

KELIO PROVĖŽŲ ĮTAKA AUTOMOBILIO STABILUMUI

Vidmantas Vansauskas¹, Marijonas Bogdevičius²

Vilniaus Gedimino technikos universitetas

El. paštas: ¹vidmantas.vansauskas@vgtu.lt; ²marijonas.bogdevicius@vgtu.lt

Santrauka. Šiame straipsnyje nagrinėjamas automobilio stabilumas, jo ratus veikiančios jėgos, kai kelio dangą yra provėžuota. Automobilų kelių eismo saugumui įtakos turi daugelis veiksnių. Vienas iš jų yra kelio paviršius, jo lygumas. Didelis kiekis judančio sunkiasvorio transporto deformuoja kelio paviršius, dėl to atsiranda kelio provėžų. Straipsnyje analizuojama kelio nelygumų įtaka automobilio stabilumui. Pateikiamas 3D automobilio modelis, kuris sąveikauja su nelygiu kelio paviršiumi. Atliktas matematinis modeliavimas, kurio metu buvo nustatyta, kokios jėgos veikia automobilio ratus judant įvairiomis klimatinėmis sąlygomis 60 km/h greičiu provėžuotu keliu, kur provėžos gylis yra 0,05 m. Gauti rezultatai pateikiami grafikuose.

Reikšminiai žodžiai: automobilis, stabilumas, kelio provėžos, kelio nelygumai, veikiančios jėgos.

Įvadas

Vis labiau tobulėjant technologijoms, atsiranda būtinybė kompleksiskai įvertinti automobilio, rato ir kelio sąveiką, nustatant bendrus sąlyčio taškus ir ieškant optimalių sprendimų. Toks kompleksiškas požiūris leistų padidinti automobilio galios efektyvumą, pagerinti važiavimo patogumą ir sumažinti kelio poveikį automobilio eksploatacinėms savybėms.

Eigos tolydumas – tai automobilio eksploatacijos savybė, nusakanti vairuotojo, keleivio važiavimo patogumą ar krovinio saugumą. Automobilui judant nelygiu (provėžuotu) keliu plačiame greičio ruože veikia daug įvairių veiksnių, kurie turi įtakos automobilio stabilumui, žmonių saugumui. Nors ir gyvename pažangiais laikais, tačiau eismo įvykiai automobilių keliuose yra viena iš opiausių šio meto problemų. Eismo įvykius lemiančius veiksnius būtų galima suskirstyti į keletą didelių grupių: kelias, automobilis, aplinka ir žmogus. Visus šiuos išvardytus veiksnius būtų galima dar skaidyti į mažesnius pogrupius, taip detalčiau įvertinant eismo įvykiams įtakos turinčius veiksnius.

Viena iš opiausių problemų – kelio provėžos. Važiuojant automobiliu provėžuotu keliu, kurio asfalto dangą yra šlapia, apsnigta ar net apledėjusi, galima greitai prarasti automobilio stabilumą, dėl to gali įvykti skaudžių pasekmių turintis eismo įvykis. Norint įvertinti, kokios jėgos veikia automobilį, kaip jis juda provėžų ir asfalto dangos atžvilgiu reikia sukurti matematinį automobilio modelį ir iširti automobilio stabilumą (Vansauskas and Bogdevičius 2009).

Automobilių matematinė modelių taikymas

Daugelio mokslininkų tikslas – sukurti kuo tikslesnį automobilio modelį, artimą realiam, ir gauti kuo tikslesnius parametrus, kurie leistų nustatyti, kaip reaguoja automobilis važiuodamas nelygiu keliu, kaip deformuosis jo rėmas avarijos atveju, kokias deformacijas jis patirs smūgio metu. Todėl siekiant kuo tiksliau atkurti automobilį, jis yra modeliuojamas baigtiniais elementais arba paslankiais šarnyrais (Sousa *et al.* 2008). Sukurtas automobilio modelis bandomas naudojant didelį skaičių įvairių susidūrimo scenarijų, apibrėžtų tarptautiniuose standartuose, tokiuose kaip EuroNCAP, taip pat automobilio modelis gali būti naudojamas tobulinant tam tikras saugumo sistemas ar tobulinant jau naudojamas kėbulo saugumo sistemas.

Siekiant išvengti susidūrimo su kliūtimis automobilis turi būti stabilus. Jo stabilumui didelę reikšmę turi važiuoklė. Vienas pagrindinių važiuoklės elementų yra amortizatorius. Jo pagrindinės funkcijos yra kelio nelygumų apdorojimas, automobilio valdymo kokybė ir keleivių, esančių automobilyje, patogumas. Šios visos funkcijos įvertinamos ir analizuojamos Italijos mokslininkų straipsnyje (Arcidiacono *et al.* 2001). Modeliuojant aktyvias ir pasyvasias važiuokles būtina įvertinti spyruoklių standumus (Schiehlen *et al.* 2007; Liberzon 2001).

