloškimo kampą.

Taip pat ir šiose centroidėse antriniai ir kitokie smūgiai parodytų, kad tolygi eiga sutriko; lengvojo automobilio judėjimo netolygumą charakterizuojančios kreivės (pvz., centroidžių, slydimo, nubloškimo ir trajektorijos kampo) – tai vienareikšmiškas ir patikimas smūgio jėgų poveikio požymis (ne tik dėl kitų transporto priemonių ar masyvių kliūčių, bet taip pat ir bordiūro).

Ir priešingai, jeigu šiuose aptartuose judėjimą charakterizuojančiuose elementuose nerandama eigos netolygumo, tai, pvz., gali reikšti,

kad dėl kontaktinio pažeidimo padarytas poveikis buvo toks nedidelis, kad jis neturėjo įtakos judėjimo procesui. Jeigu padangų žymių yra prieš judėjimą pakeitusi smūgi ir po jo, tuomet jos taip pat daugiau ar mažiau pasisuka į kurį nors šoną – pasikeičia jų kryptis. Tačiau staigus vienos padangos vėžės krypties pasikeitimas nėra vienareikšmis susidūrimo požymis, nes taip gali atsitikti ir dėl kitų priežasčių.

Kadangi automobilio nuvažiuota geometrinė judėjimo forma gali būti gauta tik iš jo (padangų) žymių ir dažnai būna užfiksuojami (ar išvis yra) tik šių žymių fragmentai, tai aptariamieji elementai (svorio centro trajektorija, centroidė, slydimo, nubloškimo ir trajektorijos kampai) yra svarbios pagalbinės priemonės.

Mat jų trajektorijos dėmės dėl paprastesnių ir aiškesnių dėsninųjų gali būti lengviau paverstos rezultatais nei tuo atveju, kai trūksta kokių nors duomenų apie padangų žymes, todėl galima tiksliai papildyti esamų trajektorijų tendencijas sekundėmis prieš ir po susidūrimo, žodžiu, galima apskaičiuoti visą geometrinę judėjimo formą. Taikant šį metodą dažnai galima pataisyti eismo įvykio brėžinyje blogai pako-reguotas žymes arba panaikinti ne eismo įvykyje dalyvavusių automobilių paliktas žymes.

1.1. Padangų pėdsakai – informacija patikimai atkurti judėjimo pobūdį

1.1–1.3 pav. pavaizduotos geometrinės judėjimo formos, kurioms būdingi dydžiai buvo aptarti ankstesniame poskyryje, gaunamos iš padangų žymių, paliktų į eismo įvykį patekusios transporto priemonės ir pažymėtų policijos eismo įvykio schemoje.

Padangų žymės geometrine transporto priemonės judėjimo forma (supaprastinant iki svorio centro trajektorijos ir išilginės ašies judėjimo krypties) paverčiamos palyginti paprastai.

Kartais nubraižyti eismo įvykio schemą būna labai paprasta, nes

yra aišku, kuri į avariją patekusi transporto priemonė paliko vienas ar kitas žymes, ir jas galima nesunkiai atskirti pagal padangų protektoriaus piešinį, tačiau kitais atvejais žymių įvairovė gali būti tokia sudėtinga, kad iš pradžių gali tekti kelti hipotezes, kuriai transporto priemonei priklauso vienos ar kitos žymės.

Tokio priskyrimo klaidos paaiškėja labai greitai, nes, naudojant permatomą horizontalų modelį, kurių nors ratų taškų žymės staiga atsiduria ne ten, kur turėtų, arba todėl, kad aptartosios charakteristikos prieštarauja viena kitai.

Reikia pabrėžti, kad vienareikšmiškai ir patikimai nustatyti visą judėjimo formą garantuotai galima jau tuomet, kai yra dviejų ratų žymės (žymes paliekančių padangų funkciją gali perimti ir deformuotos automobilių dalys, nes jų padėtis transporto priemonės atžvilgiu yra pastovi ir jos įbrėžia savo judėjimo trajektoriją važiuojamosios dalies paviršiuje).

Žymių analizės taikymas (žr. 1.1 pav. viršuje):

Pėdsakų vaizde, kuriame yra aštuoni didesnio ar mažesnio ilgio pėdsakų fragmentai, galima labai paprastai atskirti du eismo įvykyje dalyvavusius lengvuosius automobilius, mat šiuos pėdsakus galima atsekti iki galutinės lengvojo automobilio padėties.

1 ir 2 žymes paliko kairysis priekinis arba kairysis užpakalinis lengvojo automobilio „Audi A4“ ratas (kadangi šios žymės išlieka beveik nenutrūkstamos per visą slydimo procesą, tai teoriškai jau vien jų pakanka, kad būtų vienareikšmiškai ir patikimai atkurta visa geometrinė judėjimo seka).

6 žymę paliko dešinysis užpakalinis lengvojo automobilio VW ratas: jeigu ją būtų palikęs kairysis ratas, tuomet dešinieji ratai būtų judėję šalikelėje (o tokių požymių nematyti) ir tuomet nebūtų likę ratų, galėjusių palikti 7 žymę. Be to, ji nepersidengtų su lengvojo automobilio „Audi A4“ žymėmis. 7 žymė, šiaip jau nelabai akivaizdžiai įžiūrima,

atsiduria po lengvuju automobiliu VW. Tačiau iš visos judesių sekos 7 žymę akivaizdžiai palikęs yra dešinysis priekinis ratas.

Jeigu dabar atgal į 1 ir 2 vėžes judinsime kairįjį priekinį ir kairįjį užpakalinį „Audi A4“ ratą (o tai įmanoma padaryti tik tuo pat metu sukant pagal laikrodžio rodyklę), tuomet po trumpo atgalinio judesio dešinysis užpakalinis ratas automatiškai įvažiuoja į 3 žymės fragmentą.

Dešiniajam užpakaliniam ratui išvažiavus iš šios 3 žymės, toliau geometrinė judėjimo seka gali būti atkuriamą pasitelkiant 1 ir 2 žymes, taigi lengvajam automobiliui pasisukus skersai gatvės važiuojamosios dalies dešinysis priekinis ratas kontaktuoja su 5 žyme, o dešinysis užpakalinis ratas – su 4 žyme.

Norint keturių ratų eigą ir toliau atsekti 1–4 žymių atveju, reikia lengvojo automobilio korpusą sukti ne pagal laikrodžio rodyklę, o į priešingą pusę – prieš laikrodžio rodyklę.

Šis sukimosi krypties pasikeitimas (prasidedantis slystant pirmyn pagal laikrodžio rodyklę ir pasibaigiantis judant prieš laikrodžio rodyklę) ir yra staigaus slydimo kampo, trajektorijos kampo arba svorio centro trajektorijos pasikeitimas. 1.1 pav. ir parodo lengvojo automobilio „Audi A4“ ir lengvojo automobilio VW susidūrimą.

Patikimai pagal vėžių žymes lengvojo automobilio VW judėjimą galima atkurti tik iki 7 fragmento pradžios. Tačiau kadangi galutinio judėjimo stadijos tendencijos gali būti patikimai ir vienareikšmiškai nustatytos iš svorio centro trajektorijos, slydimo kampo pakitimų, tai pagal šias tendencijas lengvojo automobilio VW trajektoriją galima atsukti dar toliau atgal, iki tos vietos, kur kairysis užpakalinis ratas įvažiuoja į trumpą vėžės žymės fragmentą 8 (1.1 pav.).

Šis sekimo padangų žymėmis metodas suteikia duomenų ne tik apie iki svorio centro trajektorijos ir išilginės ašies krypties supaprastintą judėjimo formą, bet ir padeda nustatyti važiuojamosios dalies zoną, kuria judėjo horizontalus lengvojo automobilio maketas.

Neatidžiai vertinant padangų žymes (pagal 1.1 pav. viršuje) ir vertinant tik 2 vėžę ir ją priskyrus kairiajam užpakaliniam „Audi A4“ ratui, būtų galima padaryti išvadą, kad šis lengvasis automobilis kairėje už vidurio linijos (skiriamosios juostos) išlindo tik 30–40 cm. Tačiau atidžiai išnagrinėjus viso lengvojo automobilio horizontalaus maketo judėjimą pagal žymes paaiškėja, kad lengvasis automobilis „Audi A4“ slydo skersai važiuojamosios dalies, išlindęs daugiau negu užpakaline kėbulo dalimi ir dėl to išorinės jo galinės dalies elementai į priešingą eismo juostą išlindo per gerą metrą!

Kadangi padangų (arba deformuotų, nuo transporto priemonės neatitrūkusių jos dalių) žymės parodo tiesiai ant kelio nupieštą šio transporto priemonės taško trajektoriją, tai pagal jas atliktas geometrinis judėjimo sekos atkūrimas yra vienintelis vienareikšmiškas ir patikimas pagrindas, skirtas atsakyti į klausimą, kokia buvo važiavimo trajektorija ir padėtys kelio geometrijos atžvilgiu.

Rezultatų tikslumui pirmiausia turi įtakos padangų žymių brėžinio tikslumas. Tačiau jeigu žymės buvo tiksliai išmatuotos arba netgi padaryta fotogrametrinė jų nuotrauka, tuomet dėl likusių braižymo ir perkėlimo netikslumų dažniausiai ieškomų kelio skersinės krypties atstumų rezultatų tikslumo paklaida bus ne didesnė kaip $\pm 0,1$ m.

Deja, bet naudojant skaičiavimą pagal automobilio sparnų purvo dalelių, pasilikusių stiklo šukių, galutinių nutrūkusių transporto priemonių dalių ir galutinių eismo įvykio aukų ar transporto priemonių padėtis neįmanoma analogiškai tiksliai atkurti prieš tai buvusių padėčių arba transporto priemonių judėjimo gatvės geometrijos atžvilgiu kaip kad pasitelkus padangų žymes; tik esant labai palankioms sąlygoms iš minėtų faktų tegalima labai apytikriai spręsti apie judėjimo tendencijas.

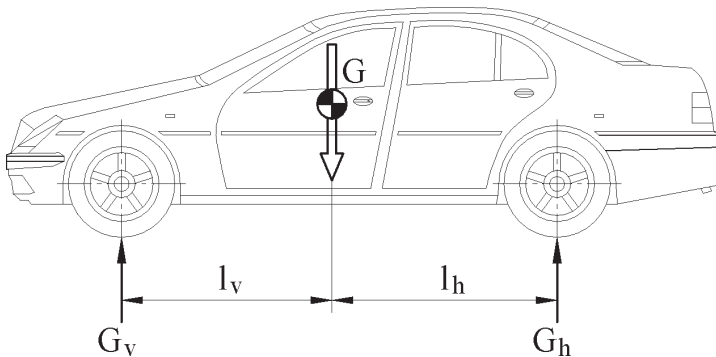
1.2. Jėgos – kaip transporto priemonės judėjimo priežastis

Tai, ar transporto priemonės judėjimas yra poslinkio, ar posūčio pobūdžio, ar jis tolygus, su pagreitinimu ar sulėtėjimu, priklauso nuo visų pačioje transporto priemonėje veikiančių ir tą transporto priemonę veikiančių jėgų sąveikos.

Horizontaliai tarp padangų ir kelio dangos veikiančios jėgos priklauso nuo trinties kokybės ir nuo konkrečių ratų apkrovų – jos ir aptariamą tolesniame poskyryje.

1.2.1 Ratų apkrovos ir svorio centro padėtis

Esant paprasčiausiam apkrovos variantui (transporto priemonė stovi ant lygios važiuojamosios dalies), svoris G pagal 1.4 pav. pasiskirsto priekinei ir užpakalinei ašiai ir sukelia jėgas G_v ir G_h , kaip statmenai važiuojamajai daliai veikiančias jėgas; jeigu norima apskaičiuoti, turi būti žinomas (horizontalus) transporto priemonės svorio centro išsidėstymas, kuris paprastai būna ne jos viduryje, nes transporto priemonės masė transporto priemonės korpuse yra pasiskirsčiusi netolygiai.



1.4 pav. Apkrovų pasiskirstymas automobiliui esant „ramybės būklės“ ant lygios važiuojamosios dalies

$$G_v = G \cdot \frac{l_h}{l_v + l_h}, \quad G_h = G \cdot \frac{l_v}{l_v + l_h}, \quad (1.5)$$

su užpakalinės ašies apkrovos dalimi ψ

$$\psi = \frac{G_h}{G} = \frac{l_v}{l_v + l_h}, \quad (1.6)$$

iš to išeina:

$$G_v = G \cdot (1 - \psi), \quad G_h = G \cdot \psi. \quad (1.7 \text{ a, b})$$

Horizontaliojo svorio centro padėtis

Automobilių gamintojų skelbiami techniniai duomenys paprastai neinformuoja apie horizontaliojo svorio centro padėtį arba apie tuščio automobilio svorio pasiskirstymą priekinei ir užpakalinei ašiai, taigi tuo atveju, kai tiriamajam judėjimo procesui reikalingas pakankamas tikslumas, šiuos duomenis tenka nustatyti ar apskaičiuoti iš kitų pateiktų duomenų.

Vadinasi, svorio centro padėčiai apskaičiuoti tinka dažniausiai pateikiamos didžiausios leidžiamosios lengvųjų automobilių apkrovos, ir paprastai didžiausias leidžiamasis bendrasis svoris susidaro sudėjus tuščio automobilio svorį ir keturių ar penkių asmenų ir jų bagažo svorį, ir tokia apkrova apytikriai atitinka didžiausiąją leidžiamąją užpakalinės ašies apkrovą (kai bagažinė yra gale).

Kaip pavyzdys pateikiami automobilio BMW 320 duomenys:

leidžiamasis bendrasis svoris	14 125 N;
leidžiamoji užpakalinės ašies apkrova	7700 N;
tuščio automobilio svoris (parengto važiuoti)	10 105 N.

Momentų pusiausvyra apie priekinio rato pastatymo tašką leidžia rasti lengvojo automobilio svorio centro atstumą l_v , kai automobilis pakrautas daugiausia, kiek tik leidžiama:

$$14\,125\text{ N} \cdot l_v - 7700\text{ N} \cdot 2563\text{ mm} = 0,$$

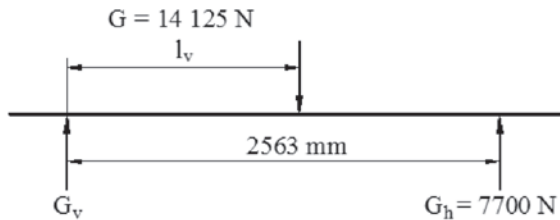
$$l_v = \frac{7700 \cdot 2563}{14\,125} = 1397\text{ mm} \approx 1,4\text{ m}.$$

Tuščio lengvojo automobilio svorio centrui atrasti reikia padalyti esamą 4020 N apkrovą, o būtent po 2 žmones (= 1470 N) ant priekinių ir užpakalinių sėdynių ir kroviny (= 1080 N) bagažinėje.

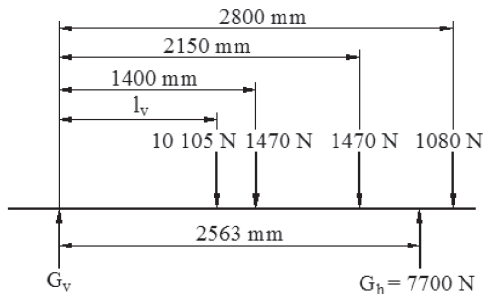
Momentų pusiausvyra apie priekinio rato pastatymo tašką leidžia rasti tuščio lengvojo automobilio svorio centro atstumą l_v :

$$10\,105\text{ N} \cdot l_v + 1470\text{ N} \cdot (1400\text{ mm} + 2150\text{ mm}) - 7700\text{ N} \cdot 2563\text{ mm} + 1080\text{ N} \cdot 2800\text{ mm} = 0,$$

$$l_v = \frac{7700 \cdot 2563 - 1080 \cdot 2800 - 1470 \cdot 3550}{10\,105} = 1137\text{ mm} \approx 1,14\text{ m}.$$



1.5 pav. Horizontalioji svorio centro padėtis esant didžiausiai leidžiamajai apkrovai



1.6 pav. Horizontalioji tuščio lengvojo automobilio svorio centro padėtis

Ši horizontalioji tuščio lengvojo automobilio svorio centro padėtis už priekinės ašies apskaičiuojama pagal kartais apkrovų ašims pateikiamą pasiskirstymą. Pvz.:

$$G_v = 55,6 \text{ \%} \quad G_h = 44,4 \text{ \%} \hat{=} \psi = 0,444 ,$$

$$l_v = \psi(l_v + l_h) = 0,444 \cdot 2563 \text{ mm} = 1137 \text{ mm} .$$

Kai ši tuščio lengvojo automobilio svorio centro padėtis yra žinoma, tuomet galima apskaičiuoti svorio centro padėtį esant bet kokiam pakrovimo būklei, pvz., automobilis BMW 320 tik su vairuotoju (svoris = 735 N).

Esant momentų pusiausvyrai apie priekinio rato pastatymo tašką pirmiausia gaunama, kaip pasiskirsto apkrova:

$$735 \text{ N} \cdot 1400 \text{ mm} + 10 \text{ 105 N} \cdot 1137 \text{ mm} - G_h \cdot 2563 = 0,$$

$$G_h = \frac{735 \cdot 1400 + 10 \text{ 105} \cdot 1137}{2563} = 4885 \text{ N},$$

$$G_v = (10 \text{ 105} + 735) - 4885 = 5955 \text{ N}.$$

Ir, analogiškai kaip ir 1.5 pav., randamas automobilio BMW 320 su vairuotoju svorio centras:

$$(10 \text{ 105 N} + 735 \text{ N}) \cdot l_v - 4885 \text{ N} \cdot 2563 \text{ mm} = 0,$$

$$l_v = \frac{4885 \cdot 2563}{10 \text{ 105} + 735} = 1155 \text{ mm} \approx 1,16 \text{ m}.$$

Nagrinėtojo automobilio BMW 320 pavyzdžio atveju horizontalioji svorio centro padėtis svyravo nuo:

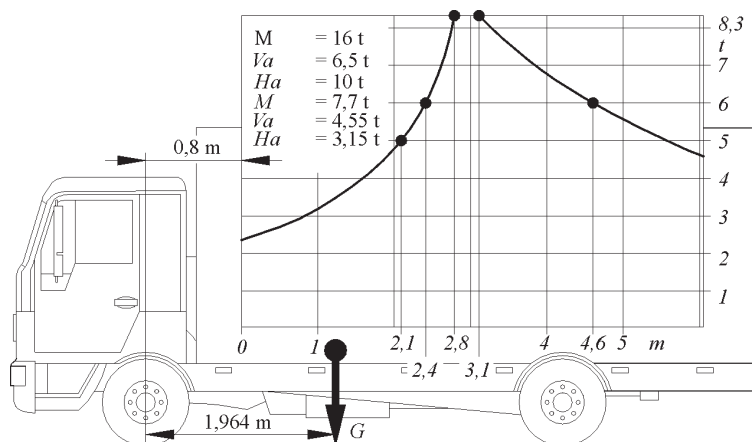
- 1,14 m už priekinės ašies (tuščio automobilio) iki
- 1,4 m už priekinės ašies (daugiausia, kiek leidžiama pakrautam kroviniui automobiliumi).

Šis skirtumas paprastai randamas visiems vidurinės klasės lengviesiems automobiliams ir braižant tokių automobilių įprastinius grafikus paprastai neišeinama už tikslumo ribų. Tačiau reikėtų atidžiau panagrinėti lengvuosius automobilius, kurių apkrova labai didelė ir netolygi (pvz., tik vienas vairuotojas, tačiau bagažinėje 3 cemento maišai) ir, žinoma, krovininius automobilius.

Dėl per didelių ar netolygių įvairių kroviniais automobiliais gabenamos įrangos ar mašinų matmenų, šią įrangą ar mašinas ne visuomet pavyksta taip pritvirtinti ant krovininio automobilio krovimo paviršių, kad kraunamo krovinio svorio centras būtų maždaug krovimo paviršiaus viduryje. Todėl atsižvelgiant į leidžiamąsias ašies apkrovas ir reikiamas valdomųjų ratų ašies apkrovas pagal masės ir svorio centro padėtį pakrovimas gali būti nubraižytas tik turint konkretaus krovinio automobilio krovinį pasiskirstymo (pakrovimo) planą (Jazar 2008) (1.7 pav.).

Atskirose kreivės dalyse atsižvelgiama į:

- I. Didžiausiąją leidžiamąją priekinės ašies apkrovą.
- II. Didžiausiąją leidžiamąją bendrąją apkrovą.
- III. Didžiausiąją leidžiamąją užpakalinės ašies apkrovą.



1.7 pav. Apkrovos pasiskirstymas, kai bendroji automobilio apkrova 16 t

IV. Didžiausiąją leidžiamąją priekinės (valdomųjų ratų) ašies apkrovą.

I kreivės dalis apskaičiuojama taip:

$$-6,5 \cdot 4,8 + m(x) \cdot (4,8 - x) + 7,7 \cdot (4,8 - 1,964) = 0, \quad (1.8)$$

$$m(x) = \frac{9,3628}{4,8 - x}. \quad (1.9)$$

Vertikalioji svorio centro padėtis

Techninių duomenų sąrašė šio dydžio nerasio, be to, jo neapskaičiuosite ir pasitelkę kitus ten pateiktus duomenis. Jį tegalima rasti svėrimo būdu (matavimo metodas išsamiai aprašytas Karrnop 2004).

Specifinis rodiklis, su kuriuo susijusi vertikaliojo svorio centro padėtis, ir kurį, pvz., būtina žinoti stabdymo jėgų pasiskirstymo diagramai nubraižyti, yra (lengvųjų automobilių):

$$\chi = \frac{\text{svorio centro aukštis}}{\text{automobilio bazė}} = 0,195 \text{ iki } 0,235. \quad (1.10)$$

Toliau esančioje 1.1 lentelėje (šaltinis: Karrnop 2004, su papildymais) pateikiamos kai kurių populiariesnių lengvųjų automobilių svorio centrų padėty.

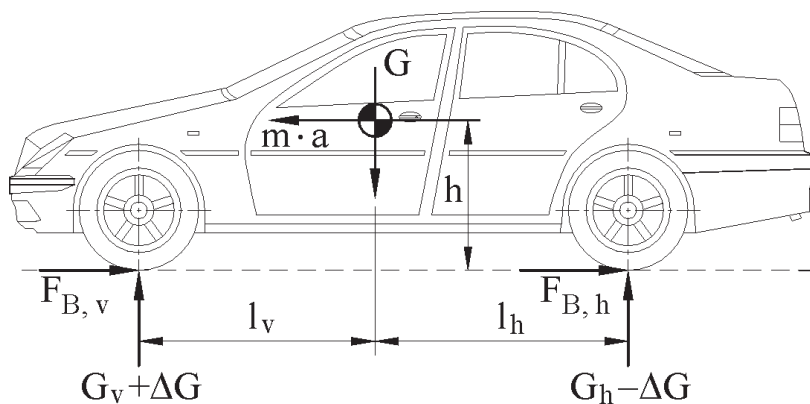
1.2.2. Dinaminiai ratų apkrovų poslinkiai

Veikiant stabdymo jėgoms, pagreitėjant ar važiuojant lanku ratams tenkančios apkrovos, palyginti su anksčiau nagrinėtomis statinėmis apkrovomis, pasikeičia.

Automobiliui stabdant ir esant lėtėjimui a (m/s^2) gaunama tokia jėgų sistema su dinaminiais ašies apkrovos pokyčiais ΔG .

1.1 lentelė. Horizontaliosios ir vertikaliosios lengvųjų automobilių svorio centrų padėtys

Automobilis	Tuščio automobilio svorio centro padėtis		$\chi = \frac{\text{svorio centro aukštis}}{\text{automobilio bazė}}$	
	Horizontalioji (m) už priekinės ašies	Vertikali (m)	χ	ψ
AUDI 80		0,543	0,218	
BMW 1		0,560	0,224	
BMW 320	1,140	0,505	0,197	0,444
FORD ESCORT		0,560	0,222	
FORD FOCUS	1,205	0,560	0,207	0,446
FIAT BRAVIA		0,512	0,228	
VW BEETLE	1,350	0,530	0,221	0,563
MB 200 CE	1,406	0,586	0,2	0,48



1.8 pav. Jėgų sistema, veikianti ant lygios plokščios važiuojamosios dalies, stabdant lengvąjį automobilį

Esant momentinei pusiausvyrai apie užpakalinės ašies atramos tašką gaunama lygtis:

$$m \cdot a \cdot h + G \cdot l_h - (G_v + \Delta G) \cdot (l_v + l_h) = 0, \quad (1.11)$$

$$\frac{G \cdot l_h + m \cdot a \cdot h}{l_v + l_h} = G_v + m \cdot a \cdot \chi = G_v + \Delta G. \quad (1.12)$$

T. y. dėl lėtėjimo ar greitėjimo a statinė priekinės ašies apkrova padidėja ar sumažėja:

$$\Delta G = m \cdot a \cdot \chi. \quad (1.13)$$

Pavyzdžiui, BMW 320, kurio masė $m = 1030$ kg (svoris 10 105 N) stabdant, kai $a = 0,8 \cdot 9,81 = 7,85$ m/s², priekinės ašies apkrova palyginti su statine apkrova ($G_v = 5620$ N) padidėja:

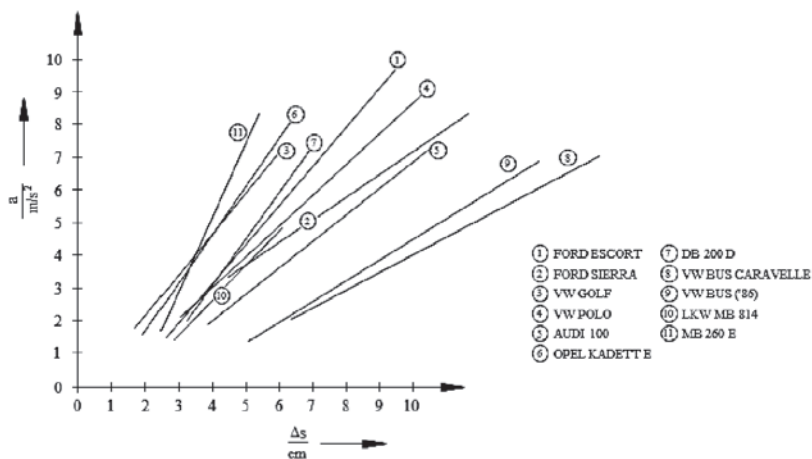
$$m \cdot a \cdot \chi = 1030 \text{ kg} \cdot 7,85 \text{ m/s}^2 \cdot 0,197 = 1593 \text{ N} = 28,4 \%. .$$

Dėl tokio pat didumo (1593 N) sumažėjusios apkrovos užpakalinei ašiai statinė apkrova sumažėja net 35,5 %.

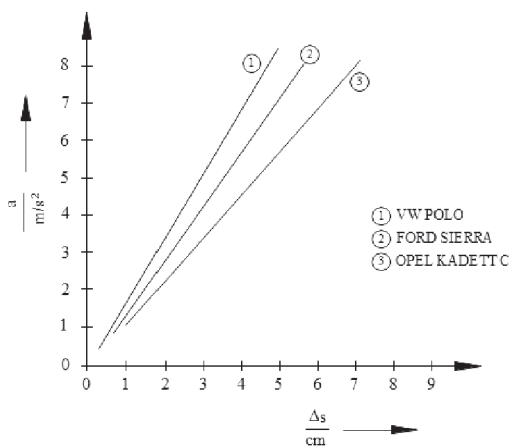
Dėl šių dinaminių apkrovos pakitimų, pvz., lengvajam automobiliui stabdant, jo priekis krypteli žemyn, o galas šokteli aukštyn.

Abiejuose 1.9 ir 1.10 pav. (Li; Wang 2007) diagramose apibendrinti įvairių lengvųjų automobilių tipų matavimų rezultatai esant skirtingam stabdymo stiprumui.

Todėl analizuojant lengvųjų automobilių pažeidimus susidūrimo atveju, prieinama prie išvadų, kad tuomet, kai atsitrenkiantis ar atsitrenkęs lengvasis automobilis visiškai stabdo, jo koresponduojamųjų požymių aukštis palyginti su statine jo padėtimi gali skirtis 20 cm.



1.9 pav., a. Automobilio priekio kryptelėjimo žymyn gylis pagal išilginio judėjimo lėtėjimą



1.10 pav. Automobilio galo šoktelėjimo aukšтын aukštis pagal išilginio judėjimo lėtėjimą

1.2.3. Dėl kelio nuolydžio transporto priemonę veikiančios jėgos

Kai yra važiuojamosios dalies nuolydis, transporto priemonę veikia:

- į nuokalnę nukreipta jėga;
- be to, pasikeičia ašies apkrovos.

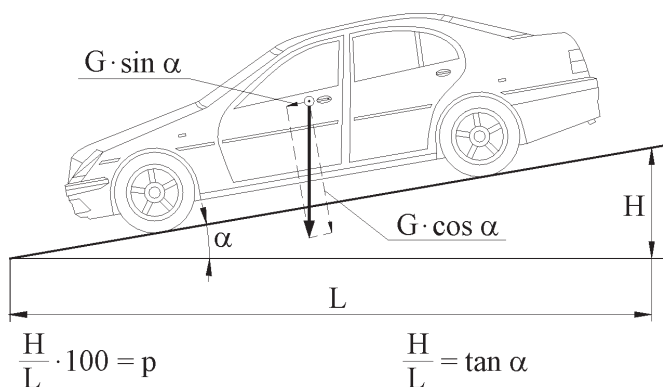
Į nuokalnę nukreipta jėga gaunama išskaidžius svorio centre veikiančio automobilio svorio jėgą į komponentus, veikiančius lygiagrečiai ir statmenai važiuojamosios dalies plokštumai.

Išilginis važiuojamosios dalies nuolydis

Išilginis gatvės pakilimas arba nuolydis išpėjamuosiuose ženkluose žymimas nurodant ne kampą α , bet procentais išreikštą skaičių p . Tarp α ir p yra toks santykis:

$$p = \tan \alpha \cdot 100 \% . \quad (1.14)$$

Formaliai panaudojus anksčiau minėtas vertikaliai ir horizontaliai svorio centre veikiančias jėgas, į nuokalnę nukreiptam automobiliui



1.11 pav. Svorio G išsiskaidymas į komponentus esant išilginiam nuolydžiui

apskaičiuojamos statmenai važiuojamajai daliai veikiančios normalinės jėgos:

$$G_v = G \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_h}{l_v + l_h} + G \cdot \sin \alpha \cdot \chi, \quad (1.15)$$

$$G_h = G \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_v}{l_v + l_h} - G \cdot \sin \alpha \cdot \chi. \quad (1.16)$$

Mūsų keliuose įprastai išilginiai nuolydžiai retai tebūna didesni nei 15 % (atitinka $\alpha = 8,5^\circ$), taigi neatsižvelgiant į daugiausia 2 % paklaidą $\cos \alpha$ gali būti pakeistas 1, o $\sin \alpha$ gali būti pakeistas $\tan \alpha = \frac{p}{100}$. Tuomet:

$$G_v \approx G \cdot \frac{l_h}{l_v + l_h} + \frac{G \cdot p \cdot \chi}{100}, \quad (1.17)$$

$$G_h \approx G \cdot \frac{l_v}{l_v + l_h} - \frac{G \cdot p \cdot \chi}{100}. \quad (1.18)$$

Automobilio svoriui G skaičiuojamas ašies apkrovos pasikeitimas dėl išilginio kelio nuolydžio esant didžiausiems $p = 15$ % dydžiams, kai $\chi = 0,20$:

$$\frac{\Delta G}{G} \cdot 100 \% = \frac{G \cdot p \cdot \chi}{100} \cdot \frac{100}{G} = 15 \% \cdot 0,2 = 3 \%. \quad (1.19)$$

Taigi į šį pasislinkimą verta atsižvelgti tik tuomet, kai reikia skaičiuoti labai tiksliai.

Į nuokalnę traukianti jėga $\sin \alpha \cdot G$ nedideliems α nuolydžiams iki daugiausia 15 % gali būti išreikšta:

$$\sin \alpha \cdot G \approx \tan \alpha \cdot G = \frac{p}{100} \cdot G. \quad (1.20)$$

Šiai jėgai kompensuoti, t. y. siekiant išlaikyti automobilį „ramybės būklės“ arba pastoviam greičiui užtikrinti reikėtų padangų jėgų:

$$f_N \cdot G = \frac{p}{100} \cdot G, \quad (1.21)$$

o nuolydžio koeficientas $f_N = \frac{p}{100}$.

Priešingai vyksta lėtėjimas dėl blokuojančio stabdymo ant asfalto dangos, kuris, pvz., lengviesiems automobiliams gali būti panaudotas kaip $7,5 \text{ m/s}^2$ vidurkis – kai yra nuokalnė, stabdymo lėtėjimo pagreitis sumažėja, o kai yra įkalnė – lėtėjimo pagreitis padidėja:

kai yra 5 % nuokalnė.....apie 7 m/s^2 ;

kai yra 5 % įkalnė.....apie 8 m/s^2 .

Skersinis važiuojamosios dalies nuolydis

Kaip ir esant išilginiam kelio dangos nuolydžiui, dėl skersinio nuolydžio ratų ašies apkrovos pasislenka į nuokalnės pusę, o svorio veikimo komponentas pasislenka nuokalnės kryptimi.

