

AUTOMOBILIO DINAMINIŲ SAVYBIŲ TYRIMAS SKIRTINGOMIS SUKIBIMO SĄLYGOMIS NAUDOJANT SLYDIMO SISTEMĄ

VIDAS ŽURAILIS¹, KRISTINA KEMZŪRAITĖ², DARIUSZ WIĘCKOWSKI³

Santrauka

Šiame straipsnyje yra nagrinėjamos automobilio sukibimo charakteristikos naudojant slydimo sistemą. Slydimo sistema su primontuotais papildomais ratais suteikia galimybę reguliuoti automobilio sukibimą su kelio paviršiumi. Lengvai slystantis automobilis yra naudinga priemonė tobulinant vairavimo įgūdžius, atliekant įvairius automobilio dinamikos ir valdymo tyrimus. Svarbus slydimo sistemos privalumas yra tas, kad yra galimybė nustatyti mažas sukibimo reikšmes esant sausam ir gero sukibimo kelio paviršiui. Sukibimo charakteristikų reguliavimas praplečia sistemos panaudojimo sritis, todėl yra svarbu tiksliai įvertinti sukibimo charakteristikas. Skirtingais veikimo režimais keičiant sistemos pakėlimo aukštį yra matuojamos ratų vertikalios apkrovos ir kritinės horizontalios jėgos. Nustatant dinaminį sukibimą yra atliekamas važiavimo manevras pagal ISO 4138 standartą ir matuojami automobilį veikiantys pagreičiai, svyravimai ir slydimo parametrai.

Atlikta analizė naudinga vairuotojų rengimui ir kitiems automobilio stabilumo ir valdymo tyrimams, naudojant slydimo sistemą.

Raktiniai žodžiai: sukibimas, slydimo sistema, automobilio valdymas, vertikali apkrova, išilginė jėga, skersinė jėga

1. Įvadas

Automobilio sukibimo charakteristikos labiausiai priklauso nuo kelio paviršiaus. Jį veikia įvairios meteorologinės sąlygos, jis turi savo makroprofilį, paviršius pasidengia grunto, įvairių medžiagų ir dulkių dalelėmis ar sniegu [6]. Kitas sukibimui svarbus veiksnys – ratą veikiančios šoninės ir vertikalios apkrovos, priklausančios nuo važiavimo dinamikos, automobilio apkrovos. Ne ką mažiau sukibimui svarbios automobilio padangų ir pakabos charakteristikos. Šiuos faktorius labai svarbu jausti vairuojant automobilį, nes nuo to priklauso ar

¹ Vilnius Gediminas Technical University, Department of Automobile Transport, J. Basanavičiaus 28, 03-224 Vilnius, Lithuania, e-mail: vidas.zurailis@vgtu.lt

² Department of Automobile Transport, Vilnius Gediminas Technical University, J. Basanavičiaus 28, 03-224 Vilnius, Lithuania, e-mail: kristina.kemzuraite@vgtu.lt

³ Automotive Industry Institute, Jagiellońska 55, 03-301 Warsaw, e-mail: d.wieckowski@pimot.eu, tel. +48 777 70 92

automobilis bus tinkamai suvaldytas kelyje pasitaikius netikėtoms situacijoms [8, 16]. Kelio paviršiaus charakteristikos tiesiogiai įtakoja automobilio judėjimo dinamiką. Stabilumas priklauso nuo dangos tipo, šiurkštumo, geometrinių parametrų [13]. Kelio nelygumai sukelia vibracijas, kurios veikia automobilio valdymo, komforto ir saugumo savybes.

Vairavimo įgūdžiams gerinti dažnai pasitelkiami įvairūs simulatoriai arba tam treniruojamasi uždaroje aikštelėse, lenktynių trasose, tačiau tokiais atvejais dažnai yra netiesiogiai pratinamasis prie didelio greičio, o tai eismo saugumo požiūriu ne visada gerai. Vairuotojų tobulinimui įrengiami specialūs poligonai su sumontuota brangia įranga automobilio slydimui išprovokuoti, tačiau yra galimybė pajauti slystantį automobilį ir pratintis prie jo valdymo ir neįveikiant posūkių pavojingais greičiais ar labai specializuotuose centruose. Ant realaus automobilio sumontuota slydimo sistema (skidcarsystem) suteikia puikią galimybę važiuojant saugiu greičiu patirti netikėtą automobilio slydimą. Sukibimo savybių įvertinimas naudojant slydimo sistemą skirtingais pakėlimo režimais, leistų objektyviau parinkti norimas važiavimo sąlygas ir praplėstų sistemos panaudojimo ribas.

Analizuojant automobilio stabilumui svarbias judėjimo charakteristikas, yra naudojama grupė dinaminių parametrų, kurie sudaro automobilio sukibimo modelį [4]. Be kelio duomenų tokiai parametrų grupei priskiriama skersinis ir išilginis pagreičiai, sukimosi apie vertikalią ašį greitis, ratų kampiniai greičiai, vairo pasukimo kampas. Taip pat svarbus automobilio skersinis greitis, kuris išvedamas netiesiogiai.

Analizuojant padangos sąveiką su skirtingais kelio paviršiais naudojamas modeliavimas baigtiniais elementais [7]. Šis metodas suteikia galimybę analizuoti padangos ir kelio deformacijas, kontaktinio paviršiaus slėgį. Sukibimo, slėgio, traukos ir pasipriešinimo savybės išreiškiamos per priklausomybę nuo padangos išilginio ir skersinio slydimo. Problemines padangos kontakto savybes naudojant baigtinių elementų metodą analizuoja lenkų mokslininkas [10]. Padangą veikiant horizontalaus ir vertikalaus pobūdžio apkrovom bei keičiant padangos struktūrą gaunamos skirtingos standumo savybės, kurias optimizavus galiausiai gaunamas teikiamas poveikis eismo saugumui.

Padangų sukibimo su konkrečiu kelio paviršiumi įvertinimas yra svarbus siekiant nustatyti pradines automobilio važiavimo charakteristikas. Tokius tikslus turi eismo įvykių aplinkybes analizuojantys mokslininkai ir tyrėjai [5, 11]. Sukibimo koeficientas skaičiuojamas pagal ekstremalaus stabdymo metu paliktus slydimo pėdsakus. Tikslinant metodikas nustatyta, kad pirmuosius penkis slydimo metrus sukibimo koeficientas yra nepastovus. Italų mokslininkai [3] analizuodami eismo įvykius ir kelio charakteristikas sudarė kokia turi būti skersinio sukibimo koeficiento priklausomybė nuo važiavimo greičio, posūkių spindulio ir kelio profilio skersinio pasvirimo (superelevation). Tyrimuose taip pat buvo įvertintas kelio dangos makrotekstūros pasipriešinimas slydimui.

Tikslus horizontaliai automobilį ir ratą veikiančių jėgų įvertinimas prancūzų mokslininkams leidžia nustatyti maksimalią sukibimo koeficiento reikšmę [15]. Siekiant išgryninti automobilį veikiančias ribines apkrovas yra pritaikomi charakteristikų triukšmus naikinantys filtrai.

Modeliuojant slystančio automobilio (drifting vehicle) valdymą, sukibimo koeficientas įvertinamas naudojant supaprastintą Paceikos modelį (simplified Pacejka's model). Šiame

modelyje skersiniam ir išilginiam slydimui yra svarbus tikslūs įvesties parametrai [14]. Anglų moslininkai analizuoja įvairius padangos apkrovos atvejus ir protektoriaus įtaką sukibimo charakteristikos [12]. Tiriamos kontaktinių jėgų priklausomybės skirtingais padangos deformavimo atvejais, o sukibimui išreikšti naudojamas padangos mikroslydimo reiškinys.

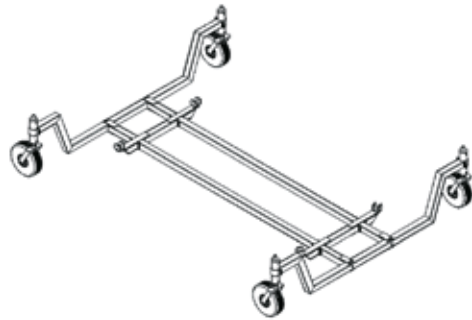
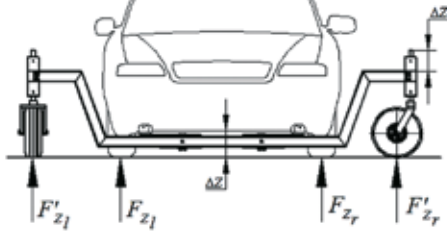
2. Slydimo sistemos veikimo principas

Pagrindinė automobilio slydimo sistemos paskirtis – imituoti važiavimo sąlygas slidžiu kelio paviršiumi (1 pav.). Nepriklausomai nuo esamų kelio sąlygų reguliuojant padangos vertikalią apkrovą keičiamas sukibimas ir automobiliui lengviau suteikiama slydimo galimybė. Šis pusiau realus simulatorius naudojamas vairavimo įgūdžiams tobulinti. Taip pat sistema gali būti pritaikoma atliekant automobilio stabilumo, įvairių judėjimo simuliacijų, padangų darbo charakteristikų ir kitus tyrimus.



1 pav. Automobilis su sumontuota slydimo sistema ir sistemos valdymo pultas su 12 V hidrauline stotele

Ratų sukibimo charakteristikos naudojant automobilio slydimo sistemą keičiamos reguliuojant vertikalią apkrovą, tenkančią padangoms. Tai atliekama hidraulinių cilindrų pagalba, keičiant sistemos pakėlimo aukštį ΔZ (2 pav.). Slėgis hidraulinėje sistemoje yra reguliuojamas automobilio bagažinėje esančia 12V hidrauline stotele su elektromagnetiniais vožtuvais, kurie valdomi salone esančiu pultu. Pakėlus sistemos rėmą, pritvirtintą prie automobilio kėbulo, atitinkama automobilio svorio dalis persiskirsto papildomiems ratams. Slydimo sistemos ratai per guolius gali lengvai pasisukti, todėl automobilio važiavimo arbaslydimo kryptis nėra varžoma.