Apkrovų dislokacijos:

$$\Delta G = m \cdot g \cdot \tan \alpha^* \cdot \frac{h}{s},$$

čia α^* – skersinio nuolydžio kampas;

dėl santykio

$\frac{h}{s}$ (h – svorio centro aukštis; s – vėžių plotis), kuris yra maždaug

dvigubai didesnis negu $\chi \left(= \frac{h}{l_v + l_h} \right)$;

($l_v + l_h$ – automobilio bazė).

Kelių tinklo dalyse (į kurias gali patekti bendrojo naudojimo

transporto priemonės) paprastai nebūna didesnių kaip 5–8 laipsnių skersinių nuolydžių, tai į apkrovų dislokacijų pokyčius, atsiradusius dėl kelio skersinio nuolydžio, praktiškai galima neatsižvelgti.

Tačiau į šoninę žemyn veikiančią jėgą, kuri analogiškai kelio išilginiam nuolydžiui yra

$$\sin \alpha^* \cdot G$$

reikėtų atsižvelgti, kai važiuojama lanku.

Važiuojant lanku atsirandančios masės jėgos (išcentrinės jėgos) poveikis sumažėja esant tinkamam skersiniam polinkiui (nuolydžiui į vidinę kreivės pusę), o esant netinkamam skersiniam polinkiui (kuris iš tikrųjų kartais pasitaiko), šis poveikis, suprantama, padidėja.

$$m \cdot a_s = m \cdot \frac{v^2}{R}, \quad (1.22)$$

čia: a_s – šoninis pagreitis; v – automobilio greitis; R – svorio centro trajektorijos spindulys.

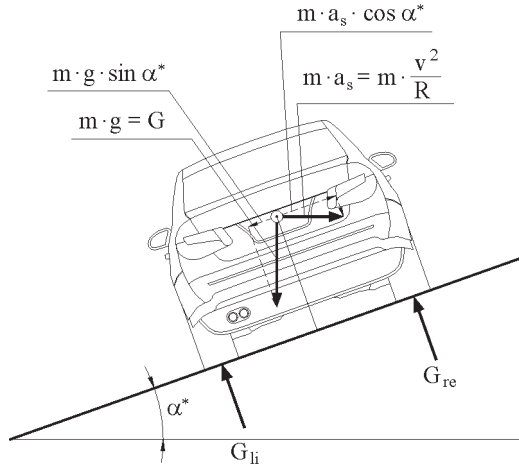
Pavyzdys:

Koks turi būti skersinio polinkio kampas α^* , kad greičiu $v = 30$ m/s važiuojant lanku, kurio $R = 150$ m, išcentrinė jėga būtų lygi į nuokalnę traukiančiai jėgai (t. y. kad padangų neveiktų šoninės jėgos, o vairuotojui nereikėtų sukti vairo padėčiai ištaisyti).

Kelio dangai lygiagretūs svorio $m \cdot g$ ir išcentrinės jėgos $m \cdot v^2/R$ turi vienas kitą kompensuoti:

$$\frac{m \cdot v^2}{R} \cdot \cos \alpha^* - mg \sin \alpha^* = 0, \quad (1.23)$$

$$\frac{30^2}{150} \cdot \cos \alpha^* = 9,81 \sin \alpha^*,$$



1.12 pav. Veikiančios jėgų sistemos važiuojant per didelę kreivę

$$\tan \alpha^* = \frac{900}{150 \cdot 9,81} = 0,612,$$

$$\alpha^* = 31,45^\circ,$$

Kiti šių abiejų svorio centre veikiančių jėgų komponentai

$$(m \cdot g \cdot \cos \alpha + m (v^2/R) \sin \alpha^*) \quad (1.24)$$

esant čia reikalingoms sąlygoms tolygiai pasiskirsto kairės ir dešinės pusės ratams kaip statmenai kelio dangai veikiančios apkrovos.

1.2.4. Kombinuotas sunkio jėgų, išcentrinų jėgų ir stabdymo jėgų poveikis

Pirmajame skyriuje apskaičiuotas ašies apkrovos pokytis stabdant $\Delta G = \pm m \cdot a_L \cdot \chi$ tuo atveju, kai transporto priemonės vidurio linija laikoma jėgų simetrijos ašimi, gali būti jį padalijus pusiau priskirtas atitinkamai kairiajam arba dešiniajam ratui.

Jeigu lengvasis automobilis važiuoja lanku, tuomet analogiškai kaip ir ašies apkrovos dislokacijos atveju dėl išilginę kryptimi (dėl lėtėjimo pagreičio) veikiančios masės jėgos pakinta ir rato šoninė apkrova dėl šonine kryptimi (dėl išcentrinio pagreičio) veikiančios inercijos jėgos poveikio.

Tačiau kadangi skersinė transporto priemonės ašis dėl priekinės ir užpakalinės ašies apkrovos svorio centro statiskai būna išbalansuota retai (o papildomai stabdant disbalanso išvis nebūna), tuomet šis šoninis apkrovos poslinkis gali būti apskaičiuotas atskirai priekinei ir užpakalinei ašiai:

$$\Delta G_{s,v} = \frac{G_v}{g} \cdot a_s \cdot \frac{h}{s}, \quad (1.25)$$

$$\Delta G_{s,h} = \frac{G_h}{g} \cdot a_s \cdot \frac{h}{s}. \quad (1.26)$$

Atliekant stabdymą a_L ir važiuojant lanku, čia a_s , tuomet labai supaprastinant atskirų ratų apkrovos gali būti gautos atliekant ašių ir šoninių apkrovų poslinkių superpoziciją:

$$\Delta G_{v,i} = \frac{1}{2} (G_v + m \cdot a_L \cdot \chi) - \frac{1}{2 \cdot g} \left((G_v + m \cdot a_L \cdot \chi) \cdot a_s \cdot \frac{h}{s} \right), \quad (1.27)$$

$$G_{v,i} = \frac{G_v + m \cdot a \cdot \chi}{2} \cdot \left(1 - \frac{a_s \cdot h}{g \cdot s} \right), \quad (1.28)$$

$$G_{v,a} = \frac{G_v + m \cdot a \cdot \chi}{2} \cdot \left(1 + \frac{a_s \cdot h}{g \cdot s} \right), \quad (1.29)$$

$$G_{h,i} = \frac{G_h - m \cdot a \cdot \chi}{2} \cdot \left(1 - \frac{a_s \cdot h}{g \cdot s} \right), \quad (1.30)$$

$$G_{h,a} = \frac{G_h - m \cdot a \cdot \chi}{2} \cdot \left(1 + \frac{a_s \cdot h}{g \cdot s} \right). \quad (1.31)$$

Supaprastintų šios iš tikrųjų statiškai visiškai neapibrėžtos jėgų sistemos sprendimų skaičiavimams atlikti reikia žinoti ratų vėžių pločius ir charakteristikas bei skersinių ir išilginių judesių momentinių centrų padėtis.

1.2.5. Dėl oro tėkmės veikiančios jėgos

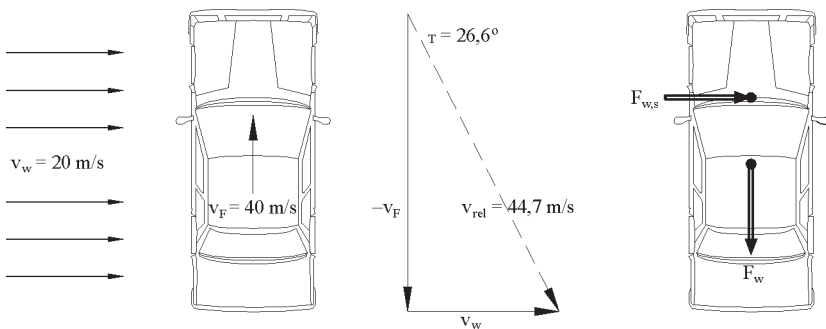
Transporto priemonė juda ramioje (nepučiant vėjui) arba jau savaime judančioje oro masėje. Transporto priemonę veikiant aptekančiam orui, atsiranda jėgos, kurios:

- turi tiesioginės įtakos transporto priemonės judėjimui;
- pastumdamos gali sumažinti ratų apkrovą.

Judėjimui įtakos turinčių jėgų dydžiai

$$F_w = c_w \cdot A \cdot \rho / 2 \cdot v_{rel}^2, \quad (1.32)$$

$$F_{w,s} = c_s \cdot A \cdot \rho / 2 \cdot v_{rel}^2 \quad (1.33)$$



1.13 pav. Vaizdas, kai transporto priemonę veikia šoninio vėjo sukeltos jėgos

priklauso nuo:

- priekinio paviršiaus A , į kurį pučia vėjas;
- aerodinaminio pasipriešinimo koeficiento c_w arba šoninės jėgos koeficiento c_s (abu jie ženklina vėjo tėkmei palankią transporto priemonės formą);
- iš aerodinamikos žinomo dinaminio slėgio $0,5 \cdot \rho \cdot v_{rel}^2$ (ρ – oro tankis).

Kai vėjo kryptis nesutampa su transporto priemonės važiavimo kryptimi, tuomet santykinis greitis v_{rel} su transporto priemonės išilgine ašimi sudaro pritekėjimo kampą τ .

1.2 lentelėje pateiktos kai kurių automobilių aerodinaminio pasipriešinimo koeficientų reikšmės.

1.2 lentelė. Parinktųjų aerodinaminio pasipriešinimo koeficientų lentelė

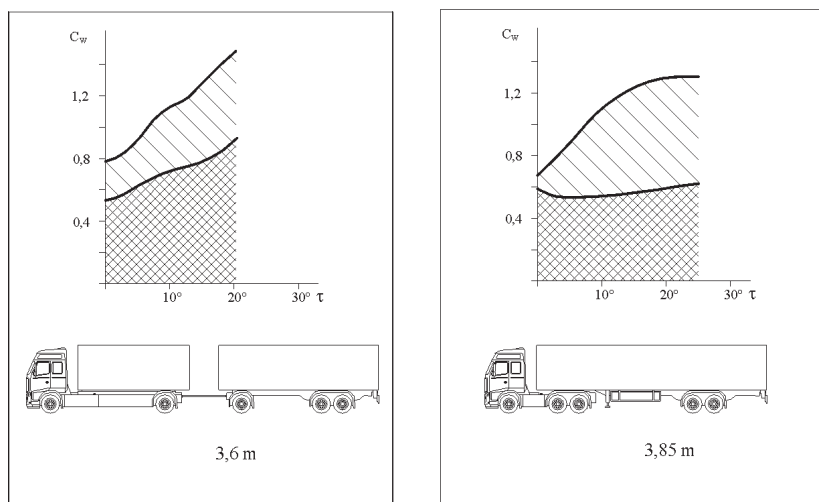
	c_w	$c_w \cdot A$	c_{Ah}
Mažieji automobiliai		0,74–0,86	
Vidutinės klasės automobiliai		0,81–0,91	
Aukštos klasės automobiliai		0,81–0,95	
Sportiniai automobiliai		0,64–0,78	
VW A3	0,34		
„VW Golf“	0,3		$c_{Ah} = 0,07$
„VW Polo“	0,35		
„BMW 650 i“	0,29	0,60	$c_{Av} = c_{Ah} = 0,12$
„Lancia Detra“	0,29		
„Seat Toledo“	0,31– 0,33		
„Opel Corsa“	0,35		
„Opel Astra“ – sedanas	0,32	0,624	
„Opel Astra“ – karavanas	0,33		
MB S klasės, bendras	0,3	0,717	
„VW Caravelle“	0,36	1,09	

Bandymo oro kanale rezultatai rodo, kad naujų transporto priemonių c_w gali siekti ir 0,23. Kad atitektų visus reikalavimus kelyje, ypač jautrumo šoniniam vėjui reikalavimus, šiandien optimaliais praktiniais sprendimais laikomos šiuolaikinės kėbulo formos, kurių c_w yra 0,30–0,35.

Didėjant pritekėjimo kampui, didėja ir c_w reikšmės. Ši priklausomybė, kaip pavyzdžiai autotraukiniui ir balniam autotraukiniui, pateikta 1.14 pav.

Lengvojo automobilio aerodinaminio pasipriešinimo pavyzdys

Nepučiant vėjui, kai oro srautas į priekinį stiklą tiesiai iš priekio $\tau = 0^\circ$ ir $v_{rel} =$ automobilio greitis v , oro pasipriešinimas lengvajam automobiliui, kai $c_w = 0,35$ ir $A = 2 \text{ m}^2$, o greitis = 100 km/h ($v = 28 \text{ m/s}$), yra tokia pasipriešinimo jėga:



1.14 pav. Oro pasipriešinimo koeficiento c_w priklausomybė nuo oro pritekėjimo kampo τ

$$F_w = 0,35 \cdot 2 \text{ m}^2 \cdot \frac{1,251 \text{ N s}^2}{2 \text{ m}^4} \cdot 28^2 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2,$$

$$F_w = 343,3 \text{ N}.$$

Nors aerodinaminis pasipriešinimas nėra proporcingas transporto priemonės svoriui, tačiau reikėtų apibrėžti tariamą apskaičiuotojo pavyzdžio koeficientą, kad būtų galima palyginti su anksčiau aptartomis jėgomis.

Kai lengvojo automobilio svoris yra 11 770 N, apskaičiuotasis 343,3 N aerodinaminis pasipriešinimas atitiktų koeficientą (= proporcingumo transporto priemonės svoriui daugiklį):

$$f_w = \frac{343,3 \text{ N}}{11\,770 \text{ N}} = 0,029.$$

Taigi jis atitinka maždaug 3 % pakilimą arba pasipriešinimą riedėjimui kietame gruntiniame kelyje.

1.13 pav. parodytą transporto priemonės apkrovą dėl šoninio vėjo poveikio sukelia ne tik šoninė jėga $F_{w,s}$, (kurią galima apskaičiuoti naudojant jau minėtą šoninės jėgos koeficientą c_s), bet ir kampinio nuokrypio momentas (momentas apie lengvojo automobilio vertikaliąją ašį pro svorio centrą), nes šoninių oro jėgų atstojamoji veikia ne svorio centre, bet jėgos veikimo taške, kuris, atsižvelgiant į transporto priemonės formos dizainą, būna daugiau ar mažiau nutolęs nuo jos svorio centro.

Transporto priemonių, kurių svorio centras yra viduryje ar užpakalinėje dalyje, spaudimo vidurio taškas gali būti patrauktas atgal modeliuojant atitinkamos formos kėbulą (naudojant užpakalinį spoilerį (liet. *aptaką*) arba aukštai esančią užpakalinę automobilio briauną).

Transporto priemonės savybės pučiant šoniniam vėjui automobilių pramonėje testuojamos bandymų trasoje, į kurią į važiuojantį automobilį iš šono pučiama žinomo greičio oro srovė ir vairuotojas laiko užfiksavęs vairą (vienoje padėtyje) (angl. *fixed control*). Transporto priemonės nuokrypis į šoną pervažiuojant bandymų trasą – tai jos jautrumo šoniniam vėjui rodiklis (1.15 pav.).

Maždaug iki 0,8 s nuo šoninio vėjo poveikio pradžios įvairūs vairuotojo veiksmai (išskyrus papildomą stabdymą) beveik neturi įtakos automobilio elgsenai, mat kaip tik šis laiko tarpas vairuotojui reikalingas sureaguoti, pasukti vairą ir šoninėms jėgoms vairuojamiesiems ratams perduoti (taigi viskas analogiškai kaip ir esant fiksuotos kontrolės stadijai) ir tik paskui vairuotojo veiksmas perduodamas lengvajam automobiliui.

Iki momento, kai nuokrypio tendencija jau būna kompensuota ir automobilis, pasuktas į šoną, vėl pradeda važiuoti tiesiai, apytikriai padvigubėja nuokrypio rodiklis γ_G , kuris jau buvo nustatytas per pirmąsias 0,8 s esant tariamoms fiksuotos kontrolės sąlygoms.

Pagal santykį

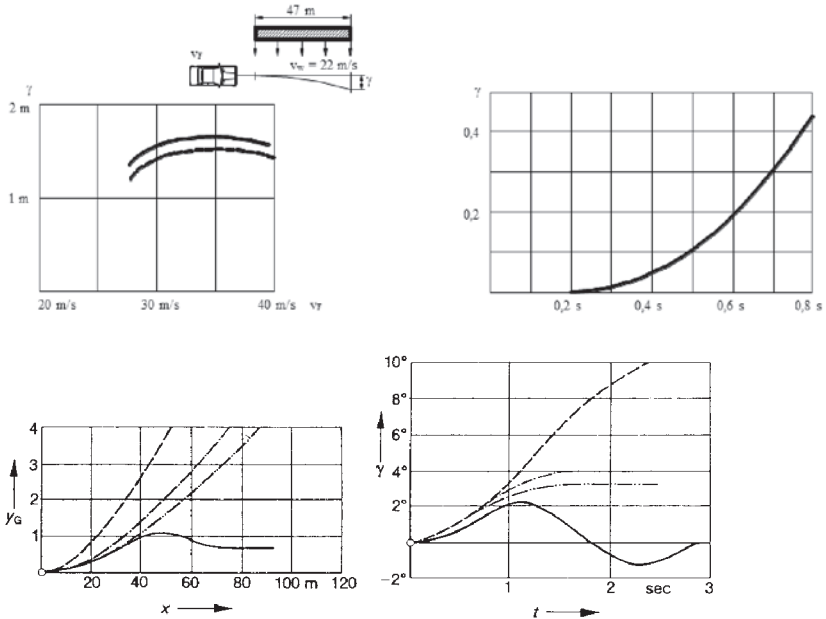
$$Y = \frac{2 \cdot \gamma_G}{\gamma_{a \max}} \quad (1.34)$$

apibrėžiamas pavojingumo laipsnis

$$f_G = \sqrt{\frac{1}{1-Y}} - 1. \quad (1.35)$$

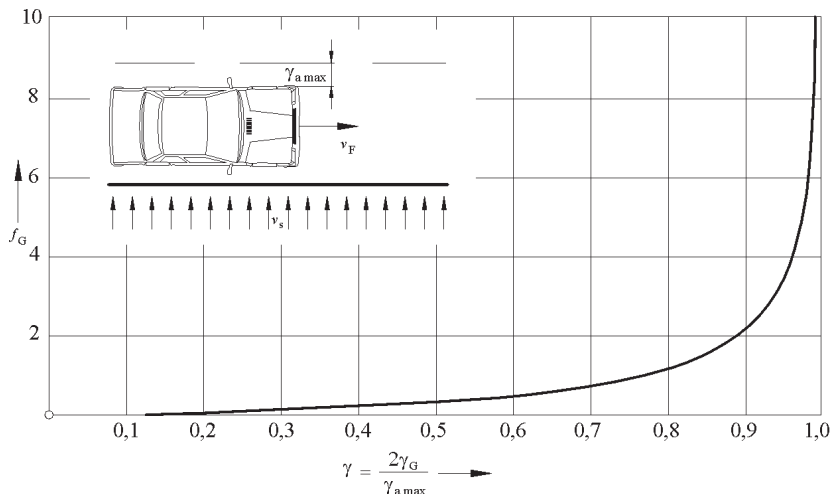
Šis pavojingumo laipsnis (1.16 pav.) parodo, kad, skaičiuojant pagal pirminį važiavimo kursą važiavimo juostos viduryje, prie važiavimo juostos ribos iš pradžių artėjama nedaug, tačiau netoli važiavimo juostos ribos šis priartėjimas tampa labai pavojingas ir ypač pradedant nuo reikšmės $Y = 0,9$.

PORSCHÉ CARRERA



- 1.15 pav.** Šoninis kurso (trajektorijos) nuokrypis pučiant šoniniam vėjui:
 kairėje viršuje – atsižvelgiant į važiavimo greitį (pagal ATZ 77/4);
 dešinėje viršuje – atsižvelgiant į vėjo pūtimo trukmę
 (pagal ATZ 79/2 ($v_F = 28$ m/s; $v_w = 20$ m/s));
 dešinėje apačioje: (kampinio) nuokrypio kampas ir nuokrypis
 į šoną įvairių vairuotojo reakcijų atveju:
 vairuotojas suka vairą į tą pusę, iš kurios pučia vėjas;
 vairuotojas tvirtai laiko vairą (*fixed control*);
 vairuotojas paleidžia vairą (*free control*);
 vairuotojas suka vairą į tą pusę, iš kurios pučia vėjas, ir stabdo

Taigi jeigu ši reikšmė apibrėžiama kaip pažeidimo riba, tuomet važiuojant automagistralės juosta, kurios didžiausias atstumas iki juostos ribos yra 1 m ir didžiausias leidžiamasis nuokrypis $y_G = 0,45$ m, iki mažiausio saugaus atstumo po vairuotojo reakcijos pasukant vairą į 0,1 m šoninį vėją pasiektą apibrėžtą pažeidimo ribą.



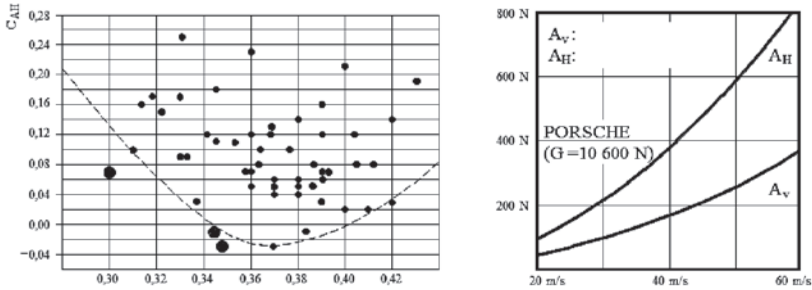
1.16 pav. Pavojingumo laipsnis vis labiau artėjant prie važiavimo juostos ribos

Lengvųjų automobilių kėlimo jėgos mažina statines priekinės ir užpakalinės ašies ratų apkrovas, ir kadangi jų didėjimo greičio atžvilgiu priklausomybė yra kvadratinė, esant dideliems greičiams, tai dėl jų gali pablogėti automobilio važiavimo savybės.

Juos lemiančius kėlimo koeficientus c_A kuriant aerodinamines kėbulu savybes reikia kompensuoti atsižvelgiant į aerodinaminį oro koeficientą c_w ; 1.17 pav. kairėje gaunamas c_w ir c_A derinys konkrečiai dviem VW modeliams, o papildomai ir neįvardytiems jų konkurentams.

Gaminant lenktyninius automobilius naudojami spoileriai ir sparnų elementai sustiprina užpakalinės ašies nuleidimo žemyn jėgas, t. y. suteikiama pageidaujama papildoma apkrova.

10 600 N svorio „Porsche 924“, jam važiuojant 150 km/h greičiu, priekinės ašies apkrova sumažėja 180 N, o užpakalinės ašies – 410 N (1.17 pav.). Palyginti su statikos būkle, priekinės ašies apkrova sumažėja 3,4 %, užpakalinės ašies – 7,7 %, o skaičiuojant visam automobiliui – 5,57 %.



1.17 pav. Įvairių lengvųjų automobilių kėlimo jėgos priklausomybė nuo važiavimo greičio (Danner; Halm 1994)

Iki šiol aptartosios dėl važiuojamosios dalies polinkio ar vėjo atsirandančios išorinės jėgos izoliuotai kaip tiriamieji objektai pasitaiko tik ypatingais atvejais, pvz., sprendžiant tokius klausimus:

- kiek įtakos lengvojo automobilio išvažiavimui iš jo važiavimo juostos turėjo staigūs šoninio vėjo gūšiai;
- ar lengvasis automobilis galėjo pradėti slysti ant apledėjusios įvažiavimo į garažą rampos, nors ir buvo užtrauktas rankinis stabdys.

1.2.6. Kiti pasipriešinimo vairavimui veiksniai

Pasipriešinimas riedėjimui

Atliekant įprastinius transporto priemonės pasipriešinimo jėgų matavimus, ratams riedant atsižvelgiama į bendrąją lėtinantį jų poveikį dėl guolių trinties, pasipriešinimo riedėjimui, priekinių ratų suvedimo ir (kai šlapia) dėl vandens pasipriešinimo. Tačiau praktikoje pakanka nustatyti pasipriešinimą riedėjimui, nes jis šiaip ar taip sudaro didesnę ratų pasipriešinimo dalį.

Ratų pasipriešinimas skaičiuojamas proporcingai statmenai rato apkrovai G :

$$F_R = f_R \cdot G, \quad (1.36)$$

čia f_R – riedėjimo varžos koeficientas.

Šis koeficientas f_R labai priklauso nuo kelio dangos (1.3 lentelė).

1.3 lentelė. Pasipriešinimo riedėjimui koeficientai

Kelio danga	Riedėjimo varžos koeficientas
Betonas, asfaltas, akmenų grindinys, žvyras (danga praktiškai kieta)	0,010–0,020
Žvyrkelis	0,040–0,080
Ariama žemė	apie 0,1
Birus smėlis	0,15–0,30
(kelias, kuriuo važiuojama, deformuojasi, be to, šoniniuose paviršiuose vyksta trintis)	
Palyginimui:	
Geležinkelio vagono ratas ant bėgio	0,001–0,002

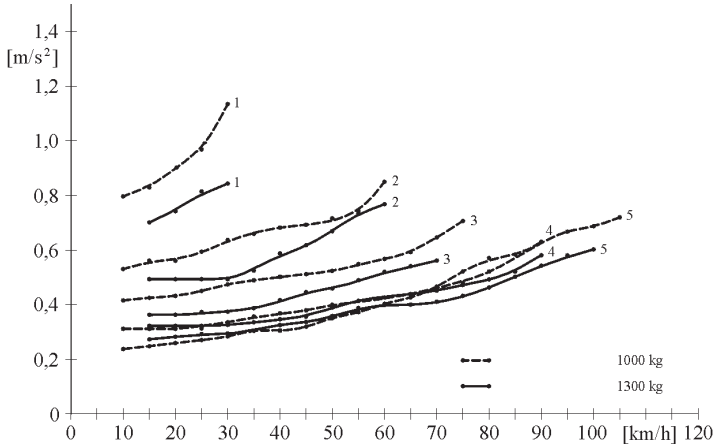
f_R priklauso ne tik nuo kelio dangos, bet ir nuo važiavimo greičio, padangų sandaros, slėgio padangose, padangų skersmens; tačiau jų įtaka nėra tokia didelė, todėl praktikoje esant 100–120 km/h greičiui įprastiniuose keliuose f_R gali būti nustatytas 0,015, tačiau atsparumas riedėjimui palyginti su kitais veiksniais vėl yra mažiausiai svarbus. Pvz.:

- $f_{St} = 0,15\dots$ esant 15 % kilimui;
- $f_w = 0,033\dots$ kai lengvasis automobilis važiuoja 100 km/h greičiu be priešinio vėjo ir t. t.

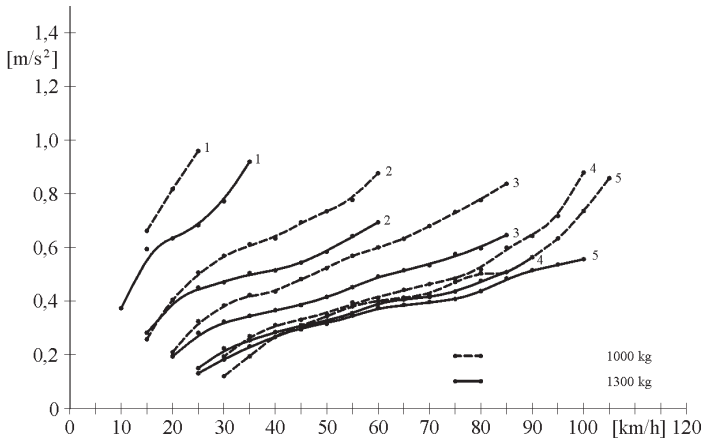
Pavaros mechanizmo pasipriešinimas

Neretai tyrinėjant eismo įvykį tenka skaičiuoti pasipriešinimą, kuris susidaro, kai automobilis nurieda esant įjungtam ar išjungtam

varikliui ir įjungta bet kuri pavarą. Abi 1.18 ir 1.19 pav. diagramos parodo lengvojo automobilio „VW Golf CL“ nuriedėjimo bandymus (su kroviniu, tuščio, įjungus visas penkias pavaras, su įjungtu ir išjungtu varikliu) kaip pavyzdį iš atliktos didelės bandymų serijos (Millken, W. F.; Millken, D. L. 1995).



1.18 pav., a. Pakrauto ir nepakrauto automobilio „VW Golf“ lėtėjimo grafikai (variklis išjungtas, visos pavaros)



1.19 pav., b. Pakrauto ir nepakrauto automobilio „VW Golf“ lėtėjimo grafikai (variklis įjungtas, visos pavaros)

Kai automobilis pakrautas iki leidžiamojo bendrojo svorio, pasipriešinimas būna mažesnis negu tuomet, kai jis tuščias, mat jis siejamas su didesniu netiesiogiai proporcingai didėjančiu pasipriešinimą užtikrinančių dalių svoriu.

$$a(v) = \frac{(0,14 + 0,1 \cdot St \%) \cdot m_F + \frac{62,8 \cdot i_g \cdot V_H}{U_R} + \frac{V_H^2 \cdot i_g^2 \cdot v}{0,11 \cdot P_e \cdot U_R^2} + 0,037 \cdot v^2}{m_F \cdot (1 + e)}, \quad (1.37)$$

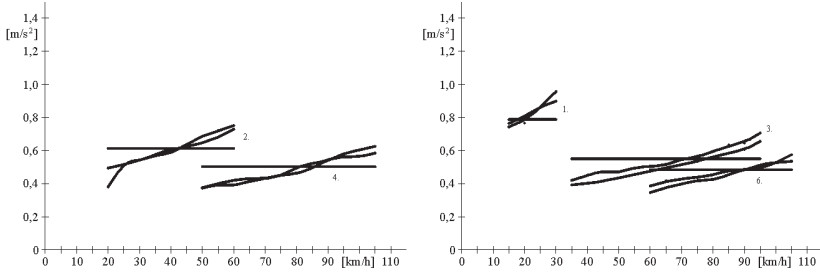
čia: a – transporto priemonės lėtėjimas, m/s^2 ; v – transporto priemonės greitis, km/h ; i_g – bendras pavaros transformavimo koeficientas; e – masės daugiklis transformavus pavarą; V_H – darbinis variklio tūris, l ; P_e – efektyvi variklio galia, kW ; U_R – varančiųjų ratų nuriedėtas kelias, jiems padarius vieną apsisukimą, m ; m_F – transporto priemonės masė su krovinium, kg ; $St \%$ – gatvės polinkio kampas (nuokalnė – $\%$ / įkalnė + $\%$).

Toliau pateiktame skaičiavimo pavyzdyje reikia rasti jėgų sukibi- mo koeficientą, skaičiuojamą pagal lengvojo automobilio MB 230 E varančiuosius (užpakalinius) ratus esant įjungtai antrajai pavarai ant lygaus kelio (neatsižvelgiant į oro pasipriešinimą ir priekinės ašies pasipriešinimą riedėjimui).

Turint omenyje gautąjį trinties koeficientą $\mu_h = 0,136$, ant lygios kaip ledas kelio dangos užsiblokavus užpakaliniams ratams riedėjimas gali virsti nestabiliu nubloškimo į šoną procesu.

$$a = \frac{0,14 \cdot 1530 + \frac{62,8 \cdot 7,09 \cdot 2,3}{2} + \frac{2,3^2 \cdot 7,09^2 \cdot 45}{0,11 \cdot 100 \cdot 2^2} + 0,037 \cdot 45^2}{1530 \cdot (1 + 0,13)} = 0,621 m/s^2 .$$

(Taip pat žr. 1.20 pav.).



1.20 pav. Apskaičiuotųjų vidurkių palyginimas su matavimų rezultatais (MB 230 E, variklis įjungtas / išjungtas)

Jeigu šis sulėtėjimas atsiranda dėl užpakalinių ratų, tuomet galioja:

$$m \cdot a = \mu_h \cdot G_h = \mu_h \cdot (G \cdot \psi - m \cdot a \cdot \chi),$$

$$1530 \cdot 0,621 = \mu_h \cdot (1530 \cdot 9,81 \cdot 0,48 - 1530 \cdot 0,621 \cdot 0,21),$$

$$\mu_h = 0,136.$$

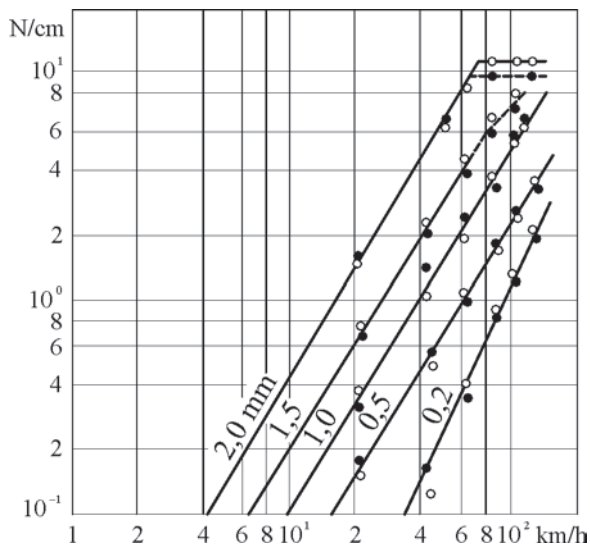
Vandens pasipriešinimas

Važiuojant šlapiu keliu ratai papildomai dar turi įveikti vandens pasipriešinimą, priklausantį nuo važiavimo greičio v , padangų pločio b ir vandens aukščio h gauto paviršiaus.