2 pav. Automobilio slydimo sistemos konstrukcija

Slydimo sistema tvirtinama prie automobilio kėbulo, todėl pakaba išlieka nepriklausoma. Tačiau pasikeičia bendra amortizuotos automobilio masės svyravimo laisvė išilgine ir skersine kryptimis. Pakėlus automobilį, pakabos standumo ir slopinimo charakteristikas dalinai pakeičia atraminių ratų padangų savybės, todėl svarbu sureguliuoti slėgį juose. Slydimo sistemos rėmo elementų deformacijos yra neženklios, todėl analizuojant įtaką automobilio judėjimui tai nevertinama.

3. Sukibimo įvertinimas

Elastingos padangos sukibimas su kelio paviršiumi gali būti skaidomas į tris tipus:

1. padangos ir kelio paviršiaus molekulinė sąveika,
2. sukibimas dėl paviršių deformacijos,
3. sukibimas dėl dėvėjimosi-paviršių trynimosi.

Sukibimo paviršių dalelių sąveika paremta momentiniu kontaktuojančių paviršių prilipimu. Guminio padangos kontaktinio paviršiaus dalelės sąveikauja su kelio paviršiumi, todėl sukibimas priklauso nuo kontaktuojančio paviršiaus ploto: kuo didesnis plotas, tuo didesnis dalelių kiekis tarpusavyje kontaktuoja. Kontaktinis slėgis yra svarbus veiksnys paviršių sąveikoje. Jam didėjant sąveikaujančių paviršių atskyrimui reikia didesnės jėgos, todėl sukibimas didėja. Sukibimas dėl dalelių sąveikos drastiškai mažėja, kai paviršiai negali tiesiogiai kontaktuoti, nes kelio paviršius būna padengtas vandens, sniego ar kita danga.

Suprantama, kad kelio paviršius, kaip ir padanga, nėra idealiai lygus. Maža to, esant blogoms kelio sąlygoms tai sąlygoja papildomą slydimą. Dėl vertikalios apkrautos padangos deformacijos, jos paviršius geriau prisitaiko prie kelio paviršiaus nelygumų, sugeba į juos įsikabinti ir padidinti kontakto plotą. Dėl specifinio padangos karkaso tamprumo, įvairiais riedėjimo atvejais kontaktinis paviršius sugeba išsitemti ir užkibti už kelio paviršiaus elementų ir tai dar labiau padidina sukibimą.

Bendru atveju dviejų paviršių kibumo savybes apibūdina sukibimo koeficientas. Jis parodo kokia didžiausia jėga gali veikti kūną pastovios vertikalios apkrovos atveju:

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \mu_{xy} \cdot F_z; \quad (1)$$

čia: F_x, F_y – padangą veikianti atitinkamai išilginė ir skersinė jėga;
 μ_{xy} – sukibimo koeficientas;
 F_z – padangos vertikali apkrova.

Sukibimui nustatyti taip pat naudojamas Burckhardt's metodas[2]:

$$\mu = (c_1 \cdot (1 - e^{-c_2 \cdot s}) - c_3 \cdot s) \cdot e^{-c_4 \cdot s \cdot v} \cdot (1 - c_5 F_z^2); \quad (2)$$

čia: c_1, c_2, c_3 – koeficientai, priklausantys nuo kelio paviršiaus;
 c_4 – koeficientas, apibūdinantis aukštesnės pavaros greitį;
 c_5 – koeficientas, priklausantis nuo rato apkrovos;
 v – važiavimo greitis
 s – santykinis rato slydimas.

Realiais važiavimo atvejais, manevruojant, kai padangą veikia skersinė jėga, atsiranda skersinis slydimas. Žinant slydimo kampą ir padangos skersinį standumą, sukibimas skersine kryptimi gali būti išreikštas:

$$\mu_y = \frac{\alpha \cdot C_\alpha}{F_z}; \quad (3)$$

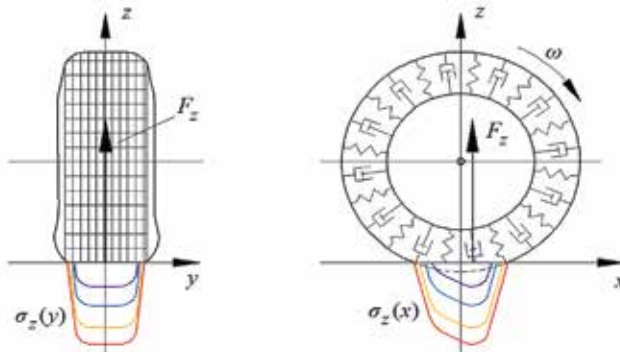
čia: α – padangos skersinio slydimo kampas;
 C_α – padangos skersinio standumo koeficientas.

Taigi automobilio slydimo sistemos veikimas pagrįstas reguliuojama padangos vertikalia apkrova, kurią perkėlus sistemos papildomiems ratams, automobilio slydimui sukelti reikia gerokai mažesnės skersinės jėgos ir mažesnio greičio.

3. Statinis slydimo sistemos sukibimo įvertinimas

Siekiant nustatyti keturias skirtingų sukibimo charakteristikų važiavimo sąlygas, visas slydimo sistemos pakėlimo diapazonas buvo padalintas į keturias dalis. Maksimaliai pakeltas režimas reiškia mažiausias sukibimo savybes, o visiškai nuleistas veikimo režimas – geriausias sukibimo savybes. Pakėlimo aukštis įtakoją padangų deformaciją ir apkrovos į kontaktinę zoną pasiskirstymą (3 pav.). Riedėjimo ir statinės būsenos apkrovos pasiskirstymas skiriasi, tačiau bendra sistemos apkrova išlieka tokia pati.

Statinis sukibimo koeficiento nustatymas buvo atliktas tempiant užstabdytą automobilį išilgine ir skersine kryptimis (4 pav.). Tempimo metu automobilio ratai buvo užstabdyti darbiniais stabdžiais, o slydimo sistema sureguliuota vienu iš keturių numatytų pakėlimo režimų. Tempimo jėgai išmatuoti, į tempimo lyną buvo įmontuotas dinamometras. Prieš tempimus ašinių svarstyklių pagalba buvo nustatytas statinių vertikalių apkrovų pasiskirstymas tarp automobilio ir slydimo sistemos ratų. Bandymo rezultatai pateikti lentelėje 1.



3 pav. Normal stress distribution in rolling tire contact area in different vertical load modes

Lentelė 1. Statinio bandymo rezultatai

Slydimo sistemos režimas	Slydimo sistemos papildomų ratų vertikali statinė apkrova, N		Automobilio ratų vertikali statinė apkrova, N		Bendra apkrova, N	Tempimo jėga, kN		Sukibimo koeficientas	
	Priek. ašis	Gal. ašis	Priek. ašis	Gal. ašis		F_x	F_y	μ_x	μ_y
I	1050	900	7800	6150	15900	9,82	9,56	0,630	0,613
II	2250	2050	6600	5050	15950	8,2	8,05	0,524	0,514
III	3300	3150	5550	3900	15900	6,72	6,48	0,431	0,415
IV	4600	4350	4300	2700	15950	4,8	4,67	0,307	0,298

Kaip tikėtasi, bendra automobilio ir sistemos masė visais pakėlimo režimais yra beveik vienoda. Reikšmės svyruoja tik svarstyklių matavimo paklaidų ribose (± 5 kg). Kiekvienu pakėlimo režimu vertikali apkravos tarp automobilio ratų ir slydimo sistemos papildomų ratų persiskirsto apie 1,2 kN.



4 pav. Tempimo bandymas išilginio ir skersinio sukibimo įvertinimui

Slydimo sistema sumontuota prie lengvojo automobilio Mazda 626. Šio automobilio varantieji ratai yra priekiniai, variklis sumontuotas priekyje skersai. Naudojamos R14/185/65 vasarinio tipo padangos.

Kaip matyti iš lentelėje 1 pateiktų bandymo duomenų ir pagal 1 formulę nustatytų reikšmių, sukibimo koeficientas svyruoja nuo 0,298 daugiausiai sistemą pakėlus iki 0,630 mažiausio pakėlimo atveju. Sukibimo koeficientas nesiekia sausam asfaltui taikomų reikšmių (0,8–0,9), nes bendras sistemos svoris dėl papildomos konstrukcijos yra padidėjęs. Taip pat sukibimo koeficientas išilgine automobilio kryptimi yra 1,8–3,6 % didesnis. Ši tendencija neprieštarauja užsienio mokslininkų apžvelgtuose darbuose nustatytoms savybėms. Taigi naudojant automobilio slydimo sistemą galima sureguliuoti sukibimo charakteristikas, prilygstančias važiavimui šlapia arba snieguota kelio danga.

4. Dinaminis slydimo sistemos sukibimo įvertinimas

Dinaminiam sukibimo koeficiento nustatymui buvo atliekami eksperimentiniai važiavimai laikantis ISO 4138 standarto. Pagal šio standarto reikalavimus automobiliu buvo važiuojama numatyto spindulio apskritimu palaipsniui didinant greitį. Važiuojama tol, kol automobilis išslysta iš numatytos apskritiminės važiavimo trajektorijos. Automobilio dinaminės charakteristikos matuojamos sumontuota *Corrsys-Datron* įranga (5 pav.). Važiavimai kartojami keičiant slydimo sistemos pakėlimo aukštį ir važiavimo spindulį.



5 pav. Automobilis su sumontuota slydimo sistema ir dinaminių parametų matavimo įranga

Automobilis iš numatytos važiavimo trajektorijos pasiekęs kritinį greitį išslysta, o tuo momentu jį veikiantis skersinis pagreitis gali būti naudojamas skersinio sukibimo koeficientui įvertinti [17].

$$\mu_y = \frac{F_y}{F_z} = \frac{ma_y}{mg} = \frac{a_y}{g}; \quad (4)$$

čia: m – automobilio su sumontuota įranga masė;
 a_y – veikiantis skersinis pagreitis;
 g – laisvojo kritimo pagreitis.