Pavyzdžio apskaičiavimas pagal diagramą (1.21 pav.).

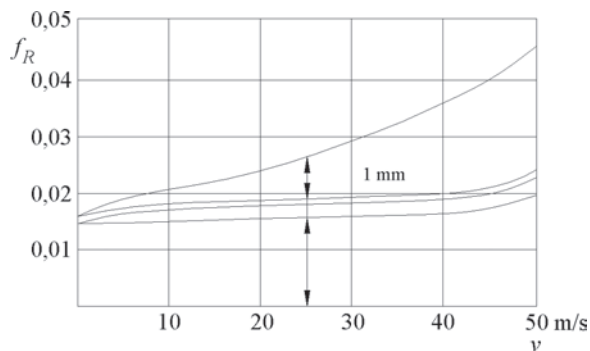
Kai 90 km/h greičiu važiuojama kelio danga, kurios vandens aukštis 1,0 mm, tuomet kiekviena padanga (padangos plotis apie 15 cm) turi įveikti vandens pasipriešinimą, sudarantį apie $0,35 \cdot \text{dN/cm} \cdot 15 \text{ cm} = 5,25 \cdot \text{dN}$, taigi visi keturi ratai iš viso turi įveikti $4 \cdot 5,25 \cdot \text{dN} = 210 \text{ N}$; taigi skaičiuojant esant tam tikram lengvojo automobilio svoriui (pvz., 7850 N) šiomis sąlygomis gaunamas toks vandens pasipriešinimo koeficientas:

$$f_{Schw} = \frac{210}{7850} = 0,026.$$

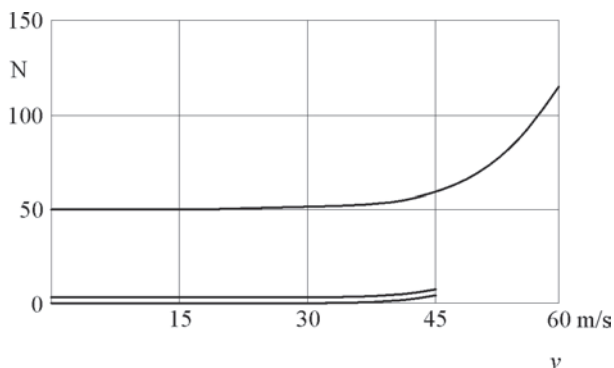


1.21 pav. Su padangos pločiu b susieto vandens pasipriešinimo W_{Sch} priklausomybė nuo važiavimo greičio v esant įvairiems vandens aukščiams

1.22 pav. pirmiausia pavaizduotas nuo vandens pasipriešinimo ir greičio priklausantis tiesiai šlapia kelio danga riedančio rato pasipriešinimas, o 1.23 pav. dar kartą diferencijuotai parodyta, iš kokių įvairių veiksnių yra sudarytas riedėjimo pasipriešinimas.



1.22 pav. Ratų pasipriešinimo koeficientą sudarančios dalys pagal važiavimo greitį



1.23 pav. Rato pasipriešinimo riedėjimo dalis pagal važiavimo greitį

1.2.7. Padangų jėgos

Svarbiausios ir dažniausios atsirandančios jėgos, transporto priemonėms judant, veikia tarp padangų ir kelio dangos.

Jas gali tiesiogiai sukelti vairuotojas (stabdydamas, pagreitinėdamas ar vairuodamas) arba jos gali atsirasti ir be vairuotojo poveikio dėl išorinių (riedėjimo pasipriešinimo, vandens pasipriešinimo) ir vidinių (pavaros mechanizmo pasipriešinimo) poveikių.

1.2.7.1. Sukibimo koeficientas

Padangos ir kelio dangos kontakto paviršiuje ratą veikianti jėga, išreikšta formule, yra:

koeficiento \times nominaliosios rato apkrovos sandauga = tarp kelio dangos ir padangos veikianti jėga.

Nominalioji rato apkrova – tai ankstesniuose poskyriuose aptarta, statmenai kelio dangos plokštumai veikianti jėga.

Koeficientas žymimas simboliu μ , kai yra vieno atskiro rato šoninis ar perimetrinis praslydimas. Praslydimo koeficientas gali būti vadinamas ir jėgų sukibimo koeficientu, apkrova.

Kartais šiam tikslui naudojamas ir simbolis f (pvz., stabdymo jėgų pasiskirstymo diagramoje: f_{HA} ir f_{VA}).

Tačiau apskritai simbolis f naudojamas ne kaip „kokybinė“ padangos ir kelio dangos trinties išraiška, bet kaip pasipriešinimų poveikio visam automobiliui koeficientas:

koeficientas \times automobilio masė = automobilių dažniausiai lėtinanti pasipriešinimo jėga; be to, koeficientas f nesuteikia tiesioginės informacijos apie tai, kokiam kurios padangos jėgų sukibimo koeficientui esant gaunama tokia pasipriešinimo jėga.

1.2.7.2. Dėl išilginio ar perimetrinio arba šoninio praslydimo atsirandančios padangų jėgos

Oro pripildytos guminės automobilio padangos (jeigu jos jau yra priverčiamos praslysti) lemia tarp padangų ir kelio dangos veikiančių jėgų atsiradimą; šių jėgų kryptis ir skaitinė reikšmė pirmiausia priklauso nuo praslydimo pobūdžio ir dydžio; jėgų poveikis susidaro maždaug delno dydžio atsirėmimo plote – ten, kur padanga remiasi į kelio dangą.

Praslydimo jokia būdu nereikėtų painioti su iš trinties žinomu slydimo fenomenu (pastarasis pasireiškia tik tuomet, kai ratas užblokuotas).

Priešingai nei paprastų įprastinių fizikinių trinties procesų atveju, kuriems būdingos tik „sukibimo“ ar „slydimo“ būsenos, oro pripildytos guminės padangos fizikoje greta palyginti konstantiškos užsiblokavimo būsenos egzistuoja ir kintama jėgų sukibimo koeficiento priklausomybė praslydimo diapazone (stabdant arba greitėjant) – nuo visiško riedėjimo iki užsiblokavimo.

Padangos praslydimo variantai gali pasireikšti po vieną ar keli iš karto. Tai:

- **išilginis praslydimas (stabdymas ar greitėjimas)** pasireiškia, jeigu padanga verčiama riedėti lėčiau ar greičiau nei greičiu, atitinkančiu automobilio greitį;

- **šoninis praslydimas** – kai padanga būna priversta judėti įstrižu kampu rato plokštumai.

Skirtingos praslydimo rūšys skiriasi ir sukiamų padangų jėgų krypčių požiūriu (1.24 pav.).

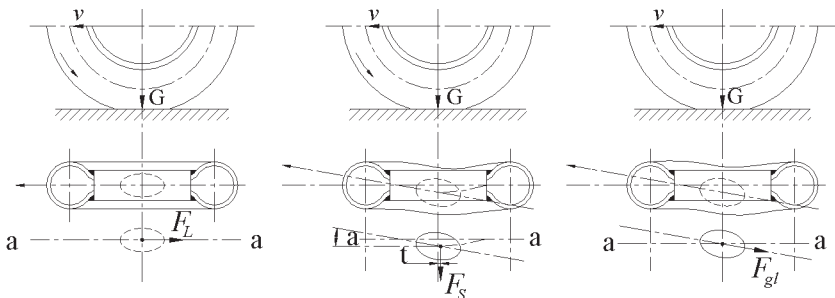
Stabdymo ar greitėjimo praslydimas kontaktinėje zonoje sukelia perimetrines jėgas, veikiančias priešingai besisukančio rato perimetrui (1.24 pav. kairėje), o šoninis praslydimas sukelia šonines jėgas, nukreiptas statmenai rato plokštumai (1.24 pav. viduryje).

Jeigu užsiblokuoja vienas ratas – o kraštutiniu atveju jis pradeda buksuoti 100 % – tuomet sukelta padangų jėga veikia tiesiogiai priešingai momentinei padangos judėjimo krypčiai (1.24 pav. dešinėje).

Paveiksluose be kitų faktorių įvesti proporcingumo faktoriai, būtent:

- išilginės arba tangentinės jėgos koeficientas (stabdymo):

$$\mu_L = \frac{F_L}{G}, \quad (1.38 a)$$



1.24 pav. Tarp padangų ir kelio dangos veikiančios jėgos:
 kairėje – kai yra išilginis praslydimas $\sigma < 100\%$ (dalinis stabdymas);
 viduryje – kai yra šoninis praslydimas ir išilginio judėjimo kampas
 (sukant vairą / slenkant su nubloškimu);
 dešinėje – kai yra išilginis praslydimas $\sigma = 100\%$ (blokavimo būklė)

– šoninės jėgos koeficientas:

$$\mu_s = \frac{F_s}{G}, \quad (1.38 \text{ b})$$

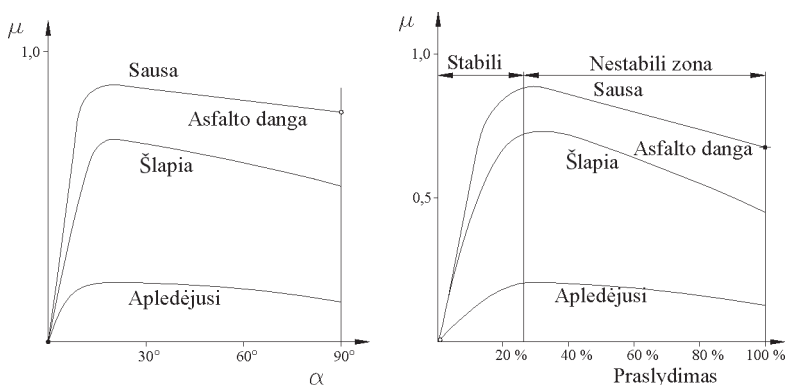
– slydimo trinties koeficientas:

$$\mu_{gl} = \frac{F_{gl}}{G}. \quad (1.38 \text{ c})$$

Tai pirmiausia buksavimo σ arba nuokrypio į šoną kampo α funkcijos.

Pagrindinės eigos charakteristikos matyti 1.25 pav., kur kaip parametras jau įtraukta ir kelio dangos būklė / struktūra.

Tangentinės jėgos koeficientų priklausomybė nuo buksavimo yra gana panaši į šoninių jėgų koeficientų priklausomybę nuo ratų skersričių; didėjant buksavimui arba ratų nuokrypiui į šoną jie iš pradžių labai staigiai didėja ir pasiekia maksimumą esant 15–25 % buksavimui ir 10° arba 15° įstrižam kampui ir tuomet vėl šiek tiek sumažėja iki reikšmės, tangentinės jėgos koeficiento (buksavimo kreivėje), pagal apibrėžimą



1.25 pav. Esminė išilginių ir šoninių jėgų koeficientų priklausomybė nuo buksavimo ir rato nuokrypio į šoną kampo

sutampančio su slydimo rodikliu, ir šoninių jėgų koeficiento (ratų pasisukimo į šoną kampo kreivėje jis yra daugmaž lygus šiam slydimo trinties koeficientui).

Išilginės jėgos koeficiento (buksavimo kreivėje) iki pat maksimumo yra stabili zona, t. y. bet kurią buksavimo reikšmę iki tangentinės jėgos koeficiento maksimumo galima išlaikyti nuolat ir ilgai.

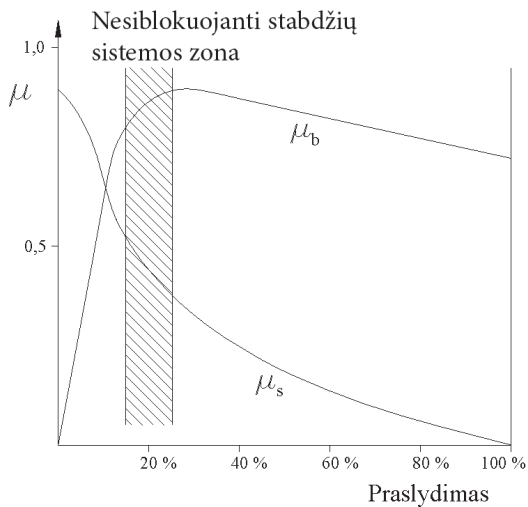
Viršijus maksimumą, pasiekama nestabili zona, t. y. ratas neužsilaikytų ties kuria nors buksavimo reikšme šiame diapazone, bet prastų iki 100 % ir tik jam užsiblokavus reikšmės vėl taptų stabilios.

Konkretūs šoninės jėgos koeficiento (nuokrypio į šoną kampų kreivių matavimo rezultatai) dažniausiai nutrūksta dar toli iki $\alpha = 90^\circ$, nes padangų pramonėje naudojant įprastas mašinas praktiškai neįmanoma išmatuoti šoninių jėgų, veikiančių esant didesniai kaip 25–30° nuokrypio į šoną kampui ir tai įmanoma atlikti tik tikrinant papildomus matavimus skirtus brangių ir sudėtingų bandymams pritaikytų transporto priemonių ratus.

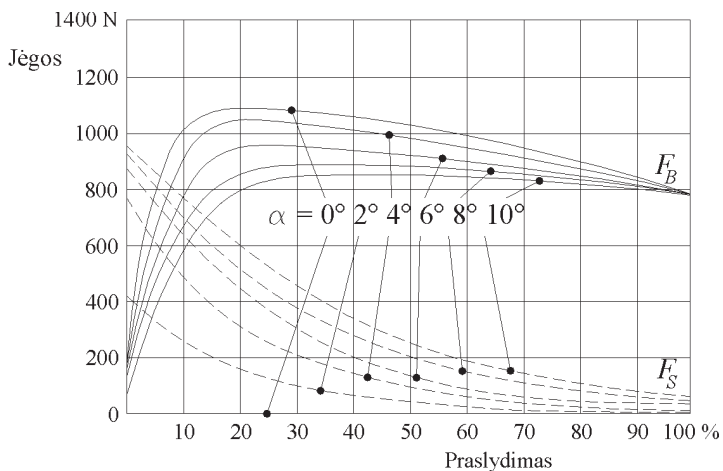
1.26 ir 1.27 pav. rodikliai parodyti kombinuotai ir matyti, kokie šoniniai jėgų koeficientai dar yra galimi, jeigu dėl tam tikro (stabdyimo) buksavimo rodiklio jau visiškai išnaudojamos padangų tangentinės jėgos.

Štrichuotoje 1.26 pav. zonoje schemiškai parodytas intervalas, kuriame veikia ratams užsiblokuoti neleidžianti stabdyimo sistema visiškai stabdant; nors ir išnaudojus kiek įmanoma tangentinės jėgos koeficientus dar yra pakankamai dideli šoninių jėgų koeficientai, taigi galima absoliučiai išvengti pavojingų nestabilių būklių (kurių ypač gali atsirasti šoninei jėgai neveikiant užpakalinių ratų).

Buksavimą ir ratų pasisukimą į šono kampą bei jų intensyvumą pirmiausia sukelia vairuotojas įjungdamas stabdžių sistemą, reguliuodamas apkrovą ir vairuodamas. Tačiau jeigu stabdant išeinama už stabilaus diapazono ribų arba jeigu lanku važiuojantį automobilį nubloškia į šalį, tuomet vairuotojas jau nebetontroliuoja šių dydžių.



1.26 pav. Galimas šoninės jėgos koeficiento išsekimas μ_s esant tuo pat metu reikiamam stabdymo jėgos koeficientui μ_b



1.27 pav. Šoninės jėgos tempimo charakteristikos priklausomybė nuo buksavimo stabdant σ , esant 1000 N apkrovai ir 2,2 bar padangos slėgiui

Kokio didumo buvo tiriamojo judėjimo ratų stabdymo (varymo) buksavimas kiekvieną judėjimo akimirką, galima apskaičiuoti tik naudojant bandomąsias mašinas ir sudėtingus matavimo prietaisus.

Pagal buksavimo apibrėžimą:

$$\sigma = \frac{v - \omega \cdot r}{v} \cdot 100 \% . \quad (1.39)$$

Praktiškai tyrinėjant eismo įvykius ši problema supaprastėja, kai ratai neatidėliotinai ar spontaniškai stabdant per kelias dešimtąsias sekundės dalis pereina per stabilią zoną ir tuomet užsiblokuoja ir tai, kad jie buvo užsiblokavę, galima identifikuoti pagal padangų žymes.

Be to, tik pasitelkus labai sudėtingus posūkių ir važiavimo lanku matavimo įrenginius pavyktų nustatyti, koks buvo atskirų ratų posūkio kampas tiriamojo judesio metu jiems dar nepatekus į nubloškimo zoną.

Tačiau praktiškai (kadangi būna svarbiausia išanalizuoti, kiek buvo nublokštas automobilis) pagal žymes pavyksta pakankamai gerai apriboti esamus ratų posūkio kampus.

Toliau bus nuodugniai išnagrinėta, koku laiku ir koku intensyvumu prie padangų iš tikrųjų suveikia vairuotojo nulemti stabdymo, pagreitėjimo ir vairavimo procesai; tačiau būtina nurodyti, kad didžiausios galimų pagreitėjimo, stabdymo ar šoninių jėgų reikšmės pirmiausia priklauso ne nuo transporto priemonės agregatų galios, bet nuo didžiausios galimos konkrečios padangos standžios kinematinės jungties su konkrečia kelio danga esant visoms jos konstrukcinėms ir klimato sąlygų nulemtoms savybėms.

1.2.7.3. Nuo parametrų priklausomi išilginių, šoninių ir slydimų jėgų kitimai

Skirtumui įtakos turi ne tik didžiausias jėgos buksavimas, bet ir tai, kad einamoji tangentiųjų jėgų priklausomybė kinta pagal stabdymo ir

greitėjimo, buksavimo arba šoninių jėgų poveikį, be to, įtakos turi ratų pasisukimo į šoną kampas ir automobilio būklės, padangų ir kelio dangos parametrai:

Eksploatavimo sąlygos:

- greitis;
- ratų apkrova;
- oro slėgis padangose.

Konstruktinės padangų savybės:

- matmenys (plotis, ratlankio skersmuo, aukščio ir pločio santykis);
- karkaso konstrukcija (radialinės ar diagonalinės padangos, sluoksnių skaičius, sluoksnio kampas, audinio medžiaga);
- važiavimo paviršius (profilio piešinys, profilio gylis, gumos mišinys).

Kelio dangos savybės:

- danga (tekstūra, medžiaga);
- būklė (sausas, drėgnas, šlapia, apsnigta, apledėjusi).

Kai kurių iš šių rodiklių po avarijos išvis nebūna įmanoma nustatyti iš esamų dokumentų; tačiau šis trūkumas nėra labai negatyvus, nes padangų jėgų priklausomybė nuo daugumos čia išvardytų parametrų palyginti su pagrindiniais veiksniais taip nedaug svyruoja, kad ją reikia tirti tik gaminant padangas ir ratų pakabas arba atliekant sudėtingus mokslinius transporto priemonių judėjimo tyrimus.

Tačiau yra ir pagrindinių lemiančių veiksnių, į kuriuos būtina atsižvelgti visada. Tai būtų:

- kelio danga (svarbu diferencijuoti, ar tai betonas, asfaltas, akmenų grindinys, žvyras ir pan.);
- kelio dangos būklė (sausas, drėgnas, šlapia, apsnigta, apledėjusi ir t. t.);
- kiti pageidaujami rodikliai dar suteikia žinių apie:
 - padangų slėgį (tačiau ne $\pm 0,1$ baro, bet daugiausia $\pm 0,5$ barų tikslumu);

- ar automobilio padangos radialinės, ar diagonalinės;
- padangų protektoriaus gylį (svarbu tik tuomet, kai važiuojamoji danga šlapia).

Šios pagrindinės priklausomybės tuomet leidžia pakankamai įvertinti svarbiausias automobilio naudojimo savybes:

- jo elgseną važiuojant: važiavimo tiesia linija ir kreive stabilumą bei vairavimo tikslumą pagal šoninės jėgos kitimus atsižvelgiant į ratų pasisukimo kampą;
- važiavimo saugumą: jėgų sujungimą esant įvairioms kelio sąlygoms, taigi ir padangų akvaplanavimą, jų tinkamumą važiuoti žiemą, pasipriešinimą protektoriaus atsisluoksniavimui, nukritimui nuo ratlankio kraštutinėmis sąlygomis.

Toliau pateiktose išilginių ir šoninių jėgų priklausomybės nuo buksavimo arba nuo ratų posūkio kampo diagramose esant įvairiausiems rodikliams arba tiesiogiai nurodyta konkreti jėga, arba nurodytas su rato apkrova susietas sukibimo koeficientas μ .

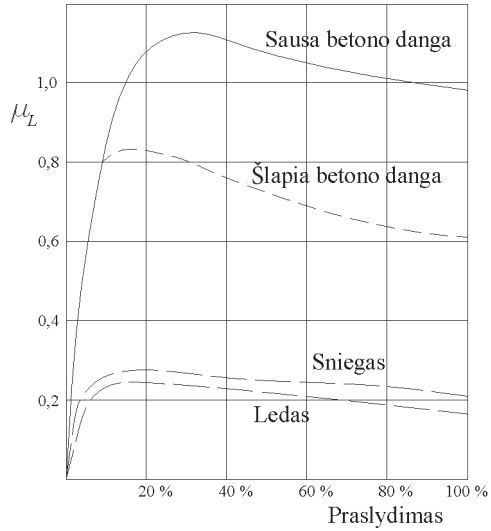
1.28–1.39 pav. nurodyti tokie išilginės (stabdymo) jėgos (buksavimo kreivėse) parametrai:

- įvairi kelio dangos būklė;
- įvairios ratų apkrovos;
- įvairios padangų rūšys.

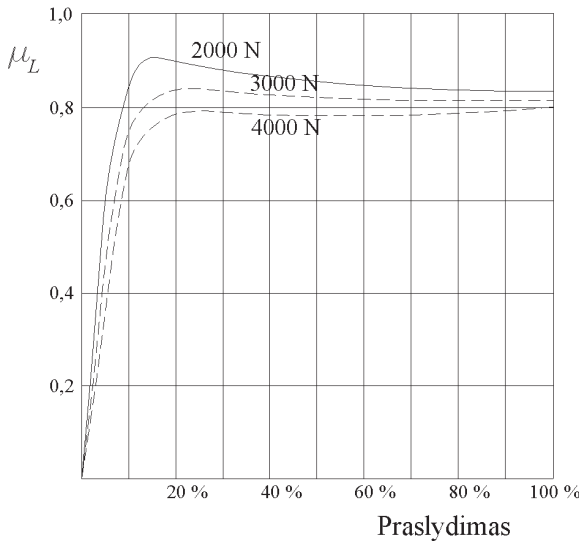
1.28–1.30 pav. parodyta užblokuotos padangos išilginės jėgos koeficiento priklausomybė nuo (slydimo) greičio atsižvelgiant į įvairius profilio kodus.

1.33 pav. yra apibendrinti slydimo trinties koeficiento matavimai. Šio tyrimo rezultatai rodo, kad:

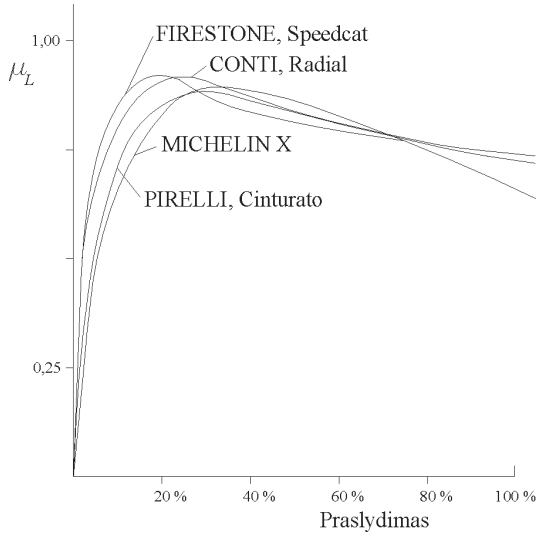
- kai kelio danga sausa, tuomet slydimo trinties koeficientas (neatsižvelgiant į greitį) išlieka didelis;
- kai kelio danga apsnigta ar ant jos yra glotnus ledas, tuomet slydimo trinties koeficientas (neatsižvelgiant į greitį) išlieka mažas;
- tačiau ant šlapio kelio dangos (atsižvelgiant į greitį) jis kinta.



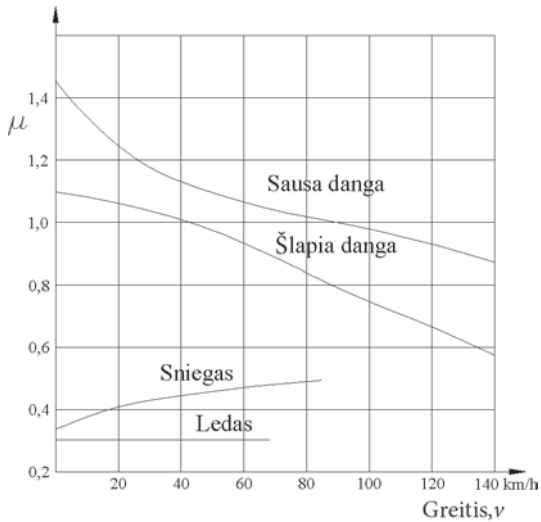
1.28 pav. Sukibimo koeficiento kreivė, kai kelio dangos būklė įvairi; esant 3000 N rato apkrovai ir 2,2 bar slėgiui padangoje ir 30 km/h greičiui



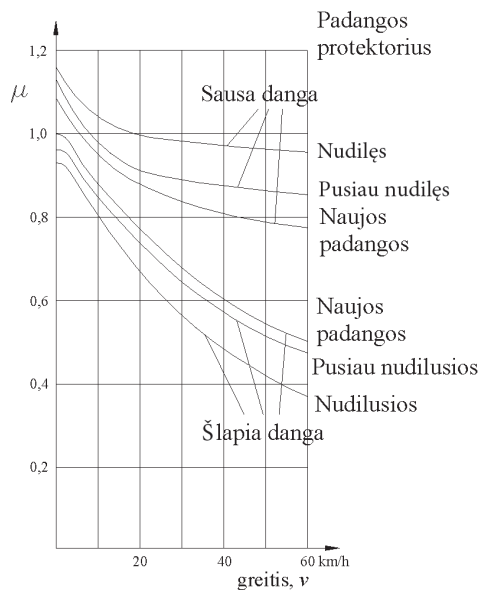
1.29 pav. Sukibimo koeficiento kreivės, kai ratų apkrovos įvairios; esant 2,3 bar slėgiui padangoje ir 100 km/h greičiui



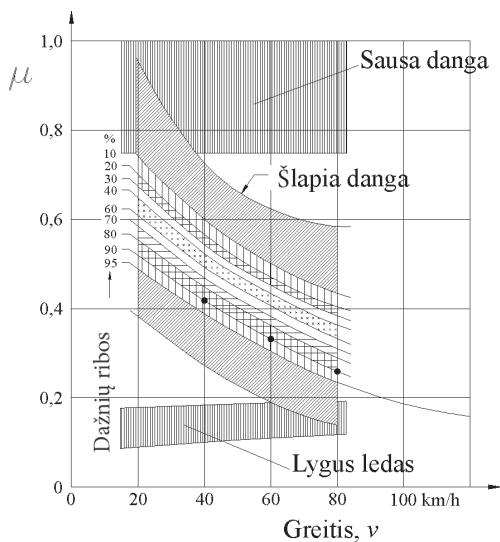
1.30 pav. Įvairių rūšių padangų (2,3 bar) sukibimo koeficiento kreivės ant sausos, senos asfalto dangos



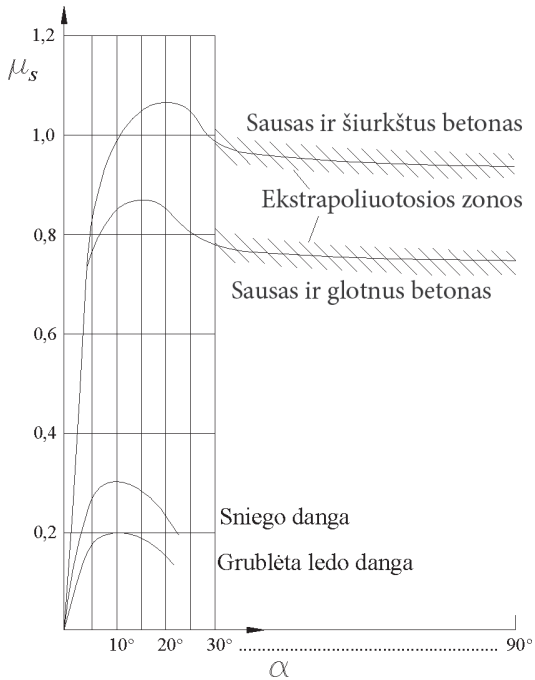
1.31 pav. Blokuotos padangos išilginės trinties koeficiento priklausomybė nuo važiavimo greičio ir gatvės būklės



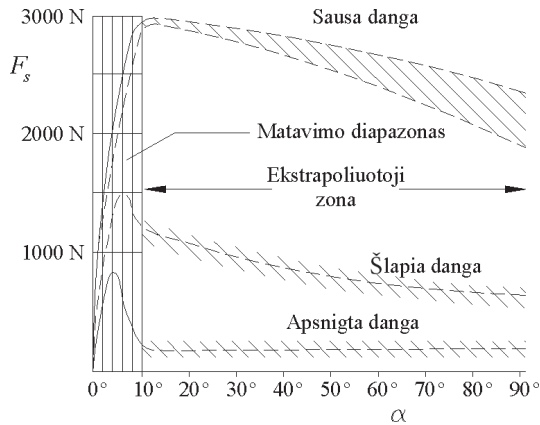
1.32 pav. Blokuotos padangos išilginės trinties koeficientas ant sausos ir šlapios kelio dangos pagal važiavimo greitį ir padangos protektoriaus gylį



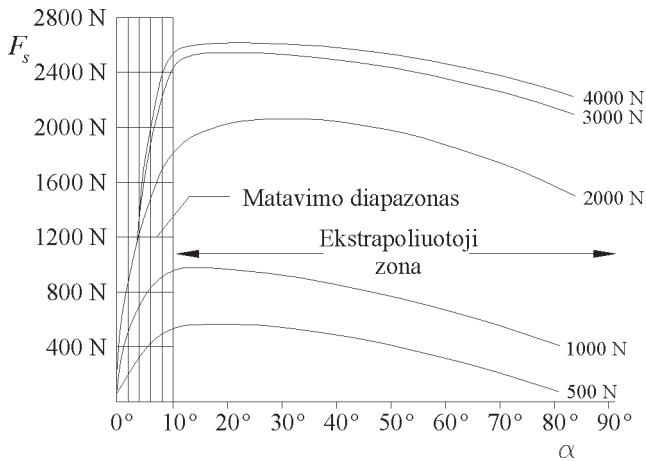
1.33 pav. Šlapių ir sausų kelio paviršių trinties matavimų rezultatai



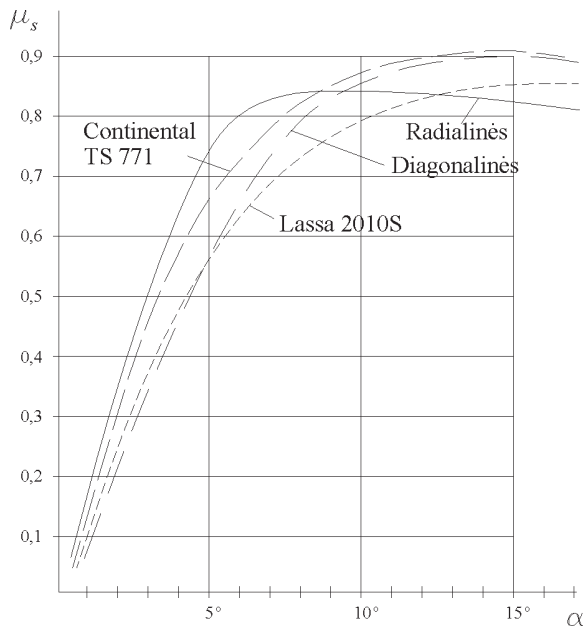
1.34 pav. Šoninės krypties sukibimo koeficientai (90 % protektoriaus gylis) pagal ratų posūkio kampą ir kelio dangos struktūrą



1.35 pav. Šoninės jėgos F_s priklausomybė nuo rato posūkio kampo α vertinant pagal parametą „kelio būklė“ (rato apkrova $P = 4000$ N)



1.36 pav. Šoninės jėgos F_s priklausomybė nuo ratų posūkio kampo α vertinant pagal parametą „rato apkrova“



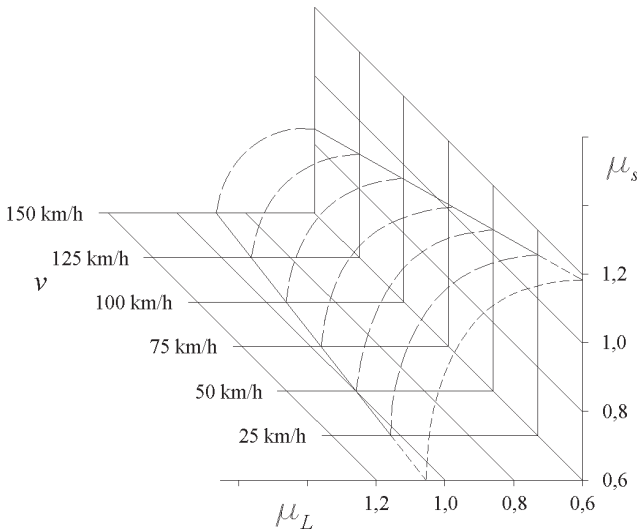
1.37 pav. Šoninės krypties sukibimo koeficiento priklausomybė nuo ratų posūkio kampo ir parametro „padangos rūšis“

Šoninės jėgos arba ratų pasisukimo į šoną kampo priklausomybė nuo parametrų – kelio dangos būklės, rato apkrovos, padangų rūšių – parodyta 1.34–1.37 pav., o originalaus rašiklio rodmenys, dažniausiai pasibaigdavę esant 10° – 30° ratų posūkio kampui, buvo ekstrapoliuoti iki 90° .