Lentelė2. Skersinio sukibimo koeficiento nustatymo reikšmės

Slydimo sistemos režimas	Kritinis skersinis pagreitis, $a_y, \text{m/s}^2$	Skersinis sukibimo koeficientas, μ_y
I	6,04	0,616
II	5,50	0,561
III	4,17	0,425
IV	3,20	0,326

2 lentelėje pateikiami dinaminio sukibimo koeficiento nustatymo rezultatai. Statiniu ir dinaminio būdu nustatytos skersinio sukibimo koeficientų reikšmės ženkliai nesiskiria, todėl bandymų rezultatai ir pasirinkta metodika yra teisingi.

Automobilis su sumontuota slydimo sistema įsibėgėjimo metu pasiekia mažesnę pagreitį. Keičiant slydimo sistemos pakėlimo aukštį ratai linkę slysti, t.y. varančiųjų ratų kampinis greitis yra didesnis už automobilio išilginį greitį. Bandymų metu naudota dinaminių parametrų fiksavimo įranga matavo varančiųjų ratų kampinius sukimosi greičius. Automobilio priekyje sumontuotas optinis jutiklis *Correvit S350 Aqua* pagal kelio paviršiaus kitimą matavo linijinį kėbulo greitį. Žinant šiuos parametrus ir ratų spindulį važiavimo metu, galima nustatyti rato slydimą:

$$s_x = \frac{\omega_r \cdot r_r - v_x}{\omega_r \cdot r_r}; \quad (5)$$

čia: ω_r – rato kampinis sukimosi greitis;
 r_r – rato riedėjimo spindulys;
 v_x – automobilio išilginis linijinis greitis.

Nustatant maksimalų padangos sukibimą su kelio paviršiumi pagal santykinę slydimą yra naudojamas netiesinis įvertinimas [1, 9], o tiksliam išraiškos koeficientų nustatymui naudojamas RLS rekursyvus mažiausiųjų kvadratų (RMK) metodas:

$$\mu = \frac{\mu'_0 \cdot s}{s^2 c_2 + s c_1 + 1}; \quad (6)$$

čia: μ'_0 – slope of the slip curve at zero slip;
 c_1, c_2 – formos parametrai pagal kelio paviršių (tikslinami pagal RMK);
 s – santykinis rato slydimas.

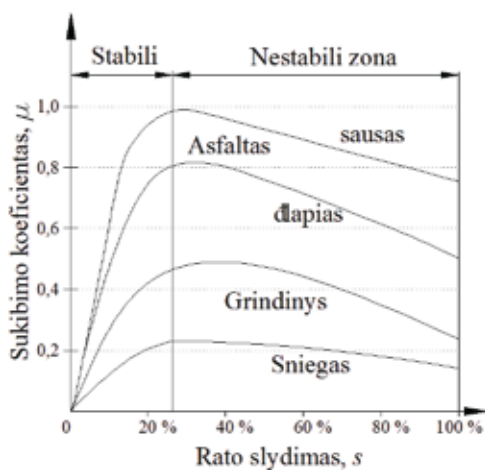
Kadangi skaičiuojamojo sukibimo koeficiento reikšmė labai priklauso nuo parinktų koeficientų c_1, c_2 , dydžio, yra tikslingiau sukibimo nustatymui naudoti išraišką, priklausančią

nuo traukos momento:

$$\mu = \frac{I_w \dot{\omega}_r \pm T}{F_z \cdot r_r}; \quad (7)$$

čia: I_w – rato inercijos momentas;
 $\dot{\omega}_r$ – rato kampinis pagreitis;
 $+T$ – stabdymo momentas;
 $-T$ – sukimo momentas (greitėjimo režimas).

Ekspirimentiškai yra nustatoma rato slydimo – sukibimo koeficiento charakteristika skirtingoms kelio dangoms [4, 9, 11, 15]. Iš automobilio su sumontuota slydimo sistema įsibėgėjimo charakteristikų nustatyta, kad slydimo reikšmės išsidėsto intervale nuo 0,25 iki 0,7. Pagal slydimo – sukibimo charakteristikos tendenciją, šioje zonoje sukibimo koeficiento reikšmės pradeda mažėti. Charakteristikos nestabili zona rodo, kad priklausomybė yra jautri išoriniams faktoriams. Tai pateisina nevisešią slydimo reikšmių atitikimą su ankstesniais bandymais nustatytais sukibimo reikšmėmis.



6 pav. Rato slydimo – sukibimo charakteristika esant skirtingam kelio paviršiui

Visais atvejais nustatyta panaši sukibimo koeficiento reikšmės mažėjimo tendencija priklausomai nuo slydimo sistemos pakėlimo aukščio. Keliant slydimo sistemą, sukibimo koeficientas proporcingai mažėja.

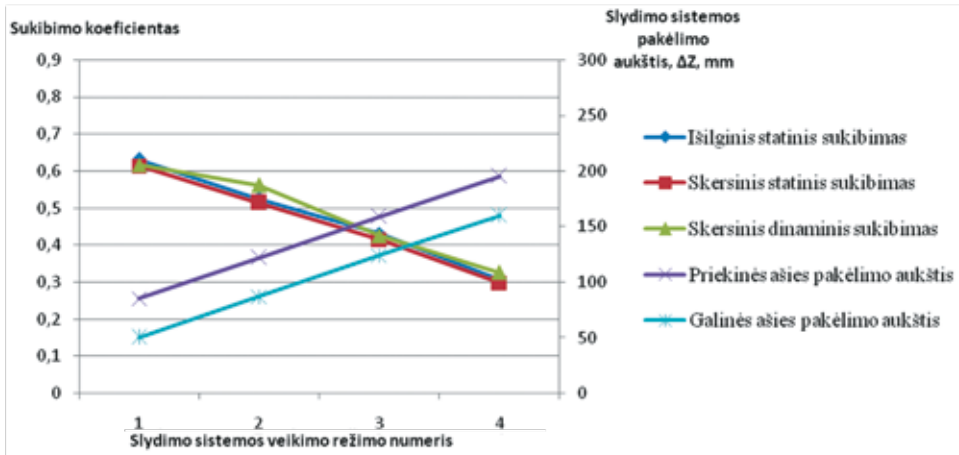


Fig. 7. Friction coefficient values in different skidcar system operation modes

4. Išvados

Straipsnyje analizuota automobilio slydimo sistemos įtaka sukibimo charakteristikoms. Parinkus keturis slydimo sistemos pakėlimo aukščių variantus, visais atvejais buvo įvertintas svorio persiskirstymas tarp automobilio ratų ir papildomų sistemos ratų. Atlikus automobilio tempimus išilgine ir skersine kryptimis buvo nustatyti atitinkami statiniai sukibimo koeficientai, kurių reikšmės priklausomai nuo sistemos pakėlimo aukščio svyruoja nuo 0,298 iki 0,63.

Nors slydimo sistema nesuvaržo automobilio pakabos judėjimo laisvės, tačiau nustatytos sukibimo koeficiento reikšmės yra mažesnės nei turėtų būti pasirinktomis kelio dangos sąlygomis. Tai paaiškinama didesniu bendru svoriu kai prie automobilio primontuojama slydimo sistema.

Siekiant nustatinėjamų sukibimo koeficiento reikšmių patikimumo, papildomai buvo atliekami dinaminiai bandymai. Apskritinime trajektorija ir įsibėgėjimo režimu važiuojančio automobilio su slydimo sistema fiksuoti greičio, pagreičio ir ratų kampinio sukimosi greičių parametrai panaudoti sukibimo koeficiento reikšmių nustatymui. Atliekant skaičiavimus naudotasi kritinių judėjimo parametru bei Burckhardt metodikomis.

Skirtingais metodais nustatytų sukibimo koeficiento reikšmių kitimo tendencijos yra tokios pačios. Todėl galima teigti, kad sukibimo charakteristikos slydimo sistemai veikiant skirtingais režimais įvertintos teisingai, o nustatyti rezultatai gali būti informaciniais parametrais sistemą naudojant vairavimo įgūdžių gerinimui arba tolesniems dinaminiais tyrimams.

Literatūra

- [1] BURCKHARDT M.: *Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme*. Vogel Verlag, Würzburg (1993).
- [2] CANUDAS-DE-WIT C., TSIOTRAS P., VELENIS E., BASSET M., GISSINGER G.: *Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction*. Vehicle System Dynamics, Vol. 39, No. 3 (2003) 189–226.
- [3] CRISMAN B., ROBERTI R.: *Tire wet-pavement traction management for safer roads*. Procedia - Social and Behavioral Sciences 53 (2012) 1055–1068.
- [4] GRIP H.F., IMSLAND L., JOHANSEN T.A., FOSSEN T.I., KALKKUHLL J.C., SUISSA A.: *Nonlinear vehicle velocity observer with road-tire friction adaptation*. Automatica 44 (2008) 611–622.
- [5] HEINRICHS B.E., ALIN B.D., BOWLER J.J., SIEGMUND G.P.: *Vehicle speed affects both pre-skid braking kinematics and average tire/roadway friction*. Accident Analysis and Prevention 36 (2004) 829–840.
- [6] KEMZŪRAITĖ K.; BUREIKA G.; ŽURAILIS V.: *Investigation of vehicle stability on road curves in winter conditions*. Transport Means – 2011: proceedings of the 15th international conference, Lithuania, Kaunas, 2011. 104–107.
- [7] LEE J.H.: *Finite element modeling of interfacial forces and contact stresses of pneumatic tire on fresh snow for combined longitudinal and lateral slips*. Journal of Terramechanics 48 (2011) 171–197.
- [8] LOZIA Z., WIĘCKOWSKI D., ŻARDECKI D.: *Wpływ luzu i tarcia w układzie kierowniczym na kierowalność samochodu*. [Steering system backlash and friction effects in car lateral dynamics]. Politechnika Świętokrzyska, Zeszyty Naukowe nr 8 Budowa i Eksploatacja Maszyn, 2008, 89–120.
- [9] MULLER S., UCHANSKIJ M., HEDRICK K.: *Estimation of the maximum tire-road friction coefficient*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 125 (2003) 607–617.
- [10] PELC J.: *Towards realistic simulation of deformations and stresses in pneumatic tires*. Applied Mathematical Modelling 31 (2007) 530–540.
- [11] SOKOLOVSKIJ E., PEČELIŪNAS R.: *The influence of road surface on an automobile's braking characteristic*. Strojnikovski vestnik – Journal of mechanical engineering. Ljubljana: Association of Mechanical Engineers of Slovenia, Vol. 53, No. 4 (2007) 216–223.
- [12] TSOTRAS A., MAVROS G.: *Frictional contact behaviour of the tire: The effect of tread slip on the in-plane structural deformation and stress field development*. Vehicle System Dynamics, Vol. 48, No. 8 (2010) 891–921.
- [13] VANSKAUSKAS V., BOGDEVIČIUS M.: *Investigation into the Stability of Driving an Automobile on the Road Pavement with Ruts*. Transport, Vol. 24, No. 2 (2009) 170–179.
- [14] VELENIS E., KATZOURAKIS D., FRAZZOLI E., TSIOTRAS P., HAPPE R.: *Steady-state drifting stabilization of RWD vehicles*. Control Engineering Practice 19 (2011) 1363–1376.
- [15] VILLAGRA J., D'ANDRE' A-NOVEL B., FLIESS M., MOUNIER H.: *A diagnosis-based approach for tire–road forces and maximum friction estimation*. Control Engineering Practice 19 (2011) 174–184.
- [16] WIĘCKOWSKI D., STAŃCZYK, T.: *Ocena poprawności wykonania typowych manewrów w ruchu samochodu*. [Assessment of correct execution of typical traffic manoeuvre]. Zeszyty Naukowe Mechanika Nr 84, 2006. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, 293–304.
- [17] ŽURAILIS V., SOKOLOVSKIJ E., MATIJOŠIUS J.: *The opportunities for establishing the critical speed of the vehicle on research in its lateral dynamics*. Maintenance and Reliability = Eksploatacja i Niezawodność, Lublin: Polish Maintenance Society. Vol. 15, No. 4 (2013) 312–318.
- [18] ISO 4138:2004(E): *Passenger Cars – Steady-state Circular driving behavior – Open-loop Test Methods*. International Organization for Standardization. Geneva.