Bendra išilginių ir šoninių jėgų apkrova daugiausia gali pasiekti $\mu_{\max} \cdot G$ (μ_{\max} – didžiausias neužblokuotos padangos jėgų sujungimas; G – rato apkrova); šią sąlygą galima supaprastintai pateikti kaip

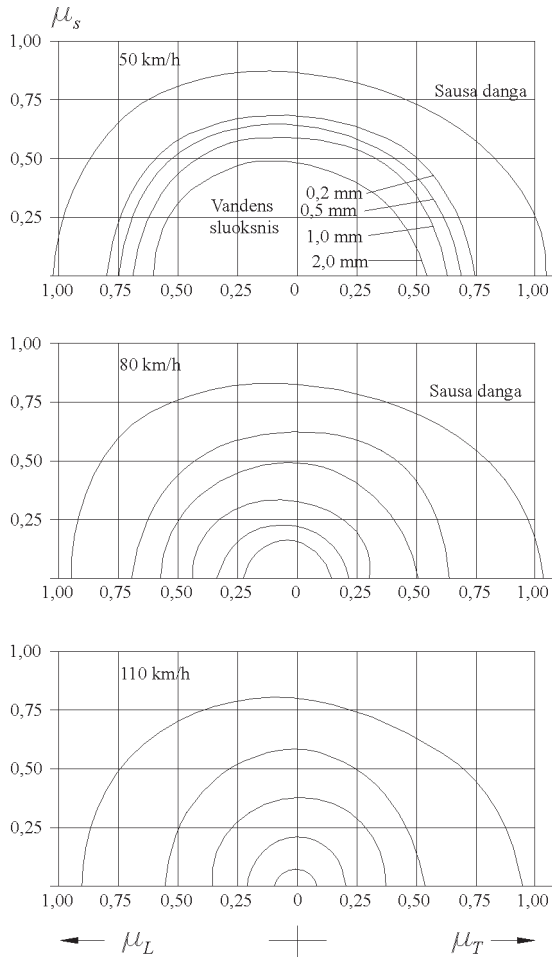
$$\sqrt{F_L^2 + F_s^2} \leq \mu_{\max} \cdot G \quad (1.40)$$

vadinamąją Kamo skritulio lygtį. Dėl skirtingos padangų konstrukcijos išilginės ir skersinės orientacijos tangentinių ir šoninių jėgų negali reprezentuoti viena ir ta pati μ_{\max} reikšmė, todėl vietoje rato išeina elipsės forma, be to, greičiui didėjant dėl greičio priklausomybės nuo μ_{\max} ji dar mažėja (1.38 pav.).



1.38 pav. Abipusė išilginės ir šoninės krypties sukibimo koeficientų priklausomybė esant įvairiems važiavimo greičiams; padanga 185/60 R 15, esant 2,3 bar padangos slėgiui ir 2000 N vertikaliai apkrovai

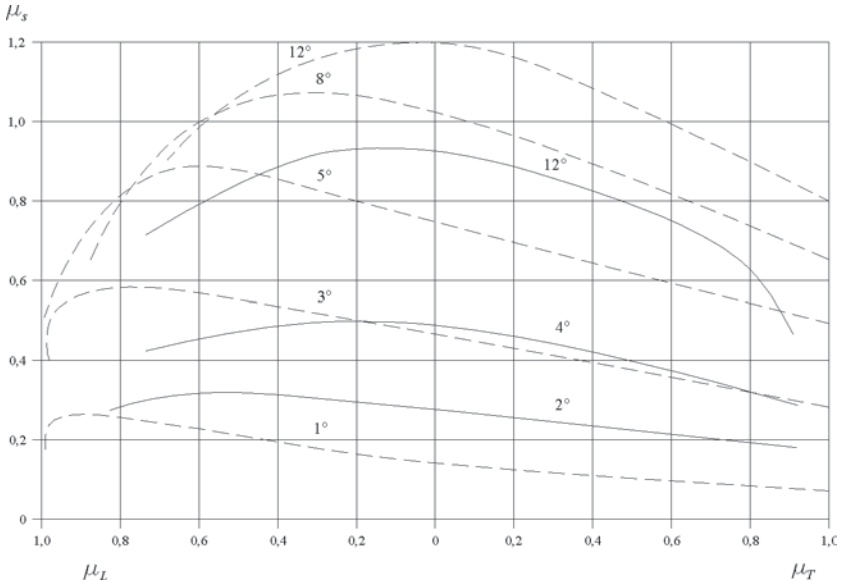
1.39 pav. pavaizduoti šio trimačio vaizdo pjūviai konkreitiems greičiams diferencijuojant stabdymo ir greitėjimo zonas ir papildomai įvedant priklausomybę nuo vandens „plėvelės“ aukščio ant kelio dangos.



1.39 pav. Abipusė išilginės ir šoninės krypties sukibimo koeficientų priklausomybė esant įvairiems vandens aukščiams ir važiavimo greičiams

Nustatytasis didžiausių reikšmių traktavimas dar gali būti praplėstas mažesnėms jėgų sujungimo apkrovoms dėl kintamo ratų posūkio kampo (1.40 pav.).

Baigiant atkreiptinas dėmesys į keleto žiemos oro sąlygų įtaką jėgų sujungimui, būtent, į ratų be grandinių ir ratų su įvairiomis grandinėmis stabdymo koeficiento (1.41 pav.) ir traukos jėgos koeficiento (1.42 pav.) priklausomybę bei į jėgų sujungimui įtakos turintį ledo ir sniego paviršių poveikį (1.43 ir 1.44 pav.).



1.40 pav. Abipusė išilginės ir šoninės krypties sukibimo koeficientų priklausomybė esant įvairiems ratų posūkio kampams ir padangoms:

(--- 5,60–15 be profilio, $G = 2943 \text{ N}$, $p_L = 1,8 \text{ bar}$, $V = 50 \text{ km/h}$;

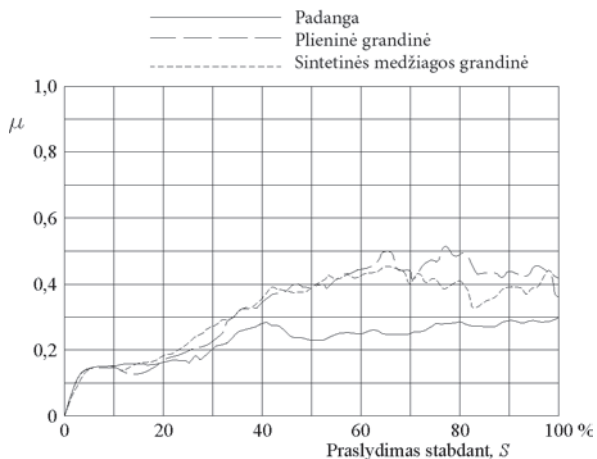
(Savaresi *et al.* 2010);

---- DUNLOP 6,00–13, $G = 2452,5 \text{ N}$, $p_L = 1,4 \text{ bar}$, $V = 40 \text{ km/h}$

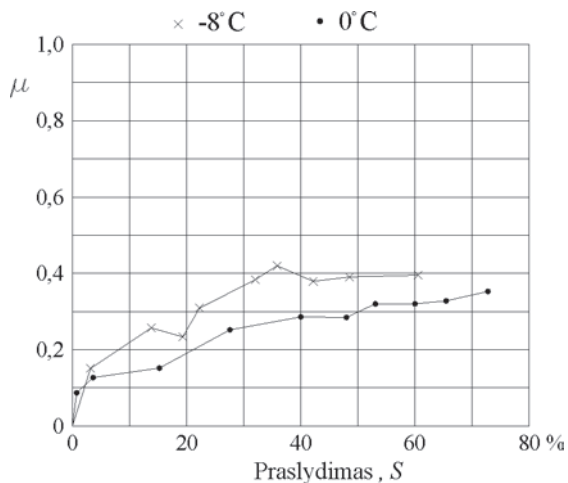
pažymėta viršuje dešinėje: šoninės jėgos traukos charakteristikos pagal ratų posūkio kampą;

padanga 165 SR 15, protektorius piešinys 60 %,

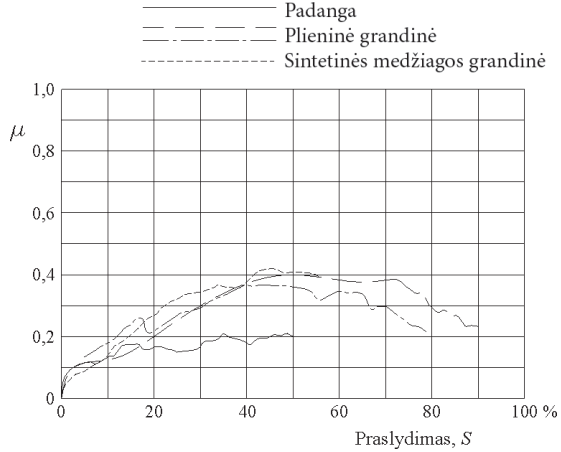
ratlankis 4 J x 15 $G_R = 3000 \text{ N}$, $p_i = 1,8 \text{ bar}$, $v = 14 \text{ m/s}$



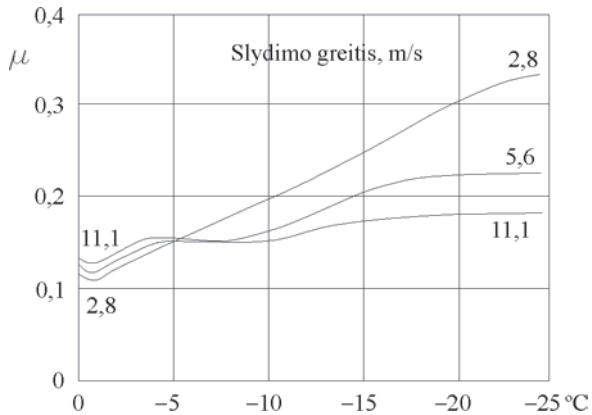
1.41 pav. Stabdymas ant iškritusio sniego, kai sniego temperatūra -1°C



1.42 pav. Automobilio judėjimas traukos režimu ant suvažinėjant sutrombuotos sniego dangos, turinčios suledėjusį pagrindą, kai sniego temperatūra -2°C (Wallentowitz 2004)



1.43 pav. Automobilio judėjimas traukos režimu su plieninėmis grandinėmis ant suvažinėjant sutrombuotos sniego dangos, turinčios suledėjusį pagrindą



1.44 pav. Ledo paviršiaus temperatūros ir slydimo greičio įtaka slydimo koeficientui

1.3. Svarbiausi mechanikos dėsniai

Anksčiau buvo aptariamoms geometrinio judesių sekos atkūrimo galimybės pagal padangų žymes ir rastos visų rūšių jėgos, sukėlusios šiuos kinematinčius procesus. O kituose poskyriuose bus nagrinėjamas klausimas, kokiais laiko momentais transporto priemonės nuvažiuo tuos atrastuosius kelius ar trajektorijas.

Visi transporto priemonės judėti svarbūs fizikiniai santykiai gali būti išvesti iš Niutono pagrindinio mechanikos dėsnio:

$$\frac{d(m \cdot v)}{dt} = F \quad (1.41)$$

arba, kai masė nekintama:

$$m \cdot \frac{dv}{dt} = F. \quad (1.41)$$

Judesio kiekio $m \cdot v$ pokytį laiko atžvilgiu sukelia jį veikianti jėga F ir judėjimas vyksta jėgos F poveikio kryptimi. (Arba, paprasčiau tariant: jėga F , veikianti kūną, kurio masė m , sukelia jo lėtėjimą ar greitėjimą $a = dv/dt$.) Šis poslinkio judesiams galiojantis dėsnis gali būti praplėstas sukamiesiems judesiams, ir tuomet jis išreiškiamas taip:

$$\frac{d(\bar{I} \cdot \omega)}{dt} = F \cdot e \quad (1.42 \text{ a})$$

arba

$$\bar{I} \frac{d\omega}{dt} = F \cdot e, \quad (1.42 \text{ b})$$

kai masės inercijos momentas \bar{I} nekinta.

Jeigu kūną, kurio masės inercijos momentas \bar{I} , jėga F veikia jėgos pečiu e svorio centrui, tuomet jis sukelia kūno sukimosi greitėjimą ar lėtėjimą, t. y. kampinio greičio ω pakitimą.

1.3.1.1. Standaus kūno poslinkio ir sukimosi plokštumoje judėjimo lygtys

Išvedimas

Pergrupavus atskirus anksčiau nurodytų pagrindinių lygčių narius, gaunamos pradinės formos:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F}{m}, \quad \frac{d\omega}{dt} = \frac{F \cdot e}{I}, \quad (1.43 \text{ a, b})$$

poslinkio sukimosi

kurios, paprastai integruojant pagal v ir ω arba s ir ψ , jeigu jėga F arba jos sudarytas momentas apskaičiuojamu laikotarpiu dydžio ir krypties požiūriu lieka pastovus.

Tačiau bendrai transporto priemonę veikiančios jėgos nėra pastovios, o priklauso nuo laiko, kelio ir greičio, taigi toliau matematiškai apdorojant šią problemą gaunamos diferencialinės lygtys, kurias nėra taip paprasta išspręsti.

Kadangi bendrasis judėjimas judėjimo ašyje turi būti nurodytas pagal x ir y ašis, tai teoriškai gaunami tokie pagrindiniai ryšiai, kuriuose x arba y kryptys yra išreiškiamos:

kelio ordinatės	x arba y ;
greičio ordinatės	\dot{x} arba \dot{y} ;
greitėjimo arba lėtėjimo ordinatės	\ddot{x} arba \ddot{y} ;
jėgų komponentai	F_x arba F_y ;
jėgų pečių komponentai	e_x arba e_y .

Tokiu atveju gaunamos šios diferencialinės lygtys:

$$\ddot{x} = \frac{1}{m} \cdot F_x(t; x, y; \dot{x}, \dot{y}), \quad (1.44 \text{ a})$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{m} \cdot F_y(t; x, y; \dot{x}, \dot{y}), \quad (1.44 \text{ b})$$

$$\dot{\omega} = \frac{1}{I} (e_y \cdot F_x(t; \psi) + e_x \cdot F_y(t; \psi)). \quad (1.44 \text{ c})$$

Kai žinomos transporto priemonę veikiančios jėgos, šios lygtys teoriškai leidžia bet kuriuo laiko momentu apskaičiuoti:

Svorio centro trajektorijos x ir y komponentus	}	taigi geometrinę judesio formą
Slydimo kampą ψ		
Poslinkio greičio ir judėjimo komponentus \dot{x} , \dot{y} ; \ddot{x} , \ddot{y}	}	taigi dinامينius judėjimo duomenis
Kampinio greičio ir pagreičio komponentus ω , $\dot{\omega}$ arba $\dot{\psi}$, $\ddot{\psi}$		

Praktiškai tokioms diferencialinėms lygtims išspręsti tuo atveju, kai jėgų priklausomybė nuo atskirų parodytų dydžių nėra paprasta matematinė funkcija, prireikia kompiuterių; tačiau netgi ir kompiuteriais apskaičiuoti judesiai nevisiškai atitinka eismo įvykio ar bandomųjų važiavimų judesių rezultatus – mat visiškai tiksliai nustatyti transporto priemonę veikiančių jėgų dydį ir kryptį nėra galimybės, be to, modelis „standus kūnas“ neatitinka įvairialypių realios transporto priemonės spyruokliavimo ar amortizavimo charakteristikų.

Taikymo pavyzdys:

Supaprastintai apskaičiuoti skrydžio trajektoriją, kuomet kūnas traktuojamas kaip vienas masės taškas ir neatsižvelgiama į oro pasipriešinimą, dar galima be kompiuterio. Skrydžio trajektorija eina x -/ z -plokštumoje; pradiniam aukštyje z_A iškritusio kūno pradiniai greičio komponentai yra:

$$\dot{x}_A \quad \text{ir} \quad \dot{z}_A \left(v = \sqrt{\dot{x}_A^2 + \dot{z}_A^2} \right),$$

ir greitis veikia kaip vienintelė jėga

$$F_z = -G_z.$$

Integruojamos lygtys:

$$\ddot{z} = \frac{1}{m}(-G), \quad \ddot{x} = \frac{1}{m} \cdot 0, \quad (1.45 \text{ a, b})$$

$$\ddot{z} = \frac{G}{m} = -g, \quad \ddot{x} = 0,$$

$$\dot{z} = \dot{z}_A - g \cdot t, \quad \dot{x} = \dot{x}_A, \quad (1.46 \text{ a, b})$$

$$z = z_A + \dot{z}_A \cdot t - \frac{g}{2} \cdot t^2, \quad x = x_A + \dot{x}_A \cdot t. \quad (1.47 \text{ a, b})$$

(Paprastumo dėlei, $x_A = 0$, t. y. pradėjus skaičiuoti laiką, pradedamas skaičiuoti ir kelias x kryptimi, todėl $x = \dot{x}_A \cdot t$.)

Skrydžio trajektorijos lygtis x -/ z - plokštumoje gaunama eliminavus

$$t = \left(t = \frac{x}{\dot{x}_A} \right):$$

$$z = z_A + \frac{\dot{z}_A}{\dot{x}_A} \cdot x - \frac{g}{2 \cdot \dot{x}_A^2} \cdot x^2 \quad (1.48)$$

arba išsprendus pagal x :

$$x = \frac{\dot{x}_A \cdot \dot{z}_A}{g} \pm \sqrt{\left(\frac{\dot{x}_A \cdot \dot{z}_A}{g} \right)^2 + \frac{2 \cdot \dot{x}_A^2}{g} \cdot (z_A - z)}. \quad (1.49)$$

Iš paskutinės lygties, jeigu $z = 0$, apskaičiuojamas didžiausias skrydžio nuotolis (= sąlyga vėl atsirasti ant važiuojamosios dalies).

Motociklininkas, susidūrimo metu $v = 20$ m/s atsitrenkiantis į užpakalinę šoninę (į šoną sukančio) lengvojo automobilio dalį ir (neįstringa prie automobilio – tai, kad jis neįstrigo, galima spręsti iš to, kad nėra būdingų sužeidimų) svorio centro poziūriu iš apie $z_A = 1$ m aukščio virš kelio važiuojamosios dalies kampų $\alpha = 20^\circ$ atsiskiria nuo motociklo ir skrenda tokia trajektorija:

Kai:

$$z_A = 1 \text{ m},$$

$$\dot{x}_A = v \cdot \cos \alpha, \quad \dot{z}_A = v \cdot \sin \alpha,$$

$$\dot{x}_A = 20 \cdot \cos 20^\circ = 18,8 \text{ m/s}, \quad \dot{z}_A = 20 \cdot \sin 20^\circ = 6,84 \text{ m/s},$$

$$z = 1 + \frac{6,84}{18,8} \cdot x - \frac{9,81}{2 \cdot 18,8^2} x^2,$$

$$z = 1 + 0,364 \cdot x - 0,014 \cdot x^2 \quad (\text{trajektorijos lygtis}). \quad (1.49 \text{ a})$$

Aukščiausias šio skrydžio trajektorijos taškas pasiekiamas, kai skrydžio trajektorijos lygties išvestinė tampa lygi nuliui:

$$\dot{z} = 0,364 - 2 \cdot 0,014 \cdot x, \quad (1.50)$$

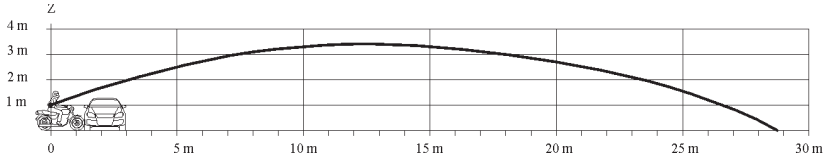
$$0 = 0,364 - 2 \cdot 0,014 \cdot x \rightarrow x = 13 \text{ m}.$$

Didžiausias aukštis:

$$z_{\max} = 1 + 0,364 \cdot 13 - 0,014 \cdot 13^2 = 3,366 \text{ m}.$$

Ant važiuojamosios dalies pagal 1.49 lygtį nukrintama už

$$x = \frac{18,8 \cdot 6,84}{9,81} \pm \sqrt{\left(\frac{18,8 \cdot 6,84}{9,81}\right)^2 + \frac{2 \cdot 18,8^2}{9,81} \cdot (1-0)} = 28,7 \text{ m}.$$



1.45 pav. Teorinė skrydžio trajektorija, kai skrydžio greitis $v_A = 20$ m/s, skrydžio pradžios kampas $\alpha = 20^\circ$, skrydžio pradžios aukštis $z_A = 1$ m

Įprastinėje eismo įvykių tyrinėjimų praktikoje geometrinei judėjimo formai atkurti paprastai pasirenkamos ne judėjimo lygtys. Atkūrimas atliekamas pagal (padangų) žymes, ir veikiančių jėgų matematinė priklausomybė paprastai būna nesudėtinga.

Todėl pradinę lygtį reikia ne išskaidyti į x ir y komponentus, bet einamajai kelio ordinatei s ji integruojama pagal esamą judėjimo trajektoriją.

1) Pastoviosios jėgos

Šis atvejis galioja greitėjimo ir stabdymo stadijoms su nepakitusiomis jėgomis, kuomet greitėjimo arba lėtėjimo santykis (F/m) atitinka a .

Išvedimas

Toliau pateiktose lygtyse matyti iš pagrindinio Niutono dėsnio sudaryta pradinė lygtis ir tolesnis integravimas:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F}{m},$$

$$dv = \pm a \cdot dt,$$

$$\int_{v_A}^v dv = \pm a \cdot \int_0^t dt.$$

Kai laiko skaičiavimo pradžioje yra greitis v_A , gaunamas toks integralas:

$$v = v_A \pm at, \quad (1.51)$$

kadangi $v = ds/dt$, tai galima parašyti ir

$$\frac{ds}{dt} = v_A \pm at,$$
$$\int_{s_A}^s ds = \int_0^t (v_A \pm at) dt,$$

kai laiko skaičiavimo pradžioje kelio ordinatė yra s_A , gaunamas toks šio integralo rezultatas:

$$s = s_A + v_A \cdot t \pm \frac{a}{2} \cdot t^2,$$

kadangi paprastai pradėjus laiko atskaitą, pradedamas skaičiuoti ir kelias, tai $s_A = 0$ ir

$$s = v_A \cdot t \pm \frac{a}{2} \cdot t^2. \quad (1.52)$$

2) Nuo laiko priklausančios jėgos

Išvedimas

Nagrinėjant transporto priemonę veikiančių jėgų priklausomybę nuo laiko taip pat gaunamas paprastas pradinis santykis, kurį galima integruoti be didelių matematinių sunkumų:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F(t)}{m}, \text{ pvz., } F(t) = -K \cdot t$$

$$\text{ir } \frac{F(t)}{m} = -C \cdot t,$$

$$dv = -C \cdot t \cdot dt,$$

$$\int_{v_A}^v dv = -C \cdot \int_0^t t \cdot dt.$$

Laiko skaičiavimo pradžioje gaunamas toks greičio v_A integralas:

$$v = v_A - \frac{1}{2} \cdot C \cdot t^2. \quad (1.53)$$

Kadangi $v = ds/dt$, tai galima užrašyti ir taip:

$$ds = \left(v_A - \frac{1}{2} \cdot C \cdot t^2 \right) \cdot dt,$$

$$\int_{s_A}^s ds = \int_0^t \left(v_A - \frac{1}{2} \cdot C \cdot t^2 \right) \cdot dt.$$

O kai laiko skaičiavimo pradžioje kelio ordinatė yra s_A , gaunamas toks integralas:

$$s = s_A + v_A \cdot t - \frac{1}{6} \cdot C \cdot t^3.$$

Kadangi paprastai skaičiuojant laiką pradedamas skaičiuoti ir kelias, tai $s_A = 0$ ir

$$s = v_A \cdot t - \frac{1}{6} \cdot C \cdot t^3. \quad (1.54)$$

3) Nuo greičio priklausančios jėgos

Jeigu transporto priemonę veikiančios jėgos – tai greičio funkcijos (o transporto priemonių judesių priklausomybė gali būti linijinė arba

kvadratinė, pvz., linijinis trinties koeficiento padidėjimas mažėjant greičiui arba kvadratinis oro pasipriešinimo didėjimas didėjant greičiui), tuomet gaunami tokie diferencialinių lygčių sprendiniai:

3a) Linijinė priklausomybė

Išvedimas:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F(v)}{m}, \quad \text{pvz.,} \quad \frac{F(v)}{m} = -K + C \cdot v,$$

$$= -C \cdot \left(\frac{K}{C} - v \right),$$

$$= -C \cdot (C_1 - v),$$

$$dv = -C \cdot (C_1 - v) dt,$$

$$\int_{v_A}^v \frac{dv}{C_1 - v} = -C \int_0^t dt,$$

$$\ln(C_1 - v) = \ln(C_1 - v_A) + C \cdot t,$$

$$C_1 - v = (C_1 - v_A) \cdot e^{Ct},$$

$$v = \frac{ds}{dt} = C_1 - (C_1 - v_A) \cdot e^{Ct}, \quad (1.55)$$

$$\int_{s_A}^s ds = \int_0^t C_1 \cdot dt - (C_1 - v_A) \cdot \int_0^t e^{Ct} \cdot dt,$$

$$s - s_A = C_1 \cdot t - \frac{C_1 - v_A}{C} \cdot (e^{Ct} - 1).$$

Kadangi paprastai pradėjus skaičiuoti laiką, pradedama ir kelio atskaita, tai $s_A = 0$ ir

$$s = \frac{(C_1 - v_A)}{C} (1 - e^{Ct}) + C_1 \cdot t. \quad (1.56)$$

3b) Kvadratinė priklausomybė

Išvedimas

Transporto priemonės judėjimo jėgos:

$$F(v) = -K \cdot v^2,$$

$$\frac{F(v)}{m} = -C \cdot v^2,$$

$$\frac{dv}{dt} = -C \cdot v^2,$$

$$\int_{v_A}^v \frac{dv}{v^2} = -C \cdot \int_0^t dt,$$

$$-\left(\frac{1}{v} - \frac{1}{v_A} \right) = -C \cdot t,$$

$$\frac{1}{v} = \frac{1}{v_A} + Ct = \frac{1 + v_A \cdot C \cdot t}{v_A},$$

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{v_A}{1 + v_A \cdot C \cdot t}, \quad (1.57)$$

$$\int_{s_A}^s ds = v_A \cdot \int_0^t \frac{dt}{1 + v_A \cdot C \cdot t},$$

$$s = s_A + \frac{v_A}{v_A \cdot C} \cdot \ln(1 + v_A \cdot C \cdot t).$$

Kadangi paprastai prasidėjus laiko atskaitai, prasideda ir kelio atskaita, tai $s_A = 0$ ir

$$s = \frac{1}{C} \ln(1 + v_A \cdot C \cdot t). \quad (1.58)$$

4) Nuo kelio priklausančios jėgos

Transporto priemonę veikiančios jėgos, kurias galima pavaizduoti kaip nuo kelio priklausančias jėgas, pasitaiko, pvz., esant išcentrinio nubloškimo procesams, arba, labai supaprastinus, ir susidūrimo procesams; toliau pateikiamas tokios diferencialinės lygties sprendimas:

Išvedimas

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F(s)}{m}, \quad \text{pvz., } F(s) = -K \cdot s$$

$$\text{ir } \frac{F(s)}{m} = -C \cdot s,$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} = \ddot{s} = -C \cdot s,$$

tai atitinka „linijinės“ švytuoklės diferencialinę lygtį; ją integruvę, gauname:

$$v = v_A \cdot \cos(\sqrt{C} \cdot t) - s_A \cdot \sqrt{C} \cdot \sin(\sqrt{C} \cdot t), \quad (1.59 \text{ a})$$

$$s = \frac{v_A}{\sqrt{C}} \cdot \sin(\sqrt{C} \cdot t) + s_A \cdot \cos(\sqrt{C} \cdot t). \quad (1.59 \text{ b})$$

Kadangi paprastai prasidėjus laiko atskaitai, pradedama ir kelio atskaita, tai $s_A = 0$ ir

$$v = v_A \cdot \cos(\sqrt{C} \cdot t), \quad (1.60 \text{ a})$$

$$s = \frac{v_A}{\sqrt{C}} \cdot \sin(\sqrt{C} \cdot t). \quad (1.60 \text{ b})$$

1.3.1.2. Darbo dėsniai arba energijos tvermės dėsniai

Išvedimas

Iš pagrindinių Niutono lygčių:

$$m \cdot \frac{dv}{dt} = F, \quad \bar{I} \cdot \frac{d\omega}{dt} = F \cdot e = M, \quad (1.61 \text{ a, b})$$

jas išplėtus ds ir $d\psi$ galima sukurti bazinius ryšius su eismo įvykių mechanikoje dažnai naudojamais darbo arba energijos tvermės dėsniais:

$$m \cdot dv \cdot \frac{ds}{dt} = F \cdot ds, \quad \bar{I} \cdot d\omega \cdot \frac{d\psi}{dt} = M \cdot d\psi, \quad (1.62 \text{ a, b})$$

$F \cdot ds$ arba $M \cdot d\psi$ – tai darbas dW , kurį atlieka per kelio atkarpą ds veikianti jėga F arba per kampinę atkarpą $d\psi$ veikiantis momentas M .

$$m \cdot dv \cdot \frac{ds}{dt} = dW = F \cdot ds,$$

$$m \cdot dv \cdot v = dW = F \cdot ds,$$

$$m \cdot \int_{v_A}^{v_B} v \cdot dv = \int_A^B dW = \int_{s_A}^{s_B} F \cdot ds,$$

$$\frac{m}{2} \cdot (v_B^2 - v_A^2) = W_{A-B} = \int_{s_A}^{s_B} F \cdot ds, \quad (1.63 \text{ a})$$

$$\bar{I} \cdot d\omega \cdot \frac{d\psi}{dt} = dW^* = M \cdot d\psi,$$

$$\bar{I} \cdot d\omega \cdot \omega = dW^* = M \cdot d\psi,$$

$$\bar{I} \cdot \int_{\omega_A}^{\omega_B} \omega \cdot d\omega = \int_A^B dW^* = \int_{\psi_A}^{\psi_B} M \cdot d\psi,$$

$$\frac{\bar{I}}{2} (\omega_B^2 - \omega_A^2) = W_{A-B}^* = \int_{\psi_A}^{\psi_B} M \cdot d\psi. \quad (1.63 \text{ b})$$

Darbas W_{A-B} arba W_{A-B}^* , kuri atliko jėgos F vykstant grynajam poslinkiui iš vietos s_A iki s_B arba kuri veikiantis momentas M susidarė vykstant posūkiui iš kampinės pozicijos ψ_A iki ψ_B , atitinka poslinkio arba posūkio energijos pokytį tarp pozicijų A ir B .

Kadangi atkuriant judėjimą padėtis B atitinka galutinę padėtį, kurioje jau nebevyksta judėjimas $v_B = 0 / \omega_B = 0$, tai jėgos F arba momentai M mažina judėjimą, taigi jie turi būti panaudoti su minuso ženklu.

Be to, vienu metu egzistuoja ir poslinkio, ir posūkio poveikis, išeina toks santykis:

$$\frac{m}{2} \cdot v_A^2 + \frac{\bar{I}}{2} \cdot \omega_A^2 = W_{ges}, \quad (1.64)$$

pakeitus:

$$\bar{I} = m \cdot i^2,$$

čia i – inercijos spindulys

$$\omega = v_A / \rho_A,$$

čia ρ – svyravimo spindulys.

Masės inercijos momentas ir A pozicijos momentinis poliuis:

$$\bar{I}_{MPA} = \bar{I} + m\rho_A^2.$$

Šį santykį galima pertvarkyti į

$$\frac{m}{2} \cdot v_A^2 \cdot \left(1 + \left(i / \rho_A \right)^2 \right) = W_{ges} \quad (1.65 \text{ a})$$

arba
$$\frac{m}{2} \cdot \omega_A^2 \cdot \left(i^2 + \rho_A^2 \right) = \frac{\bar{I}_{MPA}}{2} \cdot \omega_A^2 = W_{ges}. \quad (1.65 \text{ b})$$

Iš poslinkio ir posūkio sudarytam judėjimui esant aplinkybėms, kai kiekvienam ratui galioja skirtingos jėgų sąlygos (pvz., transporto priemonės nutolimo judesys po ekscentrinio smūgio, tuomet atliktam bendrajam darbui W_{ges} apskaičiuoti reikia atlikti didelės apimties skaičiavimus).

Inercijos spindulį (skaičiuojant $\bar{I} = m \cdot i^2$) galima pakankamai tiksliai įrašyti kaip $i = 0,47$, padaugintą iš automobilio bazės (lengviešiams automobiliams) (arba $i = 0,49$ pikapams). Galima apytikriai skaičiuoti $\bar{I} = 0,1269 \cdot l \cdot L \cdot m$, čia: l – automobilio bazė; L – lengvojo automobilio ilgis arba i nustatomas pagal transporto priemonės masę.