Wspomnienie o Profesorze Jerzym Tokarzewskim



W dniu 13 lutego 2014 r., w gronie najbliższej Rodziny, odprowadziliśmy do rodzinnego grobu na cmentarzu Powązkowskim w Warszawie naszego Przyjaciela, Kolegę, Szanownego Profesora dr hab. inż. Jerzego Tokarzewskiego. Jerzy Tokarzewski zmarł nagle, 6 lutego 2014 r., w wieku 67 lat. Aż do śmierci był czynny zawodowo, pełen sił twórczych i wielu planów na przyszłość.

Jerzy Tokarzewski urodził się 20 maja 1946 r. w Warszawie, w rodzinie inteligenckiej. Studia wyższe ukończył w kwietniu 1970 r., uzyskując dyplom magistra elektryka (specjalność – elektrotechnika przemysłowa). W czerwcu 1970 r. rozpoczął pracę zawodową w Ośrodku Koordynacji Elektrotechniki Motoryzacyjnej (następnie – Centralny Ośrodek Konstrukcyjno-Badawczy Przemysłu Motoryzacyjnego w Warszawie przy ul. Łopuszańskiej 22). Po zdaniu egzaminu stażowego pracował w Dziale Konstrukcji Instalacji Elektrycznych na stanowisku konstruktora. W 1971 r., po złożeniu egzaminu wstępnego, został przyjęty na trzyletnie, dzienne Studium Doktoranckie Politechniki Warszawskiej – kierunku Energotelelektryka.

Studia Doktoranckie rozpoczął 1 października 1971 r., przerywając jednocześnie pracę w Centralnym Ośrodku Konstrukcyjno-Badawczym Przemysłu Motoryzacyjnego. 19 listopada 1986 r. Rada Wydziału Elektrycznego Politechniki Warszawskiej nadała Jerzemu Tokarzewskiemu, na podstawie oceny ogólnego dorobku naukowego i przedłożonej rozprawy habilitacyjnej pt. „Stabilność układów liniowych o okresowo zmiennej strukturze”, stopień naukowy – doktora habilitowanego nauk technicznych w zakresie automatyki. Z dniem 1 stycznia 1976 r. został powołany na stanowisko adiunkta w Przemysłowym Instytucie Motoryzacji.

W latach 1975-1982 prowadził zajęcia dydaktyczne na Wydziale Elektrycznym Politechniki Warszawskiej. Od 1 lipca 1978 r. pracował na stanowisku kierownika laboratorium w Zakładzie Elektrotechniki i Elektroniki. 25 lipca 1985 r., z rąk Ministra Przemysłu, otrzymał tytuł docenta w Przemysłowym Instytucie Motoryzacji.

Z dniem 1 stycznia 1991 r. został przeniesiony do Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach na stanowisko kierownika Samodzielnego Zakładu Metod i Systemów Sterowania, pracując równocześnie w Przemysłowym Instytucie Motoryzacji (w którym był zatrudniony od 10 marca 1975 r. do 31 sierpnia 2011 r.).

30 maja 2006 r., w Pałacu Prezydenckim, Jerzy Tokarzewski odebrał z rąk Prezydenta RP Lecha Kaczyńskiego akt nadania tytułu naukowego profesora zwyczajnego nauk technicznych. W tym samym roku został zatrudniony w Zakładzie Konstrukcji Urządzeń Elektrycznych na Wydziale Elektrycznym Politechniki Warszawskiej. Zajęcia dydaktyczne prowadził również w Wojskowej Akademii Technicznej.

Profesor Jerzy Tokarzewski był człowiekiem o ogromnej wiedzy, doświadczeniu i ugruntowanej pozycji zawodowej. Był uznanym autorytetem zarówno w kraju, jak i zagranicą, a także wysokiej klasy specjalistą w dziedzinie teorii sterowania oraz elektrotechniki motoryzacyjnej. Jego zainteresowania naukowe koncentrowały się wokół: sterowalności nieliniowych układów dynamicznych, analizy impulsowych układów regulacji prędkości obrotowej silników prądu stałego, analizy stabilności układów liniowych o okresowo zmiennej strukturze, analizy i syntezy układów liniowych dyskretnych z próbkowaniem, analizy zer i problemu zerowania wyjścia w układach liniowych standartowych i syngularnych.

W latach 1975-1985, w Państwowym Instytucie Motoryzacji, prowadził różne formy zajęć dydaktycznych z teorii sterowania oraz samochodowych aparatów elektrycznych i układów sterowania dla słuchaczy studiów dziennych i podyplomowych Wydziału Elektrycznego Politechniki Warszawskiej. Dla słuchaczy studiów podyplomowych opracował wykład z regulacji optymalnej. Natomiast w latach 1991-1999 prowadził wykłady i ćwiczenia dla studentów studiów dziennych Wydziału Elektrotechniki Automatyki i Informatyki Politechniki Świętokrzyskiej, z zakresu elektrotechniki teoretycznej i teorii sterowania. Opracował monograficzne wykłady z tych przedmiotów.

Na studiach dziennych Wojskowej Akademii Technicznej opracował z kolei wykłady z przedmiotów: urządzenia elektryczne i osprzęt pojazdów wojskowych, wybrane zagadnienia elektrotechniki i elektroniki oraz podstawy automatyki i sterowania.

Przez kilka lat prowadził także wykłady dla doktorantów na Wszechnicy Akademickiej Wojskowej Akademii Technicznej z przedmiotu teoria stosowania. W ramach działalności dydaktycznej prowadzonej w Zakładzie Konstrukcji Urządzeń Elektrycznych na Wydziale Elektrycznym Politechniki Warszawskiej, opracował wykład z przedmiotu mechatronika i urządzenia elektryczne pojazdów. Był członkiem: Society for Industrial and Applied Mathematics (SIAM), SIAM Activity Group on Control and Systems Theor, The Institut of Electrical and Electronics Engineers, Inc. (IEEE): IEEE Control System Society oraz Polskiego Towarzystwa Naukowego (PTNM). Aktywnie uczestniczył w radach naukowych i komitetach technicznych: Radzie Naukowej Centralnego Laboratorium Akumulatorów i Ogniwi, Radzie Naukowej Państwowego Instytutu Motoryzacji, Radzie Wydziału Elektrotechniki, Automatyki i Informatyki Politechniki Świętokrzyskiej, Radzie Wydziału Mechanicznego Wojskowej Akademii Technicznej (od 1991 r.), Radzie Zarządzającej ds. Certyfikacji w Państwowym Instytucie Motoryzacji, Komitecie Technicznym ds. Certyfikacji w Państwowym Instytucie Motoryzacji, Komisji Naukowej Rady Naukowej Państwowego

Instytutu Motoryzacji, Stowarzyszeniu Zbiorowego Zarządzania Prawami Autorskimi Twórców Dzieł Naukowych i Technicznych „KOPIPOL”. Brał udział w 50 międzynarodowych konferencjach naukowych. Jest autorem 108 publikacji i 3 książek oraz współautorem kilku skryptów. Swoje prace naukowe publikował w: Archiwum Automatyki i Telemechaniki, Rozprawach Elektrotechnicznych, Electric Machines and Power Systems, International Journal of Control, International Journal of Systems Science, IEEE Transactions on Automatic Control, Archives of Control Sciences, Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik, International Journal of Applied Mathematics and Computer Science, Annual Reviews in Control, Systems Science, Biuletynie WAT, Przeglądzie Elektrotechnicznym.

Za swoje osiągnięcia został odznaczony srebrnym Krzyżem Zasługi, Złotym Krzyżem Zasługi, Brązowym Medalem „Za zasługi dla Obronności Kraju” oraz Medalem Komisji Edukacji Narodowej.

Jerzy Tokarzewski był wyjątkowo inteligentnym człowiekiem, co przejawiało się między innymi w błyskotliwym poczuciu humoru. Był ciekaw świata, a podczas służbowych wyjazdów zagranicznych zawsze znajdował czas na zwiedzanie nowych, interesujących miejsc. Jego otwarta, ciepła i sympatyczna osobowość sprawiała, że był lubiany przez wszystkich.

Pożegnaliśmy Kolegę o wyjątkowym usposobieniu, niespotykanej pogodzie ducha, życzliwości i szacunku wobec innych ludzi.

Będzie nam Pana brakowało, Panie Profesorze.

Dyrekcja i Pracownicy Przemysłowego Instytutu Motoryzacji