2. STABDOMO AUTOMOBILIO JUDĖJIMAS

Deja, bet detalios stadijos nuo prisilietimo prie stabdžių pedalo iki visiško sulėtėjimo yra apibrėžiamos skirtingai, be to, čia yra šiokios tokios painiavos: pagrindinė šių skirtumų priežastis – tai skirtingi tyrimo atlikimo ir matavimo būdai atsižvelgiant į tai, kam suteikiama svarbiausios reikšmės – ar pedalo nuspaudimo jėgos kitimui laiko atžvilgiu, ar slėgiui stabdžių sistemoje, ar automobilio važiavimo lėtėjimui.

Todėl analizuojant stabdymo bandymų ataskaitas, būtina tiksliai nustatyti, kokie matavimų parametrai buvo naudojami ir kaip buvo pavadintas vienas ar kitas parametras.

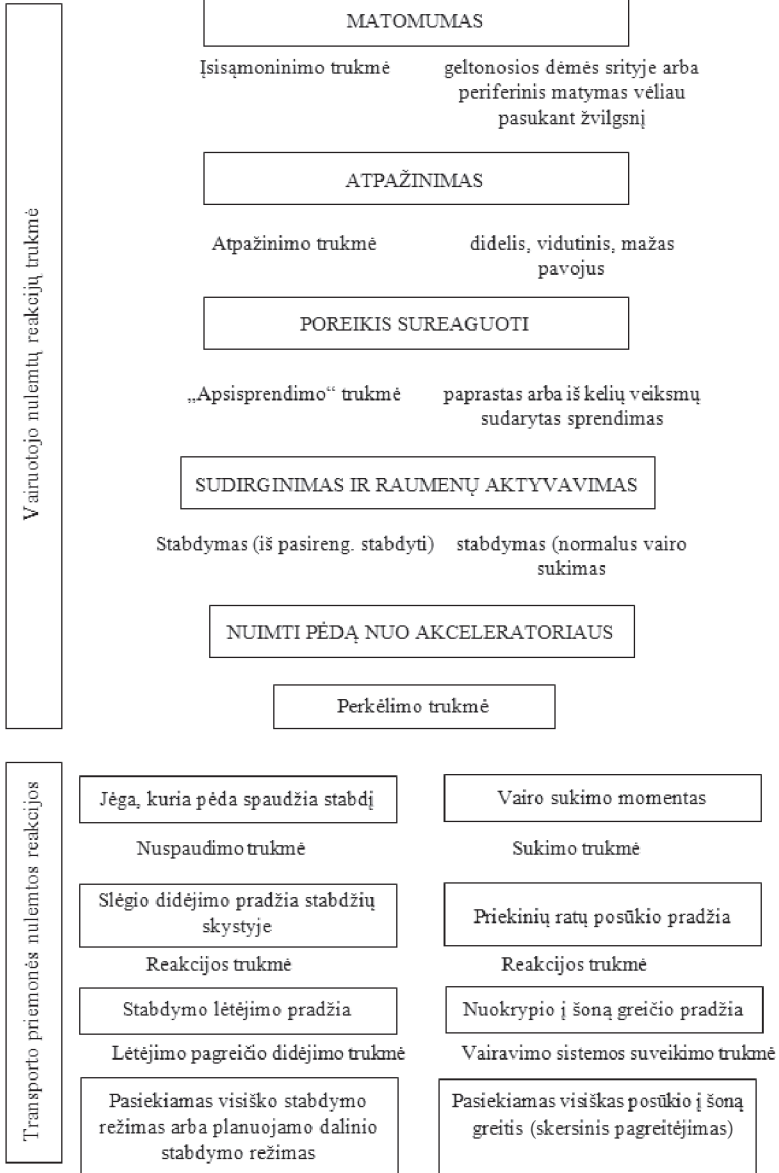
Atsižvelgiant į matavimo prietaisus, kuriuos paprastai turi eismo įvykio tyrėjas-ekspertas, rekomenduojama avarinį stabdymą nuo pėdos uždėjimo ant stabdžių pedalo momento apibrėžti taip: stabdžių pavaros suveikimo laikas (mechaninio stabdžių laisvumo įveikimas ir slėgio didinimas iki to momento, kol atsiranda išmatuojamas transporto priemonės važiavimo lėtėjimas).

Lėtėjimo pagreičio didėjimo laikas (nuo išmatuojamo transporto priemonės lėtėjimo pradžios iki visiško sulėtėjimo arba iki akivaizdaus didėjimo tendencijos pakeitimo).

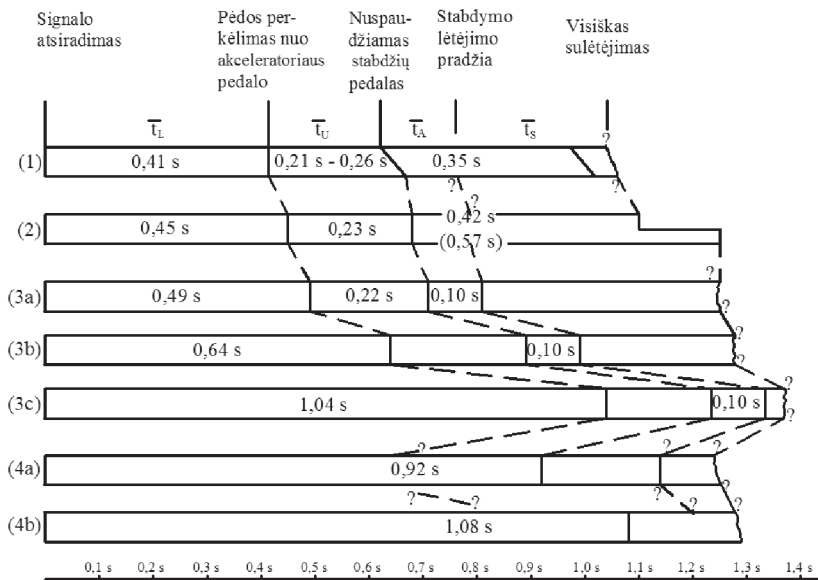
Toliau pateiktame 2.2 pav. apibendrintos atskiros avarinio stabdymo stadijos. Matyti, kad, nepaisant kelių tarpinio matavimo taškų, atliekant atskirus bandymus, dar negalima rasti uždaro laikotarpio nuo pavojaus atsiradimo (signalo atsiradimo) iki visiško ar didžiausio įmanomo sulėtėjimo pasiekimo.

2.2 pav. (1): matavimo pabaiga siejama su pedalo jėgos slenksčio pabaiga (kuri nėra visiškai identiška pasiektam visiškam sulėtėjimui); skirtingos reagavimo trukmės atsiranda dėl skirtingų pedalo padėčių.

2.2 pav. (2): skliausteliuose įrašyta „su automobiliu susijusios reakcijos trukmės“ reikšmė buvo matuojama naudojant „pėdos jėga įjungiamą hidraulinį rekuperacinį stabdį su stabdymo vožtuvu“.



2.1 pav. Terminai, vartojami reakcijoms pavadinti



2.2 pav. Stabdymo reakcijų vyksmai pagal laiko įvairių bandymų duomenis

2.2 pav. (3): atitinka vidutinės literatūroje pateiktas reikšmes.

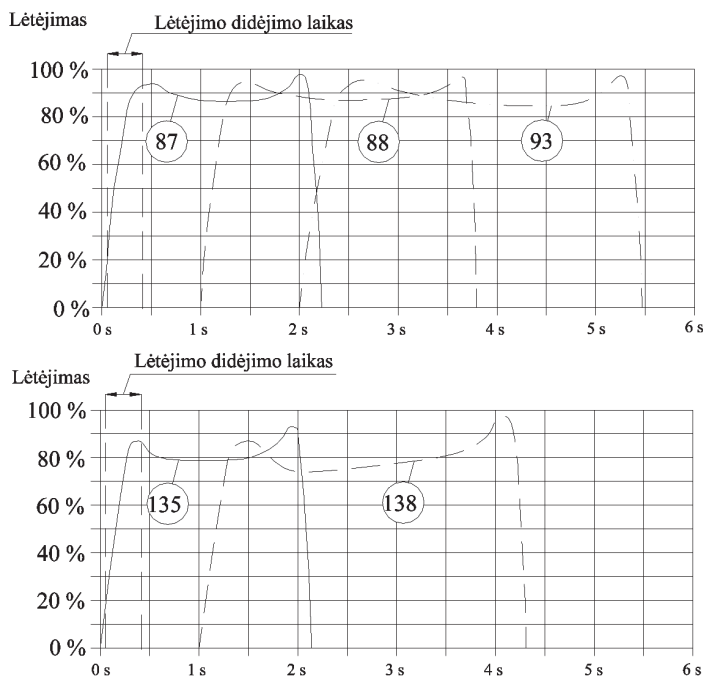
2.2 pav. (4): matavimai apėmė tik „vairuotojo nulemtą reakcijos trukmę“ (turėta omenyje reakcija į priekyje važiuojančio lengvojo automobilio stabdžių šviesas naktį (a) arba dieną (b).

Čia trūksta dar vieno matavimo dydžio – tai transporto priemonės lėtėjimo pagreičio didėjimo laikas nuo lėtėjimo pradžios iki momento, kai bus pasiektas didžiausias lėtėjimas (tačiau remiantis gausiais literatūros apie stabdymo fiksaciją duomenimis jį galima apriboti kaip 0,25–0,40 s intervalą (2.3 pav.), taigi 3a eilutėje (2.2 pav.), kai laikas kaip sisteminė reakcijos trukmė yra 1,06–1,21 s, gaunami beveik tokie pat rezultatai kaip ir 2 eilutėje, kuriuos atitinka ir 1 eilutės parametrai, jeigu prie „vairuotojo nulemtos reakcijos trukmės“ (0,65 s) pridėsime 0,5 s „transporto priemonės nulemtą reakcijos trukmę“ iš 2 eilutės nuo stabdžių pedalo nuspaudimo iki visiško ar maksimalaus lėtėjimo.

Dar išsamesnis palyginimas randamas seminaro „Reakcijos trukmės reikšmė eismo įvykiui rekonstruoti, eismo įvykio priežastims išsiaiškinti ir eismo teisei“ medžiagoje.

Pagal slenkstinės lėtėjimo fazės priklausomybę nuo laiko ir visiško sulėtėjimo skaitinę reikšmę, remiantis šiais bandymų duomenimis, grynai teoriškai galima apskaičiuoti avarinio stabdymo kelio ir laiko santykius arba taip pat ir tuo atveju, kai nėra stabdymo žymių (nes kelio danga buvo pernelyg šlapia) lengvajam automobiliui stabdant atkurti sprendinių grupes skirtingų pradinių greičių atveju.

Tačiau kai atkuriamas avarinis stabdymas, kuomet buvo stabdžių žymės, prieš tai minėtų bandymo stadijų vyksmo metu jas dar reikia vienareikšmiškai susieti su nubrėžtąja žyme.



2.3 pav. Bandomųjų stabdymų registracija

2.1 lentelė. Pradinių bandymo duomenų registravimas

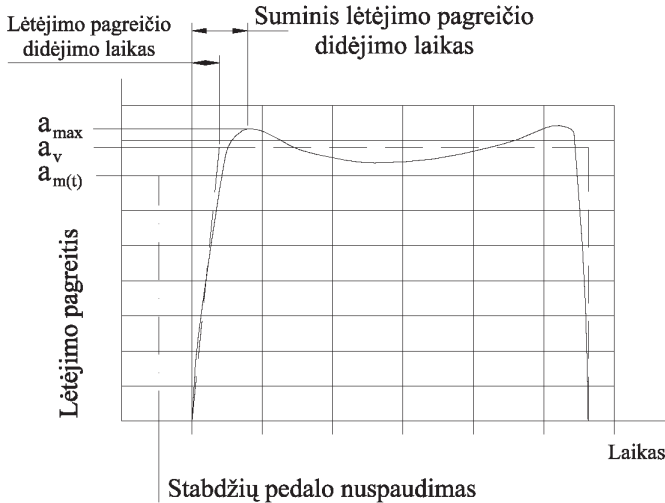
Padangų rūšis	Bandymo nr.	Pradinis greitis (km/h)	Kelio dangos būklė
Radialinės	87	60	sausas
	88	80	sausas
	93	100	sausas
	135	60	šlapia
	138	80	šlapia

Lėtėjimo per tam tikrą laiką registravimas (kaip parodyta 2.3 pav.) tuo atveju, jeigu matavimo prietaiso laiko pateikimas tiksliai sukalibruotas, leidžia tiesiogiai apskaičiuoti greitį stabdymo pradžios momentu integruojant nubrėžtą kreivę (=paviršiaus plotas po kreive). Kaip parodyta 2.4 pav., skaičiavimams pagal šį metodą netiesios linijos kreivė pakeičiama linijiniu lėtėjimo (neigiamo pagreičio) padidėjimu iki maždaug $\frac{3}{4}$ lėtėjimo didėjimo stadijos ir vėliau nuolatiniu visišku sulėtėjimu, taigi net ir naudojant tokias supaprastintas kreivių dalis apribojamas toks pat plotas kaip ir esant realioms kreivėms.

Linijiniam lėtėjimo didėjimui galiojanti, sutrumpinta bendra lėtėjimo didėjimo trukmė terminologijoje vadinama \bar{t}_s arba t_{B-V} lėtėjimo didėjimo trukme ir lygtyse naudojama jos 0,2 s arba 0,3 s skaitinė reikšmė.

Paimant išmatuotąjį nuo laiko priklausomą visišką lėtėjimą ir jį panaudojant grįžtamajam pradinio greičio skaičiavimui stabdžių pedalo nuspaudimo momentu reikia atlikti tam tikras korekcijas pagal tai, ar šis greitis siejamas su:

- visu stabdymo keliu įskaitant kelią, nuvažiuotą per pradinę, reagavimo ir slenkstinę stadiją;
- visa stabdymo trukme įskaitant pradinę, reagavimo ir lėtėjimo pagreičio didėjimo trukmės stadiją.



2.4 pav. Skirtingi, motometriškai registruojant gaunami lėtėjimai ir lėtėjimo pagreio didėjimo laikai (plotai po abiem apipieštomis figūromis = $\int a \cdot dt$ yra lygūs)

Stabdymo proceso skaičiavimas remiantis anksčiau pateiktais pagrindais

Skaičiuojant stabdymo reakcijas dauguma atskirų diferencijuotos stadijos dalių nėra svarbios, svarbūs yra tik tie stadijų taškai, kuriuose prasideda ar baigiasi greičio pokyčiai.

Šiais aspektais greičio, kelio, laiko skaičiavimams svarbūs tik tokie duomenys:

- latentinio periodo + pradėjimo + įjungimo / sureagavimo trukmė (supaprastinant žymima kaip \bar{t}_o arba t_{R-B});
- lėtėjimo pagreio didėjimo laikas (trukmė) \bar{t}_s arba t_{B-V} ;
- visiško stabdymo lėtėjimo pagreitis a_v (pirmiausia priklauso nuo su keliu / padangomis susijusių sąlygų).

2.1. Stabdžių sistema – stabdymo poveikis

Automobilio lėtėjimas atsiranda dėl stabdymo jėgų, veikiančių tarp padangų ir kelio dangos, ir iš visų stabdančių ratų stabdymo jėgų.

Stabdymui svarbios dvi sąvokos:

Stabdymo pagreitis (lėtėjimas) – visų stabdančių jėgų tarp padangų ir kelio dangos suma, padalyta iš automobilio masės:

$$a = \frac{F_{B,vo} + F_{B,hi}}{m}. \quad (2.1)$$

Pristabdymas – visų stabdančių jėgų, veikiančių tarp padangų ir kelio dangos, suma, padalyta iš automobilio svorio:

$$z = \frac{F_{B,vo} + F_{B,hi}}{m \cdot g} \quad (2.2)$$

arba

$$A = \frac{F_{B,vo} + F_{B,hi}}{m \cdot g} \cdot 100 \%. \quad (2.3)$$

Kol stabdomas ratas neužsiblokuoja, stabdymo jėga, veikianti tarp rato ir kelio dangos, atitinka stabdymo momento prie stabdžio disko ar stabdžio būgno sukeltą stabdžių sistemos jėgą; tačiau jeigu stabdomas ratas užsiblokuoja, tuomet tolygiai bendram automobilio stabdymo poveikiui veikia tik jėgos dalis: stabdanti užblokuoto rato jėga = rato apkrova · slydimo koeficientas tarp padangos ir kelio dangos.

Kai toliau stipriau spaudžiamas stabdžių pedalas, stabdymo momentas arba stabdžių sistemos jėga vis labiau didinama.

Dėl automobilio lėtėjimo (neigiamo pagreičio) greta statinio apkrovos pasiskirstymo neigiamam pagreičiui didėjant priekiniams ratams tenka papildoma dinaminė apkrova, o užpakalinių ratų apkrova mažėja; ši dinaminė apkrovos pasikeitimo dalis sudaro:

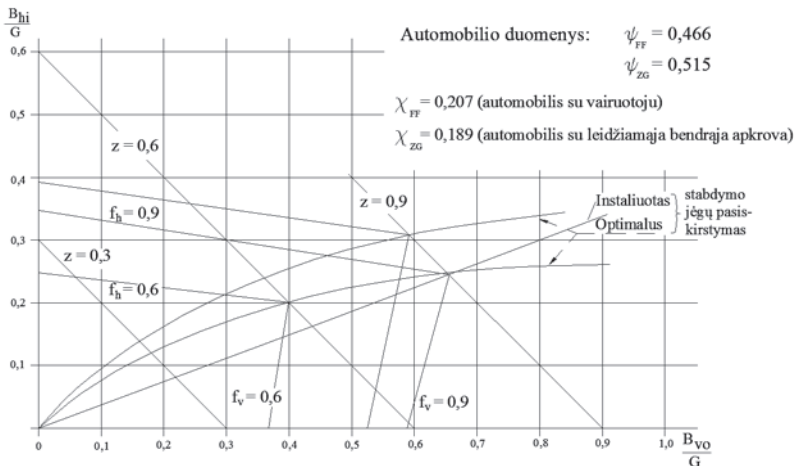
$$\pm m \cdot a \cdot \chi,$$

čia: m – automobilio masė; a – momentinis pagreitis; χ – svorio centro aukštis / atstumas tarp ratų ašių (0,195–0,235 lengvajam automobiliui su vairuotoju).

Stabdžių sistema būtų išnaudojama optimaliai ir visos padangos būtų tolygiai apkraunamos tuo atveju, jeigu stabdžių sistema kiekvienam ratui per stabdymo momentą suteiktų tiek stabdymo jėgos, kad visų ratų jėgų sukibimas su kelio danga būtų vienodas. Tačiau dėl neigiamo pagreičio, atsirandančio dėl dinaminio ratų apkrovų persiskirstymo, ši sąlyga nėra pateikta kaip paprastas linijinis priekinės ir užpakalinės stabdymo jėgos santykis, tačiau šis pasiskirstymas yra sudėtingesnis ir suvienodinti abiejų ašių ratams suteikiamus stabdymo momentus, taikant stabdžių sistemose naudojamus konstrukcinius elementus, negalima.

2.5 pav. parodyta tokia stabdymo jėgų pasiskirstymo diagrama, kai automobilių duomenys yra šie:

$$\chi = 0,207$$



2.5 pav. Stabdymo jėgų pasiskirstymo diagrama

$\psi = 0,466$ (lengvasis automobilis su vairuotoju);

$\chi = 0,189$;

$\psi = 0,515$ (visiškai pakrautas lengvasis automobilis).

Jais remiantis galima įtraukti atitinkamas optimalaus arba idealaus stabdymo jėgų pasiskirstymo kreives į koordinacių sistemą, čia:

- susietoji stabdymo jėga priekyje $\frac{B_{v0}}{G}$ – horizontali ordinatė;
- susietoji stabdymo jėga gale $\frac{B_{hi}}{G}$ – vertikali ordinatė.

Tvirtai su koordinacių sistema sujungtos yra ir diagonalinės to paties stabdymo linijos (čia pažymėtos kaip $z = 0,3; 0,6; 0,9$).

Stabdymo jėgų pasiskirstymas (čia linijinis per visą eigą; kad jis geriau atitiktų optimalų pasiskirstymą, dažnai pasirenkamas suderinimas su posūkiu su nuo slėgio priklausomu skirstytuvu) parodo realų jėgų pasiskirstymo santykį stabdžių sistemoje tarp priekinių ir užpakalinių stabdymo jėgų.

Svarbiausia sąlyga, kurią turi atitikti instaliuotas stabdžių jėgų skirstytuvai, yra tokia, kad dėl paskirstymo priekyje ir gale skirtingas jėgų sukibimas prie užpakalinių ratų visuomet turi būti mažesnis nei prie priekinių ratų, kad pasiekus kritinį slydimo koeficientą tarp ratų ir kelio dangos užpakaliniai ratai niekuomet neužsiblokuotų anksčiau negu priekiniai, nes dėl šios priežasties automobilis taptų nestabilus.

Jeigu iš pradžių užsiblokuoja priekiniai ratai, tuomet automobilio nebeįmanoma valdyti, tačiau jo padėtis išlieka stabili, o jeigu dar šiek tiek vėliau užsiblokuoja ir užpakaliniai ratai, tuomet nestabilumo laipsnis nebūna toks didelis, kaip esant tai ypač pavojingai būsenai, kai esti užblokuoti užpakaliniai ratai, o priekiniai ratai dar nebūna blokuoti.

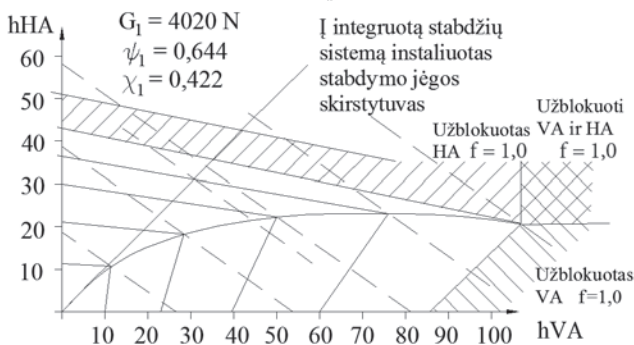
2.5 pav. papildomai pavaizduotos jėgų sukibimo linijos priekyje ir gale (čia tik 0,6 ir 0,9), iš kurių matyti, kad stabdymo taškuose ant instaliuotos pasiskirstymo linijos žemiau optimalios stabdymo jėgos pasiskirstymo kreivės priekyje visuomet anksčiau pasiekiami didesni jėgų sukibimo koeficientai nei gale, t. y. ir pereinant į slydimo

koeficientą priekiniai ratai užsiblokuotų pirmieji; stabdymo taškai, esantys aukščiau optimalios kreivės, rodo atvirksčią santykį, čia pirmieji užsiblokuotų užpakaliniai ratai.

Motociklams su integruotomis stabdžių sistemomis direktyvos nurodo kaip tik priešingai, būtent, 15–80 % stabdymo zonoje pirmiausia turi užsiblokuoti užpakalinis ratas (2.6 pav.): motociklą su užblokuotu užpakaliniu ratu tam tikromis aplinkybėmis dar gali pavykti stabilizuoti, o motociklo ar mopedo su blokuotu priekiniu ratu jau nebegalima stabilizuoti.

Dėl visų padangų stabdymo jėgų sumos automobilis pradeda važiuoti lėčiau ir dėl to įvyksta dinaminis apkrovų pasiskirstymas ir priekinės bei užpakalinės apkrovų dalys ima skirtis nuo statinės situacijos. Tik kelio dangą veikiančios padangų stabdymo jėgos ir dėl momentinio neigiamo pagreičio esamos dinamiškai pakitusios ratų apkrovos santykis parodo jėgų sukibimą, kuri lemia konkretus stabdantis ratas esant nagrinėjamai situacijai.

Kaip jau buvo kalbėta aptariant padangų jėgų sukibimo kreives, stabdžių sistemoje, kurioje nėra ABS, neįmanoma stabilizuoti



2.6 pav. Leidžiamą bendrojo svorio motociklo stabdymo charakteristika esant stabdymo jėgų pasiskirstymui, kai priekinis ratas pernelyg sustabdytas iki $z = 0,15$

didžiausio jėgų sukibimo apkrovos taško; ši optimali situacija pasi-
baigs ir labai greitai rato būsena taps stabili – jis užsiblokuos.

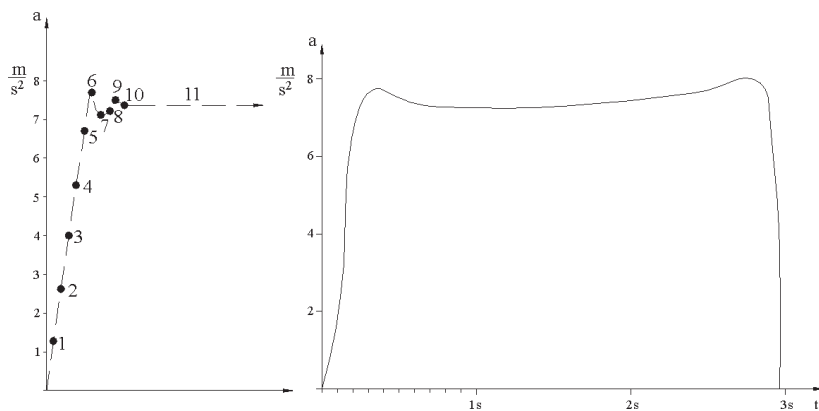
Truputį didėjanti padangų stabdymo jėga priekyje nepaisant iš-
liekančio pastovaus 0,75 slydimo koeficiento atsiranda dėl dinaminio
padidėjimo, kuris visuomet tęsiasi dėl vis dar didėjančio neigiamo au-
tomobilio pagreičio.

Jeigu stabdymo jėga stabdžių sistemoje didėja ir toliau, tuomet ir
užpakalinių ratų padangos pasiekia didžiausią galimą jėgų sukibimą
0,82 ir užpakaliniai ratai tučtuojau užsiblokuoja, ir tada slystančios pa-
dangos jėgų sukibimas irgi bus 0,75.

Užpakalinių ratų jėgų sukibimui sumažėjus nuo 0,82 (optimalus
buksavimas) iki 0,75 (slydimas), neigiamas automobilio pagreitis su-
mažėja nuo $7,568 \text{ m/s}^2$ iki $7,358 \text{ m/s}^2$, taigi jis sumažėja gerokai mažiau
nei esant tokiai pat priekinių ratų situacijai, kuomet neigiamas pagrei-
tis sumažėja nuo $7,622 \text{ m/s}^2$ iki $7,057 \text{ m/s}^2$.

Po to, kai priekiniai ratai ir užpakaliniai ratai pradeda stabdyti
užblokuoti, stabdžių sistemoje stabdymo jėgą galima didinti kiek no-
rima, tačiau skaitinės reikšmės lieka tokios pat, išskyrus atvejį, kai pa-
sikeičia slystančių užblokuotų padangų jėgų sukibimo koeficientas: ir
šitoks reiškinys iš tikrųjų įvyksta (ypač tuomet, kai kelio danga būna
drėgna ar išvis šlapia) – juk slydimo koeficientas priklauso nuo greičio;
mažėjant greičiui slydimo koeficientas didėja, taigi kai stabdant greitis
mažėja dėl stabdymo jėgos poveikio dėl didėjančių slydimo koeficien-
tų, stabdžių sistema vis dėlto gali truputį daugiau jėgos perduoti užblo-
kuotiems ratams, todėl stabdymui baigiantis automobilio neigiamam
pagreičiui vis dėlto būna būdinga nedidelio didėjimo tendencija.

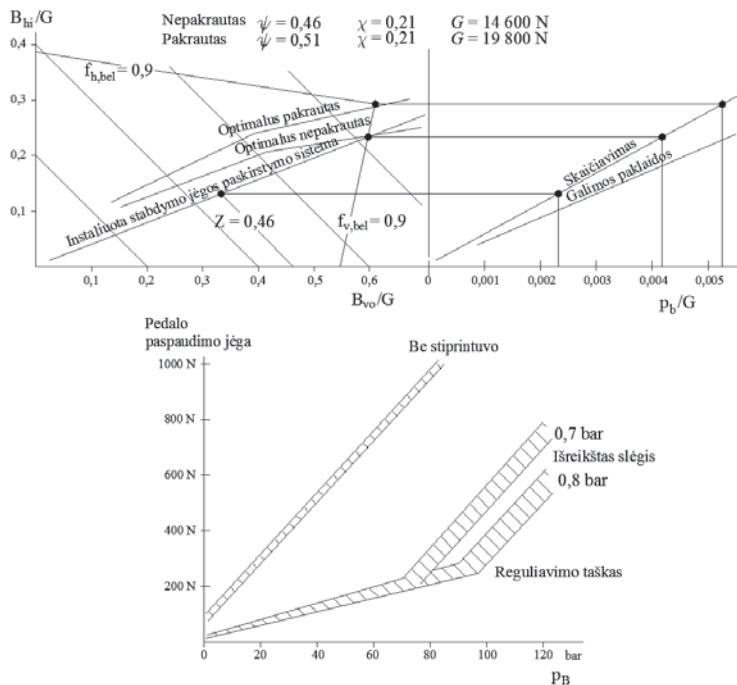
2.7 pav. apskaičiuotosios neigiamo pagreičio reikšmės pažymėtos
ant laisvai pasirinktos laiko ašies (kairioji diagrama); greta parodytas
lėtėjimo pagreičio matavimo prietaisu per tą laiką užrašytas sulėtėji-
mas (neigiamas pagreitis) stabdant.



2.7 pav. Lėtėjimo pagreičio a didėjimas užsiblokuojant priekiniams ir vėliau užpakaliniams ratams (kairėje) ir palyginimas su lėtėjimo pagreičio matavimo prietaiso nubrėžta kreive (dešinėje)

Lyginant abi šias diagramas, į akis krinta būdingas spontaniškas lėtėjimo (neigiamo pagreičio) sumažėjimas pirmąkart pasiekus didžiausią reikšmę, kurią galima nustatyti (nors ir nėra atlikta išsamių tyrimų šiuo klausimu). Tai gali būti paaiškinta kaip perėjimas į priekinių ratų blokavimo būklę. Nedidelis lėtėjimo pagreičio sumažėjimas užsiblokovus užpakaliniams ratams, kaip jau buvo minėta atliekant skaičiavimus, nėra labai žymus; ir čia galima pastebėti lėtėjimo pagreičio didėjimo tendenciją stabdymui baigiantis dėl slydimo koeficiento priklausomybės nuo greičio (kaip jau buvo aptarta prieš tai).

Anksčiau buvo pateiktos stabdžių sistemos sukeltos stabdymo jėgos ir jų nulemtas automobilio važiavimo lėtėjimas galioja tik įvairdytiems techniniams automobilio su vairuotoju duomenims; jeigu automobilis didelios galios arba jis pakrautas iki leidžiamojo bendrojo svorio, tuomet tokio pat didumo stabdžių sistemoje sukeltos stabdymo jėgos nulems gerokai mažesnę važiavimo lėtėjimą, t. y. kadangi stabdymo jėgos yra proporcingos pedalo nuspaudimo jėgai, tai tam tikram



2.8 pav. Išplėstinė stabdymo jėgų pasiskirstymo diagrama (nekintamas suderinimas) ir stiprintuvo diagrama (išreiktas sistemos slėgis kaip parametras)

visiškai pakrauto lengvojo automobilio lėtėjimui sukelti stabdžių pedalą reikia spausti gerokai stipriau nei tuo atveju, kai tokiu pat automobiliu važiuoja tik jo vairuotojas.

Kad būtų galima atsižvelgti ir į skirtingoms apkrovoms reikalingas skirtingas pedalų jėgas, yra sukurta stabdymo jėgų pasiskirstymo diagrama, pasitelkus papildomas funkcijas, ją paverčiant patogia tyrimo priemone stabdymo jėgų sąveikai priekyje ir gale įvertinti esant įvairioms priklausomybėms.

Iš 2.8 pav. pateiktos išplėstinės stabdymo jėgų pasiskirstymo diagramos lengvajam automobiliui su pateiktais duomenimis galima,

pvz., esant bet kokiai stabdymo būsenai atrasti reikiamus stabdymo slėgius ir tuomet, remiantis stiprintuvo diagrama, nuskaityti ir pedalo jėgas.

2.2. Stabdymo poveikis – stabdymo žymės

Kadangi įprastinėse kelių eismo transporto priemonėse nėra registravimo prietaisų (išskyrus tam tikrų tipų transporto priemonėse įstatymų numatytus tachografus), tiesiogiai registruojančių sulėtėjimus ar greičius, tai iš stabdymo bandymų žinomus procesus dar reikia susieti su vieninteliu vienareikšmišku avarijos vietoje vykdyto avarinio ar visiško stabdymo įrodymu – su padangų žymėmis (pėdsakais) ant kelio dangos.

Tam, kad stabdymo žymės išvis išliktų ir būtų matomos, reikia, kad kelio danga būtų sausa arba drėgna.

Ar automobilio padangos, pereidamos buksavimo etapą iki užsiblokavimo, palieka žymių (pėdsakų) jau daugiau ar mažiau prieš užsiblokuodamos, ar tik įvykus užsiblokavimui? Šiuo klausimu buvo atlikta nemažai įvairių tyrimų, ir daugelio jų rezultatai iš dalies nesutampa. Be to, bandymų technikos požiūriu dėl šio klausimo atsiranda ir daug problemų, mat pirmiausia reikia didelių sąnaudų atskirų ratų apskuk skaičiams nustatyti ir, antra, žymė, kurios pradžia nustatoma pagal labai subjektyvius su žmogaus jutimais susijusius požymius, turi būti izoliuotai pridėta prie kitų gautųjų judėjimo duomenų bei jų vertinimų.

Kiekvieno atskiro rato apskuk skaičiaus matavimų ir su atskirų žymių (pėdsakų) priskyrimu susijusių sunkumų galima išvengti pasitelkiant „penktąjį automobilio ratą“. Taip pavyko nustatyti labai svarbias su „blokavimo-žymių brėžimo“ priklausomybe susijusias savybes, bet nebuvo vienareikšmiškai nustatytas stabdančio automobilio piešiamų žymių priskyrimas šio automobilio lėtėjimui.

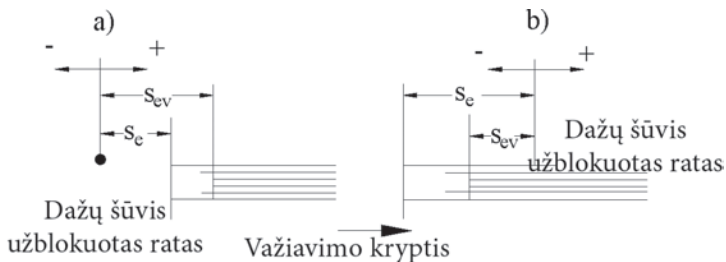
Stabdomas bandymų ratas buvo sujungtas su šuvių aparatu, iš kurio užblokavimo akimirką (esant didžiausiai ± 7 cm paklaidai) būdavo iššaunama dažais; siejant su šia dažų žyme ant kelio dangos buvo galima vienareikšmiškai susieti padangos žymės pradžią, kuri suskirstyta taip (2.9 pav.):

- pirmosios matomos žymės pradžia, atsiranda išorinių padangos briaunų žymės;
- pirmosios per visą atsirėmimo paviršių matomos žymės pradžia.

Vertinant rezultatus išryškėja tokios bendro pobūdžio tendencijos:

- pirmosios matomos žymės (išorinių padangų briaunų) atsirado jau prieš užsiblokuojant ratams, tiesa, laiko tarpas nuo jų atsiradimo iki ratų užsiblokavimo buvo mažesnis kaip 0,1 s;
- kuo didesnis buvo pradinis stabdymo greitis, tuo anksčiau atsiradavo pirmosios žymės;
- kuo didesnė apkrova tekdamo stabdančiam ratui, tuo anksčiau atsiradavo pirmųjų matomų žymių (pėdsakų).

Konkretūs rezultatai parodyti 2.10 pav., kuriame matyti tekstilinės ir plieninės radialinės padangos stabdymo ant sausos



2.9 pav. Tarpų tarp rato užsiblokavimo ir matomos vėžės atsiradimo nustatymas: a) vėžė prieš užsiblokuojant: s_e ir s_{ev} teigiami; b) vėžė įvykus užsiblokavimui: s_e ir s_{ev} neigiami

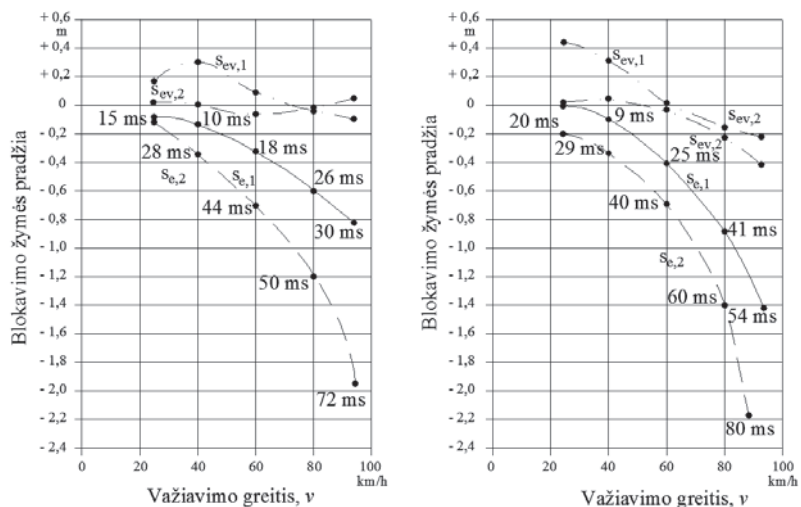
asfalto-smulkiagrūdžio betono kelio dangos esant dviem skirtingoms ratų apkrovoms ir skirtingiems pradiniais stabdymo greičiams.

Rato žymės esant visiškam stabdymui pateiktos 2.2 lentelėje.

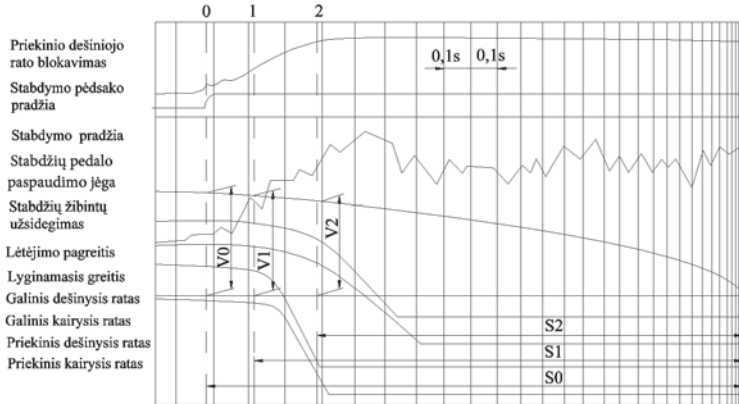
2.2 lentelė. Rato žymės esant visiškam stabdymui

Kai greitis 40–60 km/h	Kai greitis yra 70–90 km/h
yra tarp	yra tarp
30 m/s ir 40 m/s;	45 m/s ir 75 m/s;
taigi nuo 30 cm iki 70 cm	taigi nuo 90 cm iki 190 cm

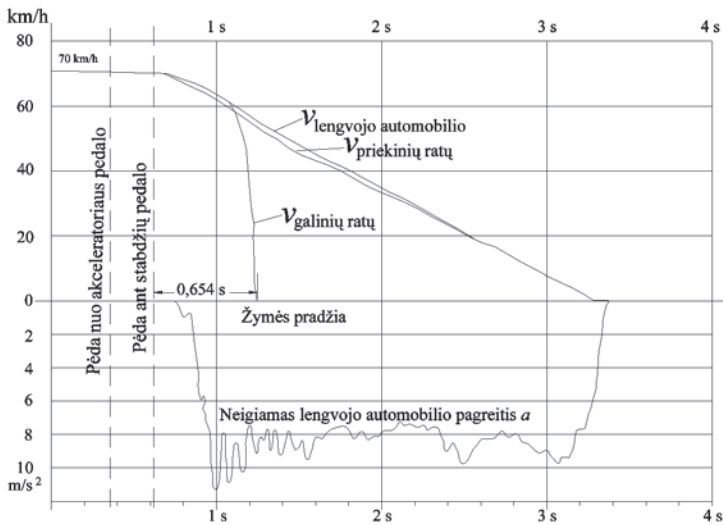
Jeigu atskiri lengvojo automobilio ratai užsiblokuoja vykstant stabdymui, tai šiuo klausimu buvo atlikta daug įvairių matavimų serių, ir jas atliko Danner (1994) (2.11–2.13 pav.).



2.10 pav. Tekstilinio kordo radialinės padangos „Dunlop Sp 57“ (kairėje) arba plieninio kordo radialinės padangos „Dunlop Sp 4“ (dešinėje) blokavimo žymės pradžia ant sausos asfaltbetonio kelio dangos, kai rato apkrova yra 1961,4 N (1) arba 4903,4 N (2)



2.11 pav. Matavimo prietaisų užregistruotas užblokovimas stabdant



2.12 pav. Matavimo prietaisų užregistruotas užblokovimas stabdant

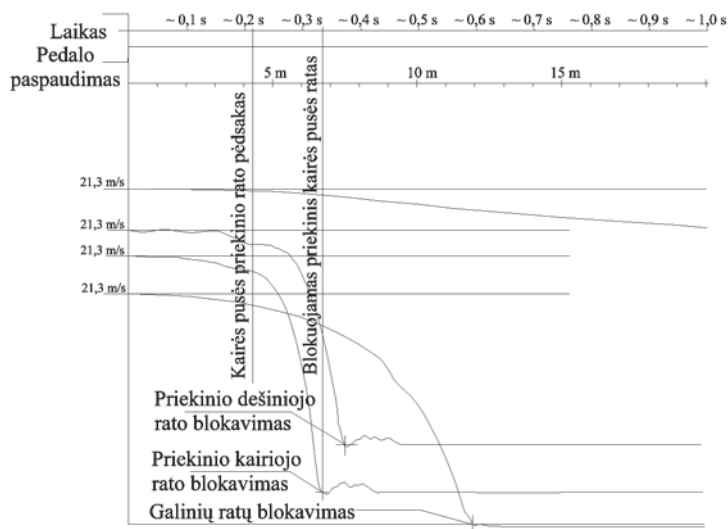
2.11–2.13 pav. pateikti trijų cituotų vietų matavimų duomenys. Matuojant ir užrašant matavimų rezultatus tiesiogiai nustatomas:

- automobilio greitis;
- priekinių ir užpakalinių ratų greitis;

- pradinis impulsas pagal stabdžių lempučių kontaktą arba kontaktą paliečiant stabdžių pedalą;
- be to, 2.11 pav. ir 2.12 pav. nustatomas ir automobilio lėtėjimas (neigiamas pagreitis), visi šie dydžiai nustatomi pagal laiką; o 2.13 pav. jie pažymėti atsižvelgiant į nuvažiuotą kelią.

Iš pateiktų diagramų ir kitų lentelėse teikiamų matavimų duomenų paaiškėjo, kad priekiniai ratai visuomet užsiblokuodavo pirmiau, o užpakaliniai ratai – vėliau, be to, laiko tarpas nuo priekinių iki užpakalinių ratų užsiblokavimo sudarydavo kelias dešimtąsias sekundės dalis.

O laiko tarpai nuo stabdymo pradžios (matavimus sukeliančio impulso) ir pirmojo priekinio rato užsiblokavimo skyrėsi: atliekant bandymų serijas (2.12 pav.) ši stadija truko 0,6–0,7 s (ir pirmasis ratas užsiblokuodavo jau vėliau, kai stabdymas tapdavo maksimalus, o kiti bandymai (2.11 pav.) parodė, kad apie 70 % matavimo atvejų laiko



2.13 pav. Matavimo prietaisų užregistruotas užblokuojimas stabdant

tarpas nuo stabdymo pradžios iki pirmojo rato užsiblokavimo trukdavo 0,3–0,4 s, likę šios stadijos matavimų rezultatai buvo 0,4–0,5 s ir tik pavieniais atvejais jie siekdavo 0,6 s.

Atliekant visas matavimų serijas, prie 2.11–2.13 pav. nurodytų matuojamų parametrų buvo papildomai įrašyti stabdžių žymių ilgiai arba pradžios.

2.12 pav. pavaizduotų bandymų serijoje žymę praktiškai visuomet buvo galima pamatyti tik ratui užsiblokavus: galima teigti, kad šį rezultatą labai lėmė (ir apribojo) žymių registravimo rūšis. Ant strypo automobilio gale buvo pritvirtinta didelio greičio filmavimo kamera, nukreipta į priekinį ratą, taigi aplinkybės ratų žymėms atpažinti buvo labai nepalankios.

Tokios patirties buvo įgyta atliekant išankstinius 2.13 pav. serijos bandymus, kuriuos atliekant kamera per veidrodžių sistemą tuo pat metu registravo zonas už priekinio ir užpakalinio rato; esant tokiems žiūrėjimo kampams yra didelė tikimybė, kad kaip žymės pradžia bus atpažinta tik „pirma per visą atsirėmimo paviršių matoma žymė“.

Atliekant 2.13 pav. pavaizduotas bandymų serijas (jos buvo registruojamos atsižvelgiant į kelią), žymės pradžią buvo galima paprasčiausiai įrašyti į matavimo registravimo lapą, išmatavus atstumą tarp žymės pradžios ir šūvio žymės ant kelio.

Matavimų serijose (2.11 pav.), kurios buvo registruojamos atsižvelgiant į laiką, šie žymių matavimai turėjo būti perskaičiuoti į laiko tarpus. 2.11 pav. ir 2.13 pav. pavaizduotų bandymų serijose pagal šiuos papildomus žymenis buvo atrasta, kad žymės pradžia atsirasdavo 0,1–0,15 s prieš užsiblokuojant žymę brėžiančiam ratui, taigi dar gerokai anksčiau nei nustatė Grandelis pasitelkęs Štutgarto ratą.

Labiausiai tikėtina priežastis, dėl kurios atsirado šis skirtumas, yra tai, kad atliekant matavimų serijas, pavaizduotas 2.11 pav. ir 2.13 pav., vėžės pradžios buvo ieškoma labai rūpestingai apžiūrint vėžes jų ėjimo kryptimi ir buvo žiūrima labai nedideliu kampu (optinė kompresija), o

pagal Grandelio apibrėžimą pirmąsias matomas žymes išorinės padangų briaunos jau pradeda brėžti tikrai stipriai.

Atsižvelgiant į svorio centrus stabdymas su žymių (pėdsakų) brėžimu, jeigu registravimo prietaisai visiškai tiksliai neužregistravo stabdymo, skaičiuojant rekonstruojamas taip:

- greitis v_v esant padėčiai prie vėžės pradžios:

$$v_v = \sqrt{2 \cdot \bar{s}_v \cdot a_v}, \quad (2.4)$$

čia: \bar{s}_v – vėžės ilgis: taip pat ir s_{V-H} arba s_{V-K} ; a_v – visiškas sulėtėjimas;

- greitis v esant stabdymo lėtėjimo pagreičio didėjimo pradžiai (= pirminis važiavimo greitis prieš stabdant):

$$v = v_v + \bar{t}_s \cdot \frac{a_v}{2}, \quad (2.5)$$

čia: t_s – lėtėjimo pagreičio didėjimo laikas 0,2–0,3 s (hidraulinėse stabdžių sistemose) – taip pat ir t_{B-v} ;

- lėtėjimo pagreičio didėjimo stadijos metu nuvažiuotas kelias:

$$\bar{s}_s = \bar{t}_s \cdot \frac{v + v_v}{2} \text{ taip pat ir } s_{B-v} \quad (2.6)$$

arba ir

$$= v \cdot \bar{t}_s - \frac{1}{2} \cdot \frac{a_v}{2} \cdot \bar{t}_s^2, \quad (2.7)$$

- pirminė reakcijos stadija iki stabdymo lėtėjimo – pagreičio didėjimo pradžios:

$$\bar{s}_o = v \cdot \bar{t}_o \text{ taip pat ir } s_{R-B}, \quad (2.8)$$

čia: \bar{t}_o – pirminės stadijos be stabdymo laiko trukmė 0,8–0,9 s, kai vairuotojas yra stipriai sutelkęs dėmesį ir vyraujant dienos šviesos sąlygoms be atmosferinių sutrikimų – taip pat ir t_{R-B} .

Būtina aptarti klausimą: kokia neigiamo pagreičio skaitinė reikšmė priskiriama žymių nubrėžtam visiško stabdymo keliui?

Jeigu į eismo įvykį patekęs automobilis dar gali būti eksploatuojamas (pvz., po susidūrimo su pėsčiuoju, dviratininku ir pan.), tuomet praktiškai iškart po eismo įvykio analogiškomis įvykiui aplinkos sąlygomis galima atlikti stabdymo bandymus, pagal kuriuos (ir egzistuojant padangų žymėms) galima užfiksuoti bent jau tokias būsenas:

- automobilio lėtėjimą, jeigu vairuotojas iškart užsiblokavus priekiniams ratams toliau stipriau nespaudė stabdžių pedalo;
- sulėtėjimo diapazoną, jeigu vairuotojas tiek laiko toliau stiprino pedalo jėgą, kol užpakalinių ratų jėgų sukibimas būtų pasiekęs maksimumą;
- lėtėjimas (neigiamas pagreitis), jeigu užsiblokavus priekiniams ratams dar papildomai būtų užblokuoti ir užpakaliniai ratai.

Būtų sunku įsivaizduoti atvejį, kad vairuotojas gresiant eismo įvykiui dėl kažkokios priežasties galėtų ne iki galo spausti stabdžių pedalą – tuo labiau, kad šiuolaikiniuose lengvųjų automobilių stabdžių sistemose su stiprintuvu pakanka jau 200 N ar 300 N pėdos jėgos, todėl kaip žymių nubrėžtą visiško stabdymo kelią galima įsivaizduoti paskutinį ar bent jau priešpaskutinį iš prieš tai minėtų avarinio stabdymo variantų.

Paprastai nubrėžtų žymių stabdymo kelio lėtėjimo reikšmę galima įvertinti tik pagal tokius kriterijus:

- kelio dangos paviršius (betonas, asfaltas, grindinys ir pan.);
- kelio dangos paviršiaus struktūra (grublėta, šiurkšti, lygi ir pan.);
- kelio dangos paviršiaus būklė (sausas, drėgnas, šlapas, apledėjęs ir pan.).

Be to, į šią siaurą paklaidos juostą įtraukiami visi lemiantys parametrai, kurių neįmanoma išmatuoti, tačiau kurie vis dėlto turi įtakos stabdymui.

Kai stabdoma visiškai (kai kelias sausas, drėgnas arba bent jau nepernelyg šlapias), šis stabdymas atitinka lengvojo automobilio priekinių ratų žymių (pėdsakų) ilgį, automobilio sulėtėjimų (neigiamų pagreičių) diapazonai būna tokie:

ant sausos betono kelio dangos	8,5 m/s ² ± 10 %;
ant sausos asfaltbetonio kelio dangos	7,5 m/s ² ± 7 %;
ant sauso granito akmenų grindinio	7 m/s ² ± 5 %;
ant drėgnos kelio dangos	80–90 %;
atitinkamo „sausos“ rezultato	
ant šlapios kelio dangos	5,5 m/s ² ± 10 %;
ant kelio dangos, kurią dengia sukietėjęs sniegas	3,5 m/s ² ± 10 %;
ant apledėjusios kelio dangos	1,75 m/s ² ± 10 %.

Jeigu atliekant konkretų tyrimą pagal anksčiau nurodytus kriterijus gaunama papildomos informacijos apie kelio dangos būklę, padangų rūšį ir pan., tuomet naudojant literatūroje pateiktus natūrinių bandymų duomenis pavyksta gerokai sumažinti paklaidų laukus.

Kaip pavyzdys čia pateikiami lėtėjimo rodikliai esant visiškai efektyviam stabdymui ant neįprastų paviršių:

važiuojant sausu, dulketu,	
kietai suvažinėtu smėlio keliuku	5,5 m/s ² ;
važiuojant sausu arba drėgnu, kietai	
suvažinėtu smėlio keliuku su žvyro danga	4,8 m/s ² ;
važiuojant žema žole ant kietos, lygios, sausos dirvos	4,5 m/s ² ;
važiuojant vidutinio aukščio žole	
ant kietos, lygios, šlapios dirvos	3,9 m/s ² ;
važiuojant aukšta žole ant kietos, nelygios,	
šlapios dirvos	2,2 m/s ² .

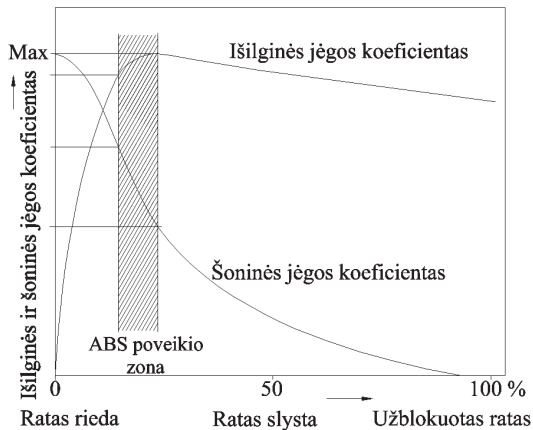
Baigiamosios pastabos

Tam, kad visiškai efektyvaus stabdymo stadijoje būtų pasiektos didelės lėtėjimo (neigiamo pagreičio) reikšmės, būtina, kad lengvojo automobilio stabdžių sistema būtų tvarkinga ir būtų stabdoma stipriai spaudžiant stabdžių pedalą, kad užsiblokuotų priekiniai ir užpakaliniai ratai arba kad užpakalinių ratų stabdymo būklė būtų tokia, kad jie yra arti užsiblokavimo ribos.

Susidarius tam tikram vandens plėvelės storio, padangos profilio gylio ir važiavimo greičio „deriniui“, padanga pereina į akvaplaniravimo būseną, kuriai esant lėtėjimas gali daugiausia siekti $0,5 \text{ m/s}^2$ ir jis paprastai realiai nepasireiškia, nes lengvojo automobilio būklė tuo pat metu būna nestabili ir lengvasis automobilis labai greitai „nuplaniruoja“ nuo kelio dangos.

Automatinis antiblokavimo įtaisas

Toliau nagrinėjami bandymų rezultatai, gauti testuojant lengvuosius automobilius, kuriuose įrengtos ABS stabdymo sistemos.



2.14 pav. Sukibimo koeficientų priklausomybė nuo praslydimo su ABS veikimo diapazonu

Kadangi šios sistemos neleidžia ratams užsiblokuoti, tai jos ne tik efektyviai veikia, mat šoninės padangų jėgos poveikis išlieka nepaisant stiprios stabdymo apkrovos, tačiau apskritai ir stabdymo poveikis (efektyvumas) būna stipresnis nei tuomet, kai blokuoti vienos ar net abiejų ašių ratai (2.14 pav.).

Pagreičiai

ABS, esant visiškam stabdymui, išlaiko ratus 10–20 % praslydimo intervale ir kartu didžiausios jėgų sukibimo zonos ribose, o šis sukibimas, palyginti su blokuotomis padangomis esant sausai kelio dangai, yra didesnis 10–20 %, o kai kelio danga šlapia – net iki 30 %.

Atitinkai atliekant bandymų serijas, kuomet kelio danga visuomet buvo sausa, išmatuoti tokie stabdymo lėtėjimo stabdant (neigiamo pagreičio) vidurkiai:

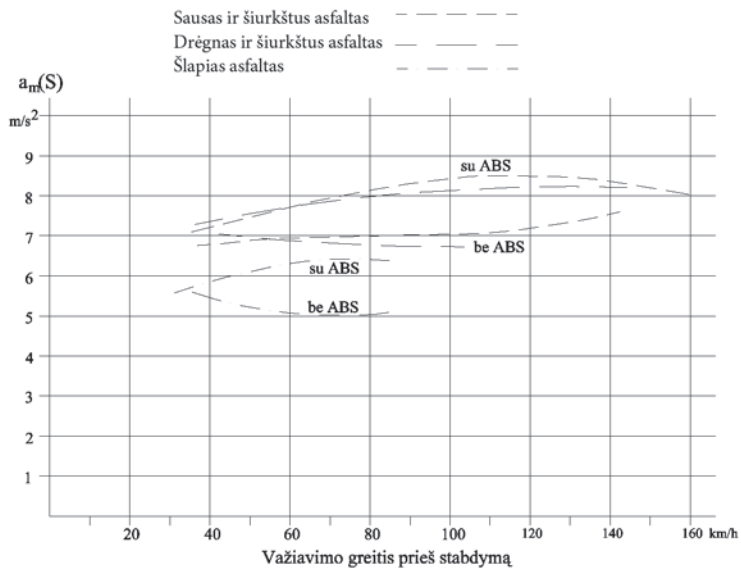
6,8 m/s ² (be ABS)	per stabdymo kelią nuo pedalo nuspaudimo momento
8,3 m/s ² (su ABS)	
7,4 m/s ² (be ABS)	per nubrėžtas stabdymo kelio vėžes
8,9 m/s ² (su ABS)	

Kitų atliktų visiško stabdymo bandymų su ABS ir be ABS rezultatai pateikti 2.15 pav.

Padangų žymės

Ant sausos kelio dangos visiškai stabdant su ABS dažniausiai, tačiau nereguliariai atsirandančios žymės gerokai skiriasi nuo blokuotų ratų paliekamų pėdsakų.

Pirmiausia ABS atveju pėdsakai būna gerokai mažesni ir, antra, toks „reguliarus“ pėdsakas būna tai juodesnis, tai šviesesnis – tai sietina su kintamais stipresnio ir silpnesnio stabdymo intervalais.



2.15 pav. Lėtėjimo pagreičio vidurkis nuo stabdžių pedalo palietimo momento

3. AUTOMOBILIO JUDĖJIMAS MANEVRO METU

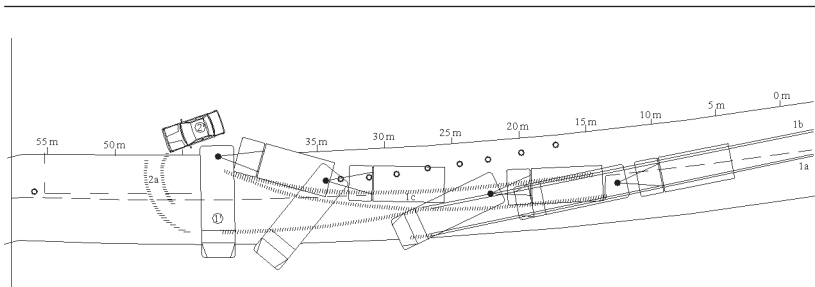
Vairuodamas vairuotojas stengiasi pakeisti savo automobilio vairavimo kryptį (ir esant normaliam judėjimo procesui, ir reaguodamas pavojingos situacijos atveju).

Tačiau netgi ir nagrinėjant vairavimą kaip staigią gynybinę priemonę, čia svarbus ne didžiausias galimas efektyvumas, kuriam suaktyvinti (kaip stabdant avarinės situacijos atveju) turi būti aktyvuotos kažkokios minimalios jėgos, kurių viršutinė riba nėra nustatyta, o griežtai paskirstyti vairo judesiai. Mat jeigu judesys bus didesnis nei reikalinga, tai prasidės nebevaldomas automobilio metimasis į šalį (o krovininiai automobiliai gali net ir apsiversti).

Todėl taip pat ir vairuojant, esant avarinei situacijai, į judėjimą bus įtraukta labai daug individualizuotų duomenų, ir čia, priešingai nei stabdymo atveju, skaičiuojant nebus galima tiksliai apriboti atskirų suvokimo, reagavimo ir slenksčių trukmių.

Šlapia kelio danga

- | | | |
|---|----|--|
| 1. Sunkvežimis „LU 11/16 Commodore“ su priekaba (paskutinis tachografo užrašas prieš sumažėjimą be aiškaus laiko: 64 km/h → 59 km/h per 15 m) | 1a | Užblokuotas ratas (35,2 m) su kairiojo priekinio sunkvežimio rato slydimo žyme (1,6 m) |
| | 1b | Užblokuotas ratas (35 m) su dešiniojo priekinio sunkvežimio rato slydimo žyme (14 m) |
| | 1c | 2 abiejų sunkvežimio galinių ratų slydimo žymės (po 28 m) |
| 2. „VW Transporter“ | 2a | 2 VW slydimo žymės (6 m arba 4 m) |



3.1 pav. Sunkvežimių su priekabomis elgsena avarinio stabdymo atveju: (apačioje) esant nedideliam jėgų sukibimo koeficientui (0,3), sunkvežimis pakrautas visiškai, o priekaba – iki pusės svorio (kairėje), sunkvežimis ir priekaba pakrauti visiškai (dešinėje) – blokuoti ratai pažymėti stora linija; (viršuje) sunkvežimis su priekaba tuščias; priekaba dėl stabdžių defekto beveik nestabdoma, esant drėgnai kelio dangai

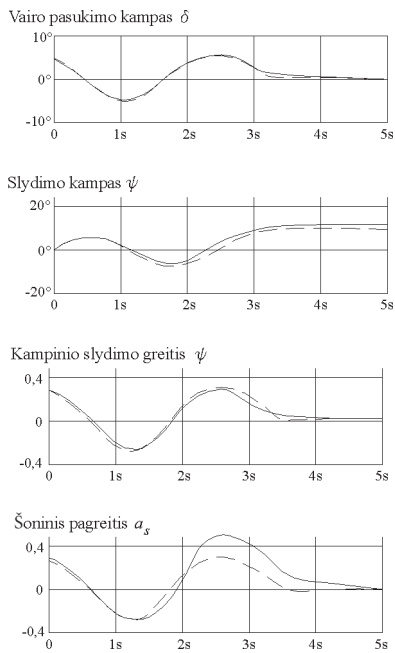
Taip pat stadijos, kurios metu esant tiriamajam vairavimui buvo pasiektas konkretus didžiausias priekinių ratų posūkio kampas, atveju nebus liekamųjų padangų žymių ant važiuojamosios kelio dalies dangos.

Nors ant sausos ir drėgnai šlapios kelio dangos automobiliui slystant dėl padangų įstrižinės eigos (apie 6–8 laipsnių įstrižinio posūkio eigos kampas) lieka pėdsakai, tačiau tiesioginio ryšio tarp automobilio vairo pasukimo kampo arba priekinių ratų posūkio kampo ir atskirų ratų įstrižinio posūkio kampo arba slystančio automobilio šoninio nubloškimo kampo nustatyti negalima, nes šie procesai pirmiausia priklauso nuo automobilio važiavimo greičio ir vairo posūkio greičio.

Techniniai automobilių parametrai ir judėjimo parametrai, susiję su vairavimu ir jo sukeltu automobilio judesiu, išnagrinėti 3.2 pav. diagramose.

Diagramų eilės braižomos kaip keturiolikos toliau nurodytų bandymų vidurkiai.

Važiuojant ratu (apvalia trajektorija), kurio spindulys 36 m, ir esant pastoviam važiavimo greičiui 36 km/h (atitinkamai esant šoniniam



3.2 pav. Dydžių δ , ψ , $\dot{\psi}$, a_y tarpusavio ryšiai esant tangentiniam išvažiavimui iš važiavimo ratu (apvalia trajektorija)

pagreičiui $0,28\text{ g}$) teko padaryti staigų judesį (siekiant išvengti susidūrimo) ant tangentiškai „prisijungiančios“ tiesės.

Dėl važiavimo ratu matavimų pradžioje abu priekiniai ratai vidutiniškai buvo pasvirę $\delta = 5^\circ$.

Vairas buvo atitinkamai pasuktas 90° kampu (kai įprastinis perdavimo koeficientas yra 18:1).

Kadangi kaip slydimo kampo atskaitos kryptis buvo pasirinkta tangentiškai iš rato formos trajektorijos išeinanti tiesė, tai matavimo pradžioje slydimo kampas buvo $\psi = 0^\circ$.

Nubloškimo greitis (slydimo kampo kitimas laiko požiūriu) matavimo pradžioje dėl nekintamo važiavimo ratu atitiko rato trajektorija judančio automobilio kampinį greitį:

$$\dot{\psi} = \frac{v}{R} = \frac{10 \text{ m/s}}{36 \text{ m}} = 0,278 \text{ s}^{-1}.$$

Tuo pat metu važiuojant ratu pastovia trajektorija šoninis (skersinis) pagreitis buvo:

$$a_s = \frac{v^2}{R} = \frac{(10 \text{ m/s})^2}{36 \text{ m}} = 2,778 \text{ m/s}^2 \approx 0,283 \text{ g}.$$

Dabar iš diagramų eilės galima pamatyti, kad per vieną sekundę priekiniai ratai nuo 5° posūkio (pvz., į kairę) buvo pasukti 10° kampū ir galų gale jie jau buvo pasukti 5° į dešinę (šis pokytis atitinka automobilio vairo sukimo greitį 180° per sekundę).

Vėliau priekiniai ratai vėl pasukami atgal į padėtį 5° į kairę (tiesa, ši kartą tai padaroma per šiek tiek ilgesnį laikotarpį – 1,5 s), ir galiausiai paskui beveik per 1 sekundę priekiniai ratai vėl sugrąžinami į nulinę padėtį, taigi pagaliau stabilizuojamas pageidaujamas krypties pakeitimas išvažiuojant iš rato tangentine važiavimo trajektorija.

Kad duomenys apie judėjimą būtų išsamūs, prireikė dar ir šoninio nubloškimo kampo kitimo (kampo tarp judėjimo trajektorijos liestinės ir išilginės transporto priemonės ašies) tyrimo.

Pagal šį kampą, įtraukus slydimo kampą ir vairavimo kampą, galima rasti atskirų ratų įstrižinės eigos kampus ir kurso (trajektorijos) kampo kitimą (taigi praktiškai svorio centro trajektoriją).

Iš kitų diagramų eilės duomenų galima pamatyti, kokios buvo šių vairavimo impulsų nuokrypio (slydimo) kampo, kampinio slydimo (nuokrypio) greičio ir kampinio pagreičio amplitudės ir (galbūt) judėjimo inercijos laikų skaitinės reikšmės. Kartu diagramose brūkšnine linija pavaizduoti rezultatai, kurie buvo gauti pritaikius labai tikslų ir sudėtingą skaičiavimo modelį. Matyti, kad taikant šį

modelį lyginant su bandymų matavimais žymus nuokrypis gautas tik apskaičiuojant šoninį pagreitį antrąją ir trečiąją sekundę.

Skaičiuojant buvo gautas didžiausias 0,3 g šoninis pagreitis, o atliekant bandymus didžiausios išmatuotos reikšmės buvo apie 0,5 g.

Tačiau kai yra tokie dydžiai, kreivės viduje esančių padangų jėgų sukibimo koeficientai jau turi būti apie 0,75–0,8 – taigi jie jau gerokai priartėja prie slydimo ribos, o ši būseną nulemtų stiprų vairuotojų nesaugumo jausmą ir tam tikromis sąlygomis sukeltų tokią jų reakciją, dėl kurios automobilis peržengtų stabilumo ribą. Todėl šiuo požiūriu reikėtų panagrinėti toliau pateiktą kampinių pagreičių lentelę, sudarytą eismo stebėjimo atveju esant apsisukimo, įsukimo ir išsukimo procesams bei įvažiavimo į liniją ir išvažiavimo iš linijos lenkiant stadijoms.

2.3 lentelė. Kampiniai pagreičiai esant skirtingiems judėjimo procesams

Esamas šoninis pagreitis	Įvertinimas
0,2–0,3 g	Įprastas eismo dalyvių pagreitis, nepavojingas ir tuomet, kai vairuotojo įgūdžiai tikrai kuklūs.
0,3–0,45 g	Sportinis, keliuose neretai matomas važiavimo stilius; ne toks pavojingas, kai vairuotojas patyręs.
0,45–0,6 g	Važiavimas ant išvažiavimo į išorinį kelkraštį ribos. Važiuojant keliuose pasitaiko retai. Visuomet esti pavojingas, nors labai patyrę vairuotojai kartais sugeba nesukelti avarijos ir šitaip važiuodami.
Daugiau kaip 0,6 g	Beveik visomis aplinkybėmis šitaip važiuojanti transporto priemonė nubloškiamą į kelkraštį ar už jo ribų; šitaip gali važiuoti vairuotojai bandytojai pastovia rato formos trajektorija.

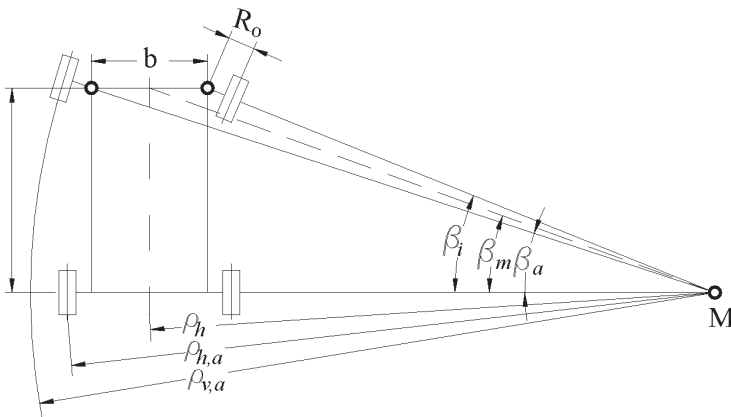
3.1. Transporto priemonių judėjimas kreiva trajektorija, kai yra nedideli šoniniai pagreičiai

Toliau pateikti variantai galioja tik važiavimams kreive, kurių šoniniai pagreičiai daugiausia teatitinka viršutinę prieš tai pateiktos lentelės grafą; tačiau supaprastinant juos galima naudoti ir skaičiavimams, atliekamiems tuomet, kuomet šoniniai pagreičiai būna didesni (jeigu tik nebuvo peržengta stabilumo riba ir nepasidėjo nebetontroliuojamas transporto priemonės derapažas (bloškimas į šalį), taigi tol, kol neatsirado automobilio nubloškimo kampo didėjimo tendencijų).

3.2. Geometriniai ryšiai

Trajektorijų kreivės

Važiuojant kreive, tarp kreivės išorėje esančio priekinio rato δ_a ir spindulio $\rho_{v,a}$ (pėdsakų rato spindulio) momentinės trajektorijos, kurią nubrėš išorinis lanko priekinis ratas, egzistuoja 3.3 pav. pavaizduotas ryšys.



3.3 pav. Geometriniai transporto priemonės judėjimo kreive be (akivaizdžios) išcentrinės jėgos (Ackermanno sąlygų) ryšiai

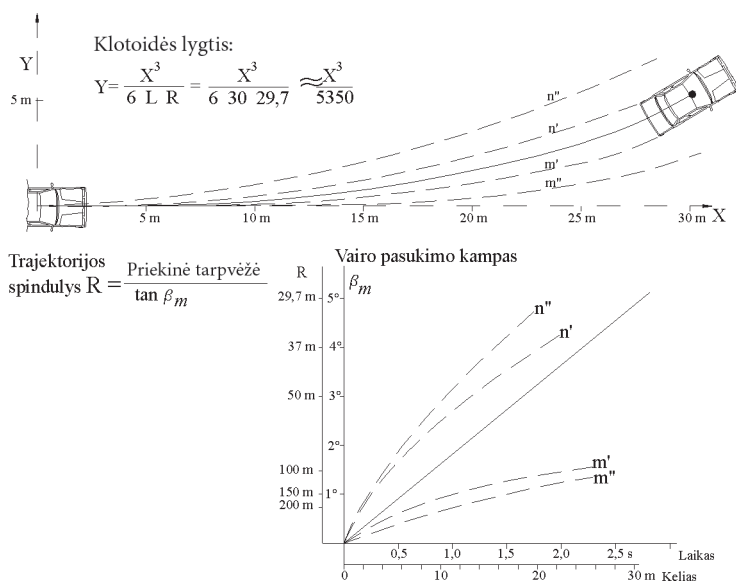
Tuomet momentinių kitų mus dominančių taškų trajektorijų spindulius – svorio centro, labiausiai išorėje esančio priekinio lengvojo automobilio kontūro taško (mažiausio posūkio rato spindulio) ir pan. galima atrasti remiantis lengvojo automobilio geometrija.

$$\rho_h = \frac{l}{\tan \beta_m} \quad \text{arba} \quad \rho_{v,a} = \frac{l}{\sin \beta_a} + R_o.$$

Visa svorio centro trajektorijos kreivė priklauso nuo greičio, kuriuo pasisuka ratai arba kuriuo sukiojamas vairas.

Tik tuo atveju, kai vairo sukimo greitis yra pastovus, iš svorio centro trajektorijos gaunama kreivė, kurią įmanoma matematiškai išanalizuoti – vadinamoji Korniu spiralė.

3.4 pav. tokio lengvojo automobilio svorio centro trajektorija



3.4 pav. Priekinių ratų vairavimo kampo pokyčiai pagal laiką (apačioje) ir iš jų gaunamos svorio centrų trajektorijos (viršuje)

pavaizduota ištiesine linija (šio automobilio vairas buvo sukamas į kairę pastoviu sukimo greičiu (apie $70^\circ/\text{s}$).

Štrichuotos svorio centro trajektorijos n'' ir n''' arba m'' ir mm''' būtų nuvažiuotos, jeigu vairo sukimo greitis iš pradžių būtų buvęs didesnis arba mažesnis kaip $70^\circ/\text{s}$, o paskui šis greitis būtų mažėjęs.

Iš šio pavyzdžio galima matyti, kad yra labai sunku atsakyti į klausimą, kada pradėjo sukti lengvasis automobilis, kurio padėtis kolizijos momentu, pvz., gali būti palyginti patikimai atkurta posūkio metu, nes yra nedaug vairo sukimą ir kartu nuvažiuotą trajektoriją apriboti padedančių veiksnių.

Pločio poreikis

3.3 pav. rodo, kad skirtumas tarp lanko išorėje esančio priekinio rato ir lanko viduje esančio užpakalinio rato (reikalinga tarpvėžė) yra didesnis už automobilio tarpratį.

Lengviesiems automobiliams dėl šio reiškinių paprastai nekyla jokio pavojaus, o jeigu tarpas tarp automobilio ratų ašių yra didelis ir juo labiau jeigu tai yra automobiliai su priekaba ar puspriekabe, šis bendro transporto priemonės kontūro pločio poreikio padidėjimas gali turėti įtakos tam, kad įvyktų eismo įvykis.

Pvz., transporto priemonių junginio vairuotojas siauroje vietoje darydamas lanką su kairiuoju pasukimu dešinią priekinę vilkiko ratą gali laikyti prie pat savo kelio juostos krašto, tačiau kreivės viduje esantis kairysis užpakalinis priekabos ratas ir greta jo esančios priekabos galo dalys nelabai plačioje gatvėje atsiduria priešingos krypties eismo juostoje.

Skaičiavimo formulės:

$$a) B = \sqrt{\left(\rho_p + \frac{b}{2}\right)^2 + I'^2} - \left(\rho_p - \frac{b}{2}\right) = \rho_{\max} + b - \sqrt{\rho_{\max}^2 - I'^2}.$$

b)

$$B = \rho_{\max} + \frac{b_a}{2} - \sqrt{\left(\sqrt{\rho_{\max}^2 - (L_z - u_{zh})^2} - \frac{b_z}{2}\right)^2 + L_k^2 - L_d^2 - (L_a - u_{av} - u_{ah})^2}.$$

$$c) B = \rho_{\max} + \frac{b_a}{2} - \sqrt{\left(\sqrt{\rho_{\max}^2 - (L_z - u_{zh})^2} - \frac{b_z}{2}\right)^2 + a^2 - (L_a - u_{av} - u_{ah})^2}.$$

3.5 pav. pavaizduota, iš kokių specifinių konstrukcijos požymių apskaičiuojamas tam tikro spindulio trajektorija judančio atskiro automobilio, automobilio su priekaba ir autotraukinio pločio poreikis.

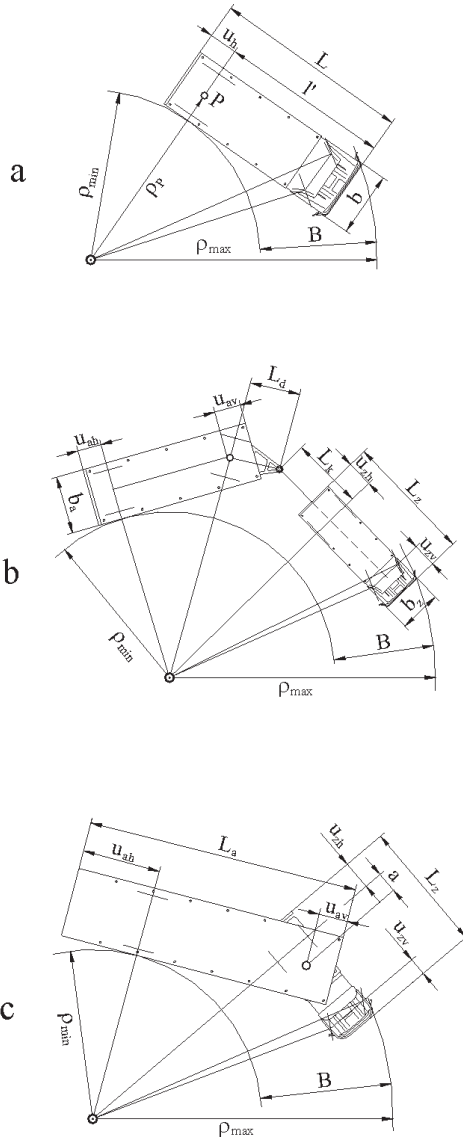
Transporto priemonių junginių judėjimo trajektorijos

Priekabų ir puspriekabių užpakalinių ašių vidurio taškų trajektorijos matematikos požiūriu – tai pirmykščių trajektorijų traktrisės, kurias nubrėžia priekabos užkabinimo taškas, priekabos vidurinės ašies vidurio taškas arba priekabos sukabinimo taškas – ir todėl jos gali būti apytikriai atkurtos pagal šį dėsnį, tačiau uždaras traktrisės analizinis išvedimas yra įmanomas tik tuomet, jeigu pirmykštė trajektorija taip pat gali būti suformuluota pagal matematiškai uždarą dėsnį.

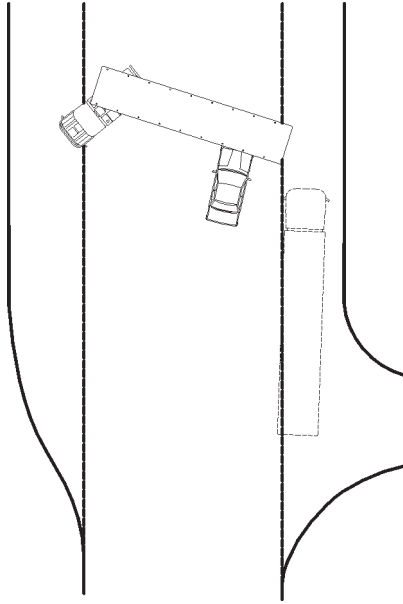
3.6 pav., a pavaizduota lengvojo automobilio ir besisukančio balninio vilkiko susidūrimo padėtis bei brūkšnine linija pavaizduota pradinė transporto priemonių junginio padėtis prieš sukimosi manevrą. Kairiojoje 3.6 pav., a dalyje pavaizduotas apsisukimas 0-linę, 4-ąją, 5-ąją, 7-ąją ir 10-ąją sekundę nuo sukimosi pradžios, kai krovinio automobilio vairas buvo sukamas kaip vaizduojama 3.6 pav., a.

Kai $t = 0 \div 3$ s, vairo sukimo kampinis greitis buvo $7^\circ/\text{s}$.

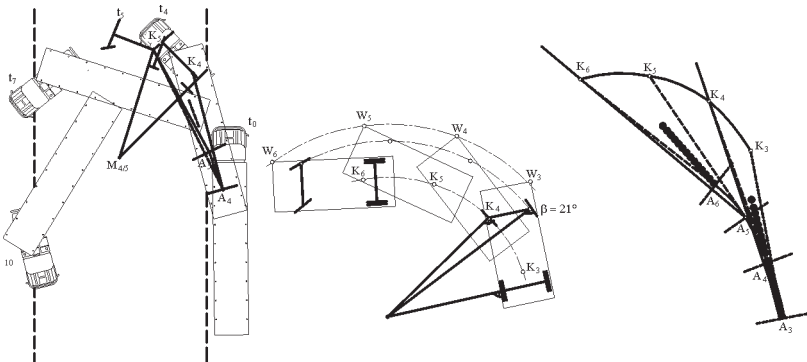
Kai $t = 3 \div 6$ s, vairo sukimo kampas buvo konstantiškas ir sudarė 21° .



3.5 pav. Kelio plotis, būtinas automobiliui be priekabos, krovininiam automobiliui ir transporto priemonių junginiui važiuojant lanku ir neveikiant (žymesnėms) išcentrinėms jėgoms



3.6 pav. Lengvojo automobilio ir transporto priemonių junginio padėties susidūrimo metu; (---transporto priemonių junginio padėtis posūkio pradžios momentu)



3.6 pav., a. Puspriekabės galinės ašies vidurio taško traktrisės taškų $A_3 - A_6$ atkūrimas (dešinėje), kai yra duoti sukabinimo taško trajektorijos kreivės taškai $K_3 - K_6$ (viduryje), padeda transporto priemonių junginiui atsidurti susidūrimo padėtyje praėjus 7 s nuo apsisukimo pradžios

Paskui priekiniai ratai buvo sukami atgal į nulinę padėtį.

Atkūrimo rezultatas yra tai, kad transporto priemonių junginys, praėjus lygiai 7 s po apsisukimo pradžios, buvo susidūrimo padėtyje; buvo nustatytas lygiai 30 m/s lengvojo automobilio greitis kolizijos momentu.

Kaip rodo patvirtinti liudininkų parodymai, transporto priemonių junginio vairuotojas pradėjo apsisukimo manevrą po to, kai priešinga kryptimi važiuavęs krovininis automobilis su priekaba pravažiavo pro jį ir maždaug už 110 m nuo į eismo įvykį patekusio transporto priemonių junginio sukdamas kairėje įvažiavo į žvyro duobę ir dėl to kelioms sekundėms užmaskavo iš paskos važiuoti galėjusių transporto priemonių žibintų šviesą.

Nepavyko nustatyti, kodėl taip vėlai pradėjo stabdyti lengvojo automobilio vairuotojas.

Dešinėje 3.6 pav., a dalyje ypatingai pažymėta priekabos galinės ašies vidurio taško rekonstruota traktrisė, kai apsisukimo fazė buvo $t = 3 \div 6$ s.

Priekabos prikabinimo taško trajektorijos kreivė, kur pažymėti laikai nuo K_3 iki K_6 , yra kaip apskritimo lankas, kurį galima lengvai atkurti konstantiškomis sąlygomis (pvz., kai didžiausias vairo sukimo kampas yra 21°).

Esant pradžios padėčiai laiko momentu $t = 3$ s štrichuota $K_3 - A_3$ jungianti linija parodo išilginę priekabos ašį tarp priekabos prikabinimo taško ir galinės priekabos ašies vidurio, KA – tai konstrukciškai parinktas dydis, konstanta.

Priekabos prikabinimo taškui judant iš K_3 į K_4 , tuomet priekabos užpakalinės ašies vidurio taškas A judės ne kryptimi A_3, K_3 (stora brūkšninė linija) ir ne kryptimi A_3, K_4 (plona brūkšninė linija), bet per vidurį tarp šių kryptių.

Taigi nubrėžiama kampo $K_4 A_3 K_3$ pusiaukampinė (plona punktyrinė linija) ir apie priekabos prikabinimo tašką K_4 nubrėžiamas

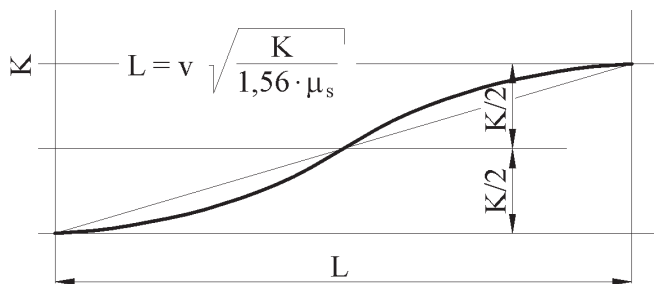
visuomet konstantiško ilgio KA apskritimo lankas; tuomet pusiau-kampinės pjūvio taškas yra naujas traktrisės taškas A_4 . Jungtis tarp A_4 ir K_4 tuomet esti nauja priekabos išilginės ašies padėtis laiko momentu $t = 4$ s.

Tokie pat atkūrimo žingsniai atliekami bei nubraižomi ir ieškant traktrisės taškų A_5 ir A_6 .

Priekabos prikabinimo taško trajektorijos kreivė tarp K_3 ir K_6 yra pateikta kaip apskritimo lankas (taigi šią kreivę galima palyginti lengvai suformuluoti matematiškai), tai pagal šio poskyrio pradžioje pateiktą medžiagą taikant uždarą matematinę lygtį būtų galima suformuluoti ir traktrisę: tačiau ją išvesti ir pagal ją su skaitinių verčių poromis sukonstruoti traktrisę yra sudėtingiau, o ir atkuriant eismo įvykių vyksmą šis metodas nėra toks patikimas kaip prieš tai aptartas pagalbinis metodas.

Poslinkis į šoną važiuojant kreiva trajektorija

Svarbi apvažiavimo ir lenkimo procesų dalis – tai ilgesnio atstumo S raidės formos judesiai su išvažiavimu iš linijos ir įvažiavimu į ją; svarbiausi šiuos judesius charakterizuojantys dydžiai matyti 3.7 pav.



3.7 pav. S raidės formos įvažiavimo į liniją ir išvažiavimo iš linijos lankas su apskaičiavimo formule; K – tarpvėžė

Tarpvėžės poslinkis

Matematiškai šiuos dydžius susiejo Danner (1994), kuris šitaip pakoregavo anksčiau taikytą, tačiau važiavimo technikos požiūriu nerealizuojamą ryšį: anksčiau S raidės formos judėjimas būdavo traktuojamas kaip dviejų į priešingas puses iškrypusių apskritimo lanko dalių suma, ją metamatiškai apibrėždavo analogiška lygtis, kurioje kaip konstanta buvo naudojamas ne skaičius 1,56, bet skaičius 2,45.

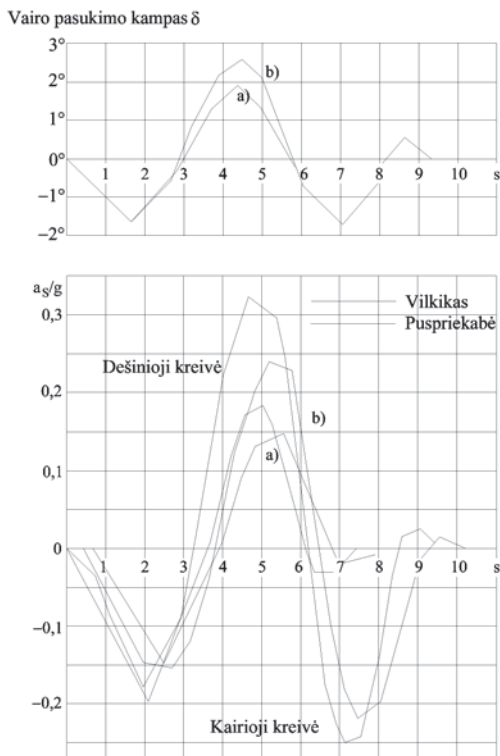
Padalijus 3.7 pav. pateiktą lygtį iš v , gaunamas važiavimo laikas t , reikalingas tokiam manevrui atlikti; čia galima pamatyti, kad šis važiavimo laikas priklauso ne nuo greičio, bet nuo poslinkio į šoną dydžio K ir išnaudotojo šoninės jėgos koeficiento μ_s . Šis μ_s , kurį išnaudoja arba gauna vairuotojas, turi būti įvertintas atsižvelgiant į esamas aplinkybes, taigi ar situacija buvo:

- visiškai normali;
- ar jau buvo kilusi įtampa ir tvyrojo pavojus;
- ar automobilio būklė jau buvo nestabili.

Lenkiant automobilio „nubrėžiamiems“ išvažiavimo iš linijos ir įvažiavimo į liniją laukams, ($\mu_s = 0,20 \div 0,25$) ir kurie yra susiję su pasislinkimu į šoną $K = 3 \div 3,5$ m, prireikia nuvažiuoti laiko t :

$$t = \frac{L}{v} = \sqrt{\frac{K}{1,56 \cdot \mu_s}} = \sqrt{\frac{(3 \div 3,5)}{1,56 \cdot (0,20 \div 0,25)}} = 2,8 \div 3,35 \approx 3 \text{ s.} \quad (3.1)$$

Krovininių automobilių su priekaba arba transporto priemonių junginių atveju reikėtų atsižvelgti ir į jų ilgį prieš išvažiuojant iš linijos ir išvažiavus iš linijos (šitaip į skaičiavimą įtraukiant visą „sąstato“ ilgį pradžioje ir pabaigoje; šiuos skaičiavimo rezultatus vėliau patvirtino Danner (1994) vairavimo bandymai, kurių vairo posūkio kampo ir šoninio pagreičio matavimo rezultatai išsukant iš linijos ir stengiantis nesusidurti (išvažiavimas iš linijos ir iškart po to prasidedantis įvažiavimo į liniją judėjimas) pateikti 3.8 pav.



3.8 pav. Išmatuotas transporto priemonių junginio vairavimo kampas ir šoninis pagreitis, kai greitis yra 55–60 km/h: a) kai vėžių poslinkis 4 m; b) kai padarytas staigus judesys siekiant išvengti susidūrimo (išvažiavimo iš linijos ir įvažiavimo atgal į liniją procesas) (Danner; Halm 1994)

3.3. Lenkimo procesų eiga

Judėjimo analizės požiūriu lenkimo procesą sudaro tokios stadijos:

1. Lenkiantis automobilis iš pradinio atstumo s_A nuo prieš jį važiuojančio automobilio S raidės formos išvažiavimo iš linijos lanku pagal 3.7 pav. nuvairuojamas taip, kad jo trajektorija būtų

-
- kairėje greta lenkiamojo automobilio (atstumas tarp trajektorijų priklauso nuo saugaus šoninio atstumo reikalavimų).
2. Lenkiantis automobilis važiuodamas tiesiai važiuoja greta lenkiamojo automobilio tol, kol jo galas atsiduria lenkiamojo automobilio priekio aukštyje; santykinis atstumas s_B .
 3. Prieš tai buvusi stadija dar pratęsiama, kol esant atstumui s_C vėl prasideda įvažiavimo į liniją procesas.
 4. Pagal S raidės formos įvažiavimo lanką (3.7 pav.) lenkiantis automobilis vėl grąžinamas į pirmąją trajektoriją, ir lenkimo procesas baigiamas esant atstumui s_D nuo aplenktojo automobilio.

Lenkimo procesas turi būti tyrinėjamas dviem aspektais:

- pirmiausia reikia rasti absoliučius ir santykinius nuvažiuotus atstumus ir šiems atstumams nuvažiuoti reikalingus laikus;
- reikia nustatyti lenkimo trajektorijas, o ypač S raidės formos išvažiavimo iš linijos ir įvažiavimo į liniją lankus.

Kadangi prieš tai minėtieji dydžiai $s_A - s_D$ tiesiogiai ir netiesiogiai veikia lenkimo proceso trukmę, tačiau kai kurie iš jų nėra nekintami, žinomi dydžiai, tai reikėtų padaryti bent keletą apribojimų:

s_A : šis atstumas gaunamas iš saugos taisyklių ir nurodymų, skirtų eismo įvykiams išvengti; todėl jeigu lenkiamojo ir lenkiančiojo automobilio greičiai vienodi, reiktų rinktis „vienos sekundės atstumą“. Tokio atstumo visuomet pakaks ir tuomet, kad važiuojant S raidės formos išvažiavimo iš linijos lanku išvažiuojant į kairiąją lenkimo juostą, nebūtų rizikos kliudyti kairįjį galinį lenkiamojo automobilio kampą.

Tačiau jeigu lenkiantis automobilis (1) prie lenkiamojo automobilio (2) artėja didesniu greičiu, tuomet „vienos sekundės atstumo“ nebepakanka saugumui užtikrinti – šį atstumą dar reikia padidinti pridedant stabdymo kelių skirtumą:

$$s_A = 1 \cdot v_1 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2 \cdot a}. \quad (3.2)$$

s_B : šis dydis nurodo santykinį ruožą, kurį lenkiantis automobilis nuvažiuoja nuo „priekio lenkiančiojo automobilio galo aukštyje“ iki pozicijos „galas lenkiančiojo automobilio priekio lygyje“: ją sudaro aplenktojo automobilio ilgio L_2 ir aplenkusiojo automobilio ilgių L_1 suma.

s_C : šį dydį galima labai plačiai interpretuoti; jeigu lenkiančiajai transporto priemonei kyla pavojus dėl priešingos krypties eismo, tai tuomet jis tam tikromis aplinkybėmis gali grįžti į liniją (taigi pereiti į kitą stadiją) dar nepasiekęs pozicijos „galas aplenktojo automobilio priekio lygyje“; šiuo atveju tikriausiai teks užkirsti kelią aplenkjamam automobiliui.

Kad aplenktojo automobilio vairuotojui nesusidarytų išpūdis, jog jam „užkirto kelią“, tai prieš vėl pradėdant grįžimą į liniją reikėtų pasiekti bent $s_C = 5$ m atstumą.

Abiem šiems variantams galioja tokie bendrieji ryšiai:

– lenkimo laikas:

$$t_{lenk} = -\frac{v_1 - v_2}{a_T} \pm \sqrt{\left(\frac{v_1 - v_2}{a_T}\right)^2 + 2 \cdot \frac{s_{rel}}{a_T}}, \quad (3.3)$$

– per t_{lenk} pasiektas greitis:

$$v_{lenk} = v_1 + a_T \cdot t_{lenk}, \quad (3.4)$$

– per t_{lenk} nuvažiuotas atstumas:

$$s_{lenk} = v_1 \cdot t_{lenk} + \frac{a_T}{2} \cdot t_{lenk}^2. \quad (3.5)$$

a) Nustatytieji arba ieškomieji duomenys, kaip ir prieš tai buvusio pavyzdžio, ir papildomai:

pagreitis lenkimo laikotarpiu:

$$a_T = 1 \text{ m/s}^2.$$

Taigi atstumui s_D rasti svarbiausias ne atsitrenkimo užvažiuojant į galą saugumas, bet laikas, kurio reikia įvažiavimo į liniją lankui padaryti; o kadangi šis įvažiavimo į liniją pradžioje apskaičiuotas greitis dar nežinomas, tai rekomenduojama lenkimo procesą apskaičiuoti iki šio taško – taigi apskaičiuoti santykinį kelią

$$s_{rel}^* = s_A + s_B + s_C$$

ir pabaigimo stadijai atskirai pridėti įvažiavimo į liniją procesą.

b) Apskaičiuotieji duomenys

Lenkimo laikas iki grįžimo (įvažiavimo) į liniją pradžios:

$$t_{lenk}^* = \frac{20-17}{1} \pm \sqrt{3^2 + 2 \cdot \frac{27,4+9+5}{1}} = -3 + \sqrt{91,8} = 6,6 \text{ s},$$

apskaičiuotasis greitis grįžimo į liniją pradžioje:

$$v_{lenk}^* = 20 + 1 \cdot 6,6 = 26,6 \text{ m/s},$$

iki grįžimo į liniją nuvažiuotas kelias:

$$s_{lenk}^* = 20 \cdot 6,6 + 0,5 \cdot 6,6^2 = 153,7 \text{ m}.$$

Duomenis papildo įvažiavimo į liniją lankas, kuris nuvažiuojamas maždaug per 3 s; važiuojama be tolesnio pagreitėjimo, taigi esant

$$v_{lenk} = 26,6 \text{ m/s:}$$

– bendrasis lenkimo laikas: $t_{lenk} = 6,6 \text{ s} + 3 \text{ s} = 9,6 \text{ s}$;

– bendrasis lenkimo kelias:

$$s_{lenk} = 153,7 \text{ m} + 3 \text{ s} \cdot 26,6 \text{ m/s} = 233,5 \text{ m};$$

– atstumas lenkimo pabaigoje:

$$s_D = 5 \text{ m} + 3 \text{ s}(26,6 \text{ m/s} - 17 \text{ m/s}) = 33,8 \text{ m}.$$

Lenkimas su pagreitėjimu, kai iš pradžių transporto priemonių greitis buvo vienodas

a) Nustatyti arba ieškomieji duomenys:

– lenkiančiojo ir lenkiamojo automobilio:

$$v_1 = v_2 = 17 \text{ m/s},$$

$$L_1 = L_2 = 4,5 \text{ m},$$

– lenkiančiojo automobilio pagreitis:

$$a_T = 1 \text{ m/s}^2,$$

– atstumas lenkimo pradžioje:

$$s_A = 17 \text{ m},$$

– santykinis atstumas, nuvažiuotas iš padėties:

„1 automobilio priekis = 2 automobilio galas“ iki

„1 automobilio priekis = 2 automobilio priekis“:

$$s_B = 4,5 \text{ m} + 4,5 \text{ m} = 9 \text{ m},$$

– atstumas nuo 1 automobilio galo iki 2 automobilio priekio:

$$s_C = 5 \text{ m}.$$

Atstumą s_D ir čia pirmiausia nulemia ne eismo saugumo reikalavimai, bet techninės važiavimo sąlygos, leidžiančios pradėti grįžimą į liniją; todėl skaičiuojama kaip ir 2a) atveju.

b) Apskaičiuotieji duomenys:

lenkimo laikas iki grįžimo į liniją pradžios:

$$t_{lenk}^* = \sqrt{2 \cdot \frac{17 + 9 + 5}{1}} = 7,874 \text{ s} \approx 7,9 \text{ s},$$

grįžimo į liniją pradžioje pasiektas greitis:

$$v_{lenk}^* = 17 + 1 \cdot 7,9 = 24,9 \text{ m/s,}$$

iki grįžimo į liniją pradžios nuvažiuotas kelias:

$$s_{lenk}^* = 17 \cdot 7,9 + 0,5 \cdot 7,9^2 = 164,86 \text{ m} \approx 165 \text{ m.}$$

Kartu su grįžimo į liniją lanku, kurį dar reikia papildyti:

– važiavimo laikas 3 s, važiavimo greitis 24,9 m/s – gaunami išsamesni duomenys apie lenkimo procesą:

– bendras lenkimo laikas:

$$t_{lenk} = 7,9 \text{ s} + 3 \text{ s} = 10,9 \text{ s,}$$

– bendras lenkimo kelias:

$$s_{lenk} = 165 \text{ m} + 3 \text{ s} \cdot 24,9 \text{ m/s} = 239,6 \text{ m} \approx 240 \text{ m,}$$

– atstumas lenkimo pabaigoje:

$$s_{\Sigma} = 5 \text{ m} + 3 \text{ s} (24,9 \text{ m/s} - 17 \text{ m/s}) = 28,7 \text{ m.}$$

Kaip rodo šie pavyzdžiai, lenkimo laiko trukmė ir bendro absoliutaus lenkimo kelio ilgis pirmiausia priklauso nuo pasivijimo kelio, taigi nuo santykinio atstumo, kurį lenkianti transporto priemonė nuvažiuoja aplenktosios transporto priemonės atžvilgiu, ir, antra, jai turi įtakos galimybė padidinti greitį, kurią panaudodamas lenkiantis automobilis lenkimo metu padidina savo santykinį greitį lenkiamojo automobilio atžvilgiu.

Dėl šių priežasčių atliekant skaičiavimus a) atveju, kuomet lenkiančiojo automobilio greitis yra tik 10–15 % didesnis nei b) atveju – mat lenkiamojo automobilio greitis ir vienu, ir kitu atveju yra vienas – gaunamas tik nedaug trumpesnis lenkimo kelias; o didžiausios įtakos turi tarpas (atstumas) lenkimo pradžioje, kurį esant a) atvejui ir absoliučiai atsižvelgiant į atsitrenkimo iš galo riziką reikia rinktis

gerokai didesnį nei b) atveju. O realiomis eismo sąlygomis esant ir vienam, ir kitam greičiui abu automobiliai būtų pradėję palyginti saugiai lenkti likus 15–20 m tarpui iki lenkiamojo automobilio.

Tuo pat metu greitėjančio ar stabdančio automobilio (2) lenkimas, kuomet jį lenkia greitėjantis arba stabdantis automobilis (1)

Šiuo atveju, kai yra a_1 ir a_2 , prieš tai išvestoji lygtis (3.3), skirta santykiniam keliui s_{rel} nuvažiuoti, reikiamam lenkimo laikui t_{lenk} apibrėžti užrašoma tokia forma:

$$t_{lenk} = -\frac{v_1 - v_2}{a_1 - a_2} \pm \sqrt{\left(\frac{v_1 - v_2}{a_1 - a_2}\right)^2 + 2 \cdot \frac{s_{rel}}{a_1 - a_2}}. \quad (3.6)$$

Šiuo atveju konkretaus automobilio (1) arba (2) naryje ($a_1 - a_2$) esant įsibėgėjimo pagreičiui tas pagreitis rašomas su pliuso ženklu, o lėtėjimo pagreičiui – su minuso ženklu.

4. TRANSPORTO PRIEMONIŲ TECHNINĖS BŪKLĖS TYRIMAI ATLIEKANT EISMO ĮVYKIŲ EKSPERTIZES

Transporto priemonių techninės būklės diagnostika nustato transporto priemonės ir jos atskirų elementų vienos ar kitos būklės priežastį. Ekspertiniam tyrimui pateikta transporto priemonė ar jos elementas gali būti vienos iš būklių:

- tvarkingos – jeigu visi parametrai yra tam tikrose, konstrukcijos ir techninių sąlygų nulemtose ribose;
- netvarkingos – jeigu nors vieno iš parametrų reikšmė išeina už leistinų ribų.

Tvarkinga transporto priemonė visada yra veikianti (darbinga), o netvarkinga gali būti ir veikianti (darbinga), ir neveikianti (nedarbinga). Todėl tyrimo metodo parinkimas priklauso nuo transporto priemonės ir tiriamo elemento veikimo (neveikimo), taip pat nuo tiriamo elemento konstrukcijos ir funkcijos. Atsižvelgiant į transporto priemonės būklę galima išskirti tokius diagnostinio tyrimo metodus: dinaminį arba stacionarų.

Pagal tiriamų elementų būklę metodus galima suskirstyti taip:

- kompleksinis tyrimas (esant darbingai elemento būklei);
- atskirų elementų tyrimas (esant nedarbingai elemento būklei).

Kompleksinis tyrimas paprastai būna pirmasis etapas. Jeigu nustatytos parametrų reikšmės yra leistinose ribose, tai tyrimas paprastai tuo baigiamas. Jeigu tiriamojo elemento būklė pagal kokį nors parametą ar požymį išeina už leistinų ribų, tai būtinas nuodugnus elemento tyrimas, t. y. atskirų elementų tyrimas.

Eksploatacijos metu transporto priemonių mechanizmuose ir sistemose gali atsirasti nemažai techninių nesklandumų, dalis jų turi tiesioginės ar netiesioginės įtakos eismo saugumui. Todėl kartais būtinas kitų gretimų elementų tyrimas, kuris kartais išeina iš eismo įvykių

tyrimo eksperto kompetencijos ribų, bet reikalingas jam tolesniam tyrimui.

Visą transporto priemonių techninės būklės ekspertinio tyrimo procesą galima suskirstyti į tokius etapus:

1. Transporto priemonės diagnostinio tyrimo būdo nustatymas (dinamiškai arba stacionariai) ir tyrimo sąlygų užtikrinimas.
2. Diagnostinio tyrimo būdo nustatymas atsižvelgiant į tiriamo elemento būklę (kompleksinis tyrimas arba atskirų elementų tyrimas).
3. Transporto priemonės mazgo arba sistemos mechanizmo (elemento) tiesioginis tyrimas (apžiūra, patikrinimas, bandymas), nustatant darbo proceso parametrus.
4. Gautų parametrų ir požymių palyginimas su leidžiamomis ir ribinėmis jų reikšmėmis, numatytais techninės eksploatacijos taisyklių, gamintojo instrukcijų ir t. t.
5. Gautų nuokrypių analizė, gedimų identifikavimas, nustatant jų atsiradimo priežastis ir rūšis (konstrukcinis trūkumas, technologinis arba eksploatacinis), eksploatacijos galimybės nustatymas.
6. Gedimų atsiradimo laiko nustatymas.
7. Esant būtinybei, profilaktinių priemonių pasiūlymas.

Sudėtingiausias dalykas, tiriant techninę būklę, yra transporto priemonės ar jos elemento apžiūros, patikrinimo ir bandymo nuoseklumas, taip pat nustatomų parametrų ir kokybinių požymių skaičius. Tai priklauso nuo konkrečios transporto priemonės modelio.

Pirmenybė teikiama metodams, leidžiantiems nustatyti tiriamų transporto priemonių elementų būklę neardant. Kiekvienas mechanizmo „ardymas-surinkimas“ sukelia detalių dilimą, tarpiklių, riebokšlių ir pan. sugadinimą, juo labiau, kad detalių pakeitimas tyrimo metu jau savaime keičia elemento pirminę būklę, tai turi įtakos objektyvumui.

Todėl detalių keitimas tyrimo metu, norint tęsti kompleksinį tyrimą, nepriimtinas. Tokiais atvejais būtina tirti atskirus elementus. Išorinės sąlygos, kuriomis vyksta matavimai, neturi kaip nors reikšmingai lemti tikslumo, tikrumo, stabilumo rezultatų. Tyrimo metu gaunami duomenys apie transporto priemonės elemento techninę būklę turi tiksliai atspindėti tikrąją būklę. Subjektyvaus eksperto įvertinimo vaidmuo gali būti pagalbinis ir tobulėjant diagnostikos metodikai ir priemonėms turi mažėti.

Elemento gedimas – tai tokia transporto priemonės elemento būklė, kuriai esant jis neatitinka bent vieno iš jam keliamų reikalavimų. Tačiau būtina skirti gedimus, nesukeliančius transporto priemonės ar jos mazgo neveikimo, ir gedimus, sukeliančius neveikimą. Neveikimas – tai visiškas ar dalinis transporto priemonės ar jos elemento darbingumo praradimas.

Pagal gedimų atsiradimo priežastis juos galima suskirstyti į tokias grupes:

- konstrukciniai trūkumai, kurie atsiranda dėl netobulos konstrukcijos;
- technologiniai gedimai, kurie atsiranda dėl detalių gamybos proceso, surinkimo technologijos, prisitrynimo pažeidimo ir blogai parinktų medžiagų;
- eksploataciniai gedimai, kurie atsiranda dėl nustatytų techninės eksploatacijos taisyklių nesilaikymo ir automobilio konstrukcijos neatitikties aplinkos sąlygoms ir nustatytam darbo režimui.

Eismo įvykių tyrimų ekspertai paprastai susiduria su dilimo pobūdžio eksploataciniais gedimais, atsirandančiais eksploatacijos metu dėl mechanizmų senėjimo ir negrįžtamų pokyčių kaupimosi (korozija, nuovargio reiškiniai, detalių formos pokytis, tarpelių padidėjimas, hermetiškumo pažeidimas ir t. t.). Detalių dilimą galima suskirstyti į keturias grupes:

1. Mechaninis, kai dėl mechaninio poveikio keičiasi besitrišančių dalių formos ir tūris be esminių fizikinių-cheminių pokyčių.
2. Fizikinis-mechaninis, kai mechaninį dilimą lydi esminiai fizikiniai pokyčiai.
3. Cheminis-mechaninis, kai mechaninį dilimą lydi esminiai cheminiai pokyčiai.
4. Kompleksinis, kai mechaninį dilimą lydi esminiai fizikiniai-cheminiai pokyčiai.

Sudėtingas ekspertinėje praktikoje yra klausimo apie transporto priemonės elemento gedimo atsiradimo laiką (prieš eismo įvykį, jo metu ar po jo) sprendimas. Šio klausimo sprendimo sudėtingumas susietas su tuo, kad transporto priemonių eksploatacijos metu jų elementų, agregatų, mazgų ir mechanizmų techninės būklės pokytis priklauso nuo daugelio gamybinio ir daugiausia eksploatacinio pobūdžio veiksnių, kuriuos sunku įvertinti. Jis priklauso, pavyzdžiui, nuo atsitiktinių nepalankių eksploataavimo sąlygų – netikslus suregulavimas, netinkamų alyvų, tepalų ir eksploatacinių skysčių naudojimas, vairuotojo vairavimo būdas ir kt., kurių poveikis gali būti vienu metu. Vieni veiksniai padidina dilimo greitį, kiti jį mažina. Tačiau nors transporto priemonių ir jų elementų techninės būklės pokytis turi atsitiktinumo faktorių, esant daugybei eksperimentinių ir statistinių duomenų galima nustatyti elemento būklės parametrų pokyčio dėsnius ir dydžius tam tikrose ribose. Transporto priemonės elementų techninės būklės parametrų pokyčio proceso atsitiktinį pobūdį paaiškina ir ta aplinkybė, kad nepaisant periodiškai atliekamos techninės priežiūros ir remonto, eksploatacijos metu vis dėlto atsiranda transporto priemonės elementų gedimų. Nepaisant to, elementų patikimas darbas be gedimų labai priklauso nuo jų techninės priežiūros ir remonto periodiškumo.

Tyrimą dažnai apsunkina tai, kad eismo įvykio metu padaroma labai daug sugadinimų, todėl kartais juos būna labai sunku atskirti nuo prieš eismo įvykį buvusių transporto priemonės ir jos elementų gedimų. Tai lengviau padaryti, kai ant transporto priemonės elementų yra smūgio žymių, pėdsakų ar trasų, kurie aiškiai rodo, kad sugadinimas padarytas per eismo įvykį. Kartais tam prireikia papildomų, kitų rūšių tyrimų, pavyzdžiui, fizikinio tyrimo (tiriant vairo trauklių ar kitų elementų lūžio vietą, sudaužytų žibintų lemputes ir t. t.) ir pan. Tai, kad gedimas atsirado prieš eismo įvykį, gali rodyti jo pobūdis, nusakantis, kad gedimas galėjo susidaryti per ilgalaikę eksploataciją be tinkamos techninės priežiūros (gedimai dėl leidžiamas normas viršijančių elementų išdilimo ir pan.).

4.1. Stabdžių sistemų tyrimai

Transporto priemonės darbinės stabdžių sistemos tyrimo algoritmas yra toks:

- išorinė apžiūra, nustatant stabdžių sistemos komplektiškumą, detalių sugadinimus ir jų pobūdį;
- nustatyti, ar nėra stabdžių skysčio nutekėjimų;
- stabdžių skysčio lygio pagrindinio cilindro stabdžių skysčio bakelyje nustatymas (transporto priemonėms su pneumatine stabdžių sistema – oro slėgio darbinėje stabdžių sistemoje nustatymas);
- stabdžių pedalo laisvosios eigos, apkrovos ant pedalo bei jo veikimo tolygumo patikrinimas;
- stabdžių sistemos vamzdelių ir žarnelių apžiūrėjimas, jų sugadinimų nustatymas;
- jei yra galimybė (transporto priemone galima važiuoti), patikrinti stabdžių sistemos veikimą važiuojant bei, naudojant lėtėjimo pagreičio matavimo prietaisą, nustatyti lėtėjimo pagreitį

- stabdant ir kitus stabdymo parametrus. Jei tokios galimybės nėra dėl transporto priemonės sugadinimų, stabdžių sistemos gedimų ir pan., stacionariai patikrinti atskirai kiekvieno rato stabdymą spaudžiant stabdžių pedalą;
- ratų stabdžių mechanizmų būklės (stabdžių diskų, būgnų, trin-kelių, stūmoklių ir t. t.) įvertinimas;
 - turinčių sugadinimų (gedimų) stabdžių sistemos elementų atskiras tyrimas.

4.2. Vairavimo sistemų tyrimai

Transporto priemonės vairavimo sistemos tyrimo algoritmas yra toks:

- išorinė apžiūra, nustatant vairavimo sistemos komplektiškumą, detalių sugadinimus ir jų pobūdį;
- šarnyrinių sujungimų apžiūra ir vizualiai matomų gedimų nustatymas;
- vairo mechanizmo apžiūra, alyvos nutekėjimo iš jo ir kitų vizualiai matomų nesklandumų nustatymas;
- šarnyrinių sujungimų laisvumo nustatymas ir srieginių sujungimų užveržimo patikrinimas;
- vairo rato suminės laisvosios eigos nustatymas;
- vairavimo sistemos (vairo mechanizmo) darbo patikrinimas: ar nėra užsikirtimų, ar yra savaiminis grįžimas pasukus, apkrovos tolygumas ir pan.;
- turinčių sugadinimų (gedimų) vairavimo sistemos elementų atskiras tyrimas.

Transporto priemonių vairavimo sistemų tyrimai taip pat pailius-truojami konkrečiais pavyzdžiais.

Kai automobilio vairavimo sistema neturi sugadinimų arba turi tik nežymius sugadinimus, kurie nepažeidžia jos vientisumo, per tyrimą

tiesiog nustatoma, kad automobilio vairavimo sistema yra veikianti, o vairo rato judesys persiduoda vairuojamiesiems ratams. Atkreipiamas dėmesys į šarnyrinių sujungimų laisvumą ir vairo mechanizmo veikimą be užstrigimų, sukant vairo ratą iki kraštinių padėčių.

4.3. Važiuklės, pakabos ir kitų sistemų tyrimai

Tiriant eismo įvykių aplinkybes, kartais tenka tirti ne tik transporto priemonių stabdžių ir vairavimo sistemas, bet ir kitas sistemas, pavyzdžiui, važiuoklę, pakabą, transporto priemonės ir priekabos sukabinimo įtaisą ir kt., kurių gedimai taip pat gali turėti įtakos eismo įvykio kilimui. Šių sistemų tyrimas atliekamas atsižvelgiant į jų paskirtį ir konstrukciją.

4.4. Transporto priemonių ratų tyrimai atliekant eismo įvykių ekspertizes

Tiriant eismo įvykius, nustatant jų priežastis, taip pat ar vairuotojų veiksmai atitinka Kelių eismo taisyklių reikalavimus, dažnai tenka tirti automobilių ratus, jų sugadinimus: nustatoma, kada atsirado šie sugadinimai (prieš eismo įvykį, jo metu ar po eismo įvykio) ir ar jie turėjo įtakos eismo įvykio kilimui.

Po eismo įvykio iki ekspertinio tyrimo automobiliai dažniausiai nebūna eksploatuojami, todėl ir ratų sugadinimų, padarytų po eismo įvykio, pasitaiko labai retai. Tačiau kartais pasitaiko ratų sugadinimų, padarytų po eismo įvykio pačių vairuotojų, bandant imituoti sugadinimus prieš eismo įvykį ir išvengti atsakomybės už jį. Tačiau ratų tyrimai tokiu atveju atliekami analogiškai, kaip ir toliau nagrinėjama atvejais.

Transporto priemonių ratų tyrimai paprastai atliekami, kai nustatoma, kad po eismo įvykio dehermetizuotas vienas arba keletas jos

ratų. Tyrimo tikslas – nustatius oro slėgio padangoje kritimo arba jos visiškos dehermetizacijos priežastį, rato padangos ir ratlankio pažeidimų priežastį, jų susidarymo (padarymo) eigą, nustatyti, kada įvyko transporto priemonės rato dehermetizacija ir ar ji turėjo įtakos eismo įvykio kilimui.

Nustatant, kada įvyko transporto priemonės rato dehermetizacija arba krito oro slėgis padangoje, būtina nustatyti, ar tai įvyko prieš eismo įvykį, eismo įvykio metu ar po eismo įvykio (paskutinis atvejis ekspertinėje praktikoje pasitaiko labai retai, nes paprastai po eismo įvykio transporto priemonė ir jos ratai neeksploatuojami). Įtakos eismo įvykio kilimui paprastai gali turėti tik sugadinimai, kurie atsirado prieš eismo įvykį ir galėjo turėti įtakos transporto priemonės valdomumui bei nulemti jos važiavimo stabilumo praradimą.

Atsižvelgiant į transporto priemonės rato pažeidimus, nustatoma slėgio padangoje kritimo arba visiškos dehermetizacijos priežastis (padangos kiauryminis pažeidimas, ratlankio briaunų sugadinimas, padangos ir ratlankio sujungimo hermetiškumo pažeidimas, ventilio tvirtinimo pažeidimas ir t. t.).

Paskui, įvertinant transporto priemonės, kurios ratas tiriamas, sugadinimus, užfiksuotą eismo įvykio vietos situaciją po įvykio (taip pat ir užfiksuotus pėdsakus ant kelio dangos ir transporto priemonių), eismo įvykio aplinkybes ir pobūdį (transporto priemonių susidūrimas, nuvažiavimas nuo kelio, virtimas ir t. t.), nustatoma transporto priemonės rato pažeidimų padarymo eiga, t. y. kokiais objektais padaryti konkretūs transporto priemonės rato (padangos ir ratlankio) pažeidimai ir kokio pobūdžio poveikiu (padanga prakirsta, pradurta ir t. t.), iš kurios pusės padaryti pažeidimai.

Nustatius slėgio transporto priemonės rato padangoje kritimo arba visiškos dehermetizacijos priežastį ir rato pažeidimų padarymo eigą, įvertinant eismo įvykio aplinkybes, sprendžiami klausimai: kada

įvyko slėgio transporto priemonės rato padangoje kritimas arba visiškai dehermetizacija; ar tai turėjo įtakos eismo įvykio kilimui ir kiti pateikti klausimai.

Pagrindinė tyrimo kryptis – nustatyti oro slėgio padangoje kritimo arba jos visiškos dehermetizacijos priežastį, rato padangos ir ratlankio pažeidimų priežastį, jų susidarymo (padarymo) eigą, nustatyti, kada įvyko dehermetizacija ir ar ji turėjo įtakos eismo įvykio kilimui. Konkretesnės tyrimo kryptys kiekvienu atveju nustatomos atsižvelgiant į transporto priemonės rato sugadinimus (ar sugadintas ratlankis, ar sugadinta padanga, jeigu taip, tai kokio pobūdžio jos sugadinimai ir t. t.).

Pagrindines ratų dehermetizacijos priežastis galima suklasifikuoti taip:

- dėl nuo ratlankio briaunų nuslinkusių padangos montažinių bortų;
- dėl ratlankio sugadinimų (sulenkto ratlankio briaunos ir pan.);
- dėl padangos kiaurymių pažeidimų (prakirstos, pradurtos, sprogusios padangos ir pan.);
- dėl oro ventilio ir jo tvirtinimo hermetiškumo pažeidimo.

Ratams, eksploatuojamiems su įdėta kamera, kurių pastaruoju metu pasitaiko labai retai, pagrindine dehermetizacijos priežastimi taip pat gali būti kiauryminis kameros pažeidimas.

Iš pradžių atliekama transporto priemonės rato pirminė apžiūra, ratas nufotografuojamas laikantis kriminalistinės fotografijos reikalavimų. Užfiksuojami bendrieji duomenys apie ratlankį ir padangą: ratlankio gamintojas (jeigu galima nustatyti), pagaminimo būdas (lietas ar štampuotas), dydis (matmenys); padangos gamintojo pavadinimas, modelis, tipas, dydis, protektoriaus rantymo gylis (jei nudilęs netolygiai, tai pažymima, nurodant rantymo gylį skirtingose vietose). Užfiksuojama, ar padangos montažiniai bortai nuslinkę nuo ratlankio

briaunų, ar prisispaudę prie jų. Jeigu aptinkama pašalinės medžiagos, tai taip pat pažymima.

Užfiksuojami vizualiai matomi, apžiūrint ratą iš išorės, padangos, ratlankio, ventilio ir jo tvirtinimo pažeidimai, nurodant jų formą, pobūdį, matmenis ir išsidėstymą. Pagrindiniai pažeidimai nufotografuojami, laikantis kriminalistinės fotografijos reikalavimų.

Kai yra galimybė, t. y. kai rato sugadinimai leidžia tai padaryti, kompresoriumi pakeliamas oro slėgis padangoje. Jei tarp padangos montažinių bortų ir ratlankio briaunų yra nešvarumų ar pašalinės medžiagos, oro slėgis padangoje padidinamas prieš tai išvalius padangos montažinius bortus ir ratlankio briaunas. Oro slėgis padangoje padidinamas iki nominalaus tiriamai padangai jos eksploatacijos ir apkrovimo sąlygomis. Nustatoma, ar yra oro nutekėjimas iš padangos, jei yra, nustatoma, kurioje vietoje, ir oro nutekėjimo intensyvumas (MPa/h).

Kai ratas neturi ratlankio, oro ventilio ir jo tvirtinimo pažeidimų bei padangos kiaurymių pažeidimų, ir padidinus oro slėgį padangoje oro nutekėjimo nėra, daroma išvada, kad rato dehermetizacija įvyko dėl padangos ir ratlankio sujungimo hermetiškumo pažeidimo nuo ratlankio briaunų nuslinkus padangos montažiniams bortams.

Jei nustatomas oro nutekėjimas padangoje ir padidinti oro slėgio padangoje nėra galimybės dėl jos arba ratlankio pažeidimų, padanga demontuojama nuo ratlankio ir apžiūrima iš vidaus. Taip pat apžiūrimas ratlankis. Užfiksuojami naujai nustatyti jų pažeidimai.

Tiriami nustatyti ratlankio pažeidimai ir kiauryminiai padangos pažeidimai.

Dažniausiai pasitaikantis šlampuotų ratlankių sugadinimas yra ratlankio briaunų sulenkimas. Pagrindiniai lietuvių ratlankių sugadinimai yra: ratlankio briaunų sulenkimas (kaip ir šlampuotų ratlankių), ratlankio briaunų nulaužimas, ratlankio sulaužymas, ratlankio įtrūkiai, disko stipinų sulaužymas.

Esant būtinybei, po pirminės vizualinės pažeidimo apžiūros galima apžiūrėti padangos pažeidimą mikroskopu arba kitomis vaizdą didinančiomis priemonėmis ir išsamiau juos ištirti. Paprastai tam tikslui tiesiog išpjaunama padangos dalis, kurioje yra tiriamas pažeidimas, taip, kad toje vietoje nebūtų padaryta kokių papildomų pažeidimų. Tiriant padangos pažeidimą mikroskopu visų pirma žiūrima, ar ant gumos pažeidimo vietoje nėra jokių trasų, rodančių, kad guma buvo prapjauta, prakirsta arba būta kokio kieto daikto patekimo pažeidimo vietoje.

Ieškant trasų labai svarbu apžiūrėti pažeidimo kraštus, tas vietas, kur pažeidimo linija keičia kryptį. Kitas dalykas, į kurį reikia atkreipti dėmesį tiriant kiauryminį pažeidimą, yra kordo siūlai (kaip jie sutrūkinėję), į padangos karkasą, jo deformacijas.

Tiriant ratus su kameromis, kurie paskutiniu metu beveik neeksploatuojami, taip pat būtina ištirti kamerą. Kameros plyšimo vieta apžiūrima mikroskopu arba kitomis vaizdą didinančiomis priemonėmis. Ši apžiūra atliekama, norint nustatyti, ar ant kameros nėra mechaninio pažeidimo požymių (trasų), ar kameros sienelės pagal plyšio liniją nesuplonėjusios, ar nėra kitų kameros gumos defektų. Du paskutiniai defektai gali rodyti, kad kamera sprogo ar plyšo dėl gamybos defektų. Be to, kameros plyšimo zonoje būtina apžiūrėti vidinį padangos paviršių arba ratlankio paviršių atsižvelgiant į tai, kuriame kameros paviršiuje yra plyšys. Tai atliekama siekiant nustatyti, ar kamera negalėjo plyšti arba sprogti dėl padangos ar ratlankio defektų. Taip pat būtina atkreipti dėmesį, ar kameros dydis (matmenys) atitinka padangos ir ratlankio dydį (matmenis), ar padanga ir ratlankis yra skirti eksploatacijai su kamera. Jų neatitiktį gali rodyti kameros susiraukšlėjimo žymės. Jei plyšys yra ties viena iš tokių žymių, kamera galėjo plyšti susidarius raukšlėms ir veikiant kameroje esančio oro slėgiui.

Tiriant transporto priemonių ratus reikia atkreipti dėmesį į tai, ar jie neturi ratams, riedėjusiems su dehermetizuota padanga, būdingų sugadinimų. Pagrindinis ratlankio sugadinimas tokiu atveju – apgadintos, nubrozdytos jo briaunos, dažniausiai pagal visą perimetrą. Riedant dehermetizuotai padangai būdingi ratlankio briaunų sugadinimai susidaro tik ratlankiui tiesiogiai kontaktuojant su kietu kelio paviršiumi (asfaltbetonis ir pan.), ant kurio tokiu atveju taip pat gali susidaryti pėdsakų (įbrėžimų ir pan.). Ratui riedant su dehermetizuota padanga, ant jos taip pat susidaro būdingų pažeidimų. Padanga, ypač jos šoniniai paviršiai, deformuojasi, o padangai atsidūrus tarp ratlankio ir važiuojamosios kelio dalies, ji yra sugadinama dėl tiesioginio mechaninio poveikio. Padangos sugadinimai tokiu atveju taip pat tęsiasi per visą jos perimetrą.

Taip pat apžiūrimas oro ventilis ir jo tvirtinimo vieta. Jei yra galimybė padidinti oro slėgį padangoje, patikrinamas oro ventilio ir jo tvirtinimo hermetiškumas.

Atsižvelgiant į atlikto tyrimo rezultatus aprašoma transporto priemonių ratų pažeidimų susidarymo eiga, nustatomas jų atsiradimo laikas (prieš eismo įvykį ar jo metu) bei sprendžiami kiti pateikti klausimai.

Kai nustatoma, kad padangos dehermetizacija įvyko dėl deformuotų ratlankio briaunų, dėl nuo ratlankio briaunų nuslinkusių padangos montažinių bortų, paprastai daroma išvada, kad dehermetizacija įvyko eismo įvykio metu. Tokia pat išvada paprastai daroma, kai nustatoma, kad pagrindinė rato dehermetizacijos priežastis yra prakirsta (prapjauta) padanga, išskyrus atvejus, kai yra objektyvių duomenų, kad ratas prieš eismo įvykį buvo užvažiuavęs ar kontaktavęs su kitu objektu, kuris galėjo padaryti šį pažeidimą.

Kai nustatoma, kad padanga yra pradurta, taip pat, kai yra oro ventilio ar jo tvirtinimo hermetiškumo pažeidimas, išvada apie tai,

kad tai įvyko eismo įvykio metu, darytina tik tuo atveju, kai nustatomi konkretūs objektai, kuriais buvo padaryti šie pažeidimai, pavyzdžiui, to paties ar kito automobilio detalėmis, eismo įvykio metu užvažiuojant ant kokio nors objekto ir pan. Kitais atvejais nustatyti, kada (prieš eismo įvykį ar jo metu) įvyko toks rato pažeidimas, negalima, kadangi jis nelemia staigaus oro išėjimo iš padangos.

Įtakos eismo įvykio kilimui gali turėti pažeidimai, kurie atsirado prieš eismo įvykį ir lėmė staigų oro nutekėjimą iš padangos, tokie kaip sprogsi padanga (kamera), taip pat tie ratų pažeidimai, kurie gali lemti transporto priemonės važiavimo stabilumo praradimą (atsidalijusi padangos protektoriaus dalis ir pan.).

Kaip buvo minėta, dažniausiai pasitaikantis štampuotų ratlankių sugadinimas yra ratlankio briaunų sulenkimas. Pastaruoju metu vis dažniau naudojami lieti ratlankiai. Vairuotojai pasirenka tokius ratlankius dažniausiai dėl jų estetinių savybių. Tačiau techniniu požiūriu pasirenkant ratlankius yra daug svarbesnių dalykų.

Toliau nagrinėjami dažniausiai pasitaikantys liėtų ratlankių sugadinimai. Štampuotų ratlankių pagrindinis sugadinimas yra ratlankio briaunų sulenkimas, o lieti ratlankiai pasižymi kiek didesne sugadinimų įvairove. Prie tokių išvadų prieinama tiriant eismo įvykių metu susidarančius ratų sugadinimus. Pagrindiniai liėtų ratlankių sugadinimai yra: ratlankio briaunų sulenkimas (kaip ir štampuotų ratlankių), ratlankio briaunų nulaužimas, ratlankio sulaužymas, ratlankio įtrūkiai, disko stipinų sulaužymas.

Nagrinėjant ratlankių parametrus, padaroma išvada, kad vienas pagrindinių iš jų yra masė. Sunkesni ratlankiai padidina degalų sąnaudas ir pablogina automobilio dinamiką. Be to, didesnė jų masė padidina vadinamąsias nepasvertas mases, o tai pablogina eigos tolygumą ir turi neigiamos įtakos automobilio valdomumui. Vienu iš lengvojo lydinio ratlankių privalumų laikoma mažesnė jų masė, nors kartais

jie būna ir sunkesni nei šampuoti plieniniai analogai. Kalbant apie ratlankių masę, reikia pripažinti, kad lengviausi yra magnio ratlankiai. Iš aliumininių ratlankių lengvesni yra kaltiniai (kalimo būdu pagaminti) ratlankiai. Kaltinius ratlankius, kaip ir stūmoklius, galima padaryti lengvesnius ir atsparesnius nei lietus. Tačiau ir magnio ratlankiai, ir kaltiniai aliumininiai ratlankiai yra labai brangūs ir dažniausiai naudojami lenktyniniams bei sportiniams automobiliams.

LITERATŪROS SĄRAŠAS

- Abe, M. 2009. *Vehicle Handling Dynamics: Theory and Application*. United Kingdom: Elsevier Ltd. 286 p.
- Blundell, M.; Harty, D. 2004. *Multibody System Approach to Vehicle Dynamics*. United Kingdom: Elsevier Ltd. 518 p.
- Danner, M.; Halm, J. 1994. *Technische Analyse von Verkehrsunfällen*. 570 p.
- Gillespie, T. D. 1992. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. United States of America: Society of Automotive Engineers, Inc. 470 p.
- Głażewski, Z.; Stuczyński, J. 1994. Badania mechanoskopowe śladów uszkodzeń w dętkach współpracujących z oponą bezdętkową, z 4 symposium: *Problemy rekonstrukcji wypadków drogowych, Kraków, 22–23 września*. Kraków: IES, 111–116.
- Jazar, R. N. 2008. *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*. New York, United States of America: Springer. 1015 p.
- Karnop, D. 2004. *Vehicle Stability*. United States of America: Marcel Dekker, Inc. 332 p.
- Li, L.; Wang, F. Y. 2007. *Advanced Motion Control and Steering for Intelligent Vehicles*. New York: Springer. 448 p.
- Lukoševičienė, O. 2001. *Autoįvykių analizė ir modeliavimas*. Vilnius: Technika. 244 p.
- Millken, W. F.; Millken, D. L. 1995. *Race Car Vehicle Dynamics*. United States of America: Society of Automotive Engineers, Inc. 893 p.
- Mitunevičius, V.; Žeromskas, R. 2000. Kelių transporto priemonių techninės būklės įtakos eismo saugumui analizė, iš konferencijos „Transportas – 2000“, įvykusios Vilniuje 2000 m. balandžio 5–6 d., pranešimų medžiaga. Vilnius: Technika. 152–160.
- Pacejka, H. B. 2006. *Tyre and Vehicle Dynamics, 2nd edition*. London, United Kingdom: Elsevier. 672 p.
- Popp, K.; Schiehlen, W. 2010. *Ground Vehicle Dynamics*. Berlin, Germany: Springer. 348 p.
- Rajamani, R. 2006. *Vehicle Dynamics and Control*. New York, United States of America: Springer. 470 p.

- Reimpell, J.; Stoll, H.; Betzler, J. W. 2001. *The automotive chassis: engineering principles*. Reed Elsevier and Professional Publishing Ltd. 444 p.
- Savaresi, S. M.; Poussot-Vassal, C.; Spelta, C.; Sename, O.; Dugard, L. 2010. *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*. United Kingdom: Elsevier Ltd. 206 p.
- Schiehlend, W. 2006. *Dynamical Analysis of Vehicle Systems, CISM Courses and Lectures*, Vol. 479. Udine, Italy: Springer. 304 p.
- Sokolovskij, E. 2005. Investigation of the interaction of an automobile wheel with a vertical obstacle, *Transport* 20(4): 141–145.
- Wallentowitz, H. 2004. *Lecture Longitudinal Dynamics of Vehicles, 4th edition*. Aachen, Germany: Varvielfatigungstelle der Hochschule. 305 p.
- Wong, J. Y. 2008. *Theory of Ground Vehicles, 4th edition*. Hoboken, New Jersey, United Kingdom: John Wiley & Sons, Inc. 560 p.