Norint iširti automobilio svyravimus kintant lėtėjimo pagreičiui reikia nustatyti amortizuojančių ir neamortizuojančių masių svyravimo procesus esant tangentiniam poveikiui į ratą, kur jis susiliečia su atraminiu paviršiumi. Nustačius masių svyravimo procesus būtų galima patikslinti automobilio stabdymo parametrų skaičiavimus. To-

dėl autorių (Pečeliūnas *et al.* 2005) tyrimų metodika apima tiriamą procesą matematinių algoritmų sudarymą ir teorinius skaičiavimus, įvairių veiksmų įtakos automobilio svyravimams stabdant pateikimą. Tyrimams taikomi skaitiniai ir analitiniai metodai. Taip pat atliekami eksperimentiniai tyrimai naudojant elektroninį lėtėjimo pagreičio matavimo prietaisą VZM 100. Sudarytu matematiniu modeliu praplečiamos ekspertinės galimybės modeliuoti automobilio judėjimą, tiriant eismo įvykių aplinkybes, susijusias su automobilio stabdymu (Pečeliūnas *et al.* 2005).

Automobilio stabilumui labai svarbi kelio ir padangos sąveika. Todėl kuriami įvairūs kelio dangos – automobilio modeliai, kuriais remiantis stengiamasi aprašyti kelio nelygumų įtaką automobiliui (Rouillard 2008).

Taip pat daug dėmesio skiriama transporto priemonės judėjimo tam tikrame kelyje modeliavimui. Siūlomas šios problemos sprendimas yra pateikiamas sistemos „Transporto priemonė – kelias“ matematiniu modeliu. Straipsnyje automobilis modeliuojamas koncentruotomis masėmis, tarpusavyje sujungtomis glaudžiais ir disipatyviniais ryšiais. Modelis įvertina kėbulo judėjimą erdvėje, priekinės ir galinės pakabų judėjimą kėbulo atžvilgiu, ratų sąveiką su kelio dangos paviršiumi, ratų blokavimą, transporto priemonę veikiančių sukibimo su kelio dangos paviršiumi jėgų kitimą. Kelio dangos paviršius modeliuojamas baigtiniais elementais. Kiekviename baigtinio elemento mazge parenkamas tam tikras kelio dangos paviršiaus nelygumo aukštis bei paviršiaus ir automobilio rato sukibimo koeficientai rato išilgine ir skersine kryptimis. Pateikti modeliavimo rezultatai – grafikai, iliustruojantys transporto priemonės judėjimą kelyje stabdant esant įvairioms sąlygoms bei transporto priemonės judėjimą per greičio mažinimo kauburėlį („gulintį policininką“) (Prentkovskis ir Bogdevičius 2002).

Straipsnyje (Prentkovskis ir Sokolovskij 2008) modeliuojamas eismo įvykis, kurio metu automobilis kliudo šaligatvį. Praradęs pusiausvyrą apvirsta arba nulekia į griovį. Modeliuojant eismo įvykį buvo imituotas automobilis kaip viena koncentruota masė, sujungta elastingais „Kelvin-Foight“ elementais. Pasinaudojus automobilio modeliu buvo nustatomos jį veikiančios inercijos jėgos.

Straipsnyje naudojamas aštuonių laisvės laipsnių automobilio dinaminis modelis, turintis aktyvią važiuoklę. Jis juda keliu neaiškia logika (*Fuzzy Logic*). Taip siekiama nustatyti, kaip veikiamas vairuotojas esant tokiems svyravimams. Modeliavimas vyksta keliais atvejais. Pirmu atveju įvertinami tikslai vairuotojo, esančio sėdynėje, svyravimai. Antru atveju – tikslai automobilio svyravimas. Trečiu atveju – automobilio ir vairuotojo

svyravimai tuo pačiu metu. Taip siekiama įvertinti automobilio patogumą vairuotojo ar esamų keleivių atžvilgiu (Guclu 2005).

Trimatis (3D) automobilio matematinis modelis

Automobilio judėjimas lygiu ir nelygiu keliu yra atsitiktinis dydis. Norint ištirti, kokią įtaką kelio provėžos turi automobiliui, buvo sukurtas trimatis automobilio matematinis modelis (1 pav.).

Automobilio judėjimui aprašyti naudojama Lagranžo lygtis:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1)$$

čia: T , Π – kinetinės ir potencinės automobilio energijos; Φ – disipatyvinė funkcija; t – laikas; q_i, \dot{q}_i – automobilio poslinkio ir greičio vektoriai; Q_i – apibendrintų jėgų vektorius.

Tada automobilio kinetinės, potencinės energijos ir disipatyvinė funkcija yra lygios (Aladjev ir Bogdevičius 2001):

$$T = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} m_i \dot{q}_i^2 \quad (2)$$

$$\Pi = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} k_i (\Delta_i)^2 \quad (3)$$

$$\Phi = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} c_i (\dot{\Delta}_i)^2 \quad (4)$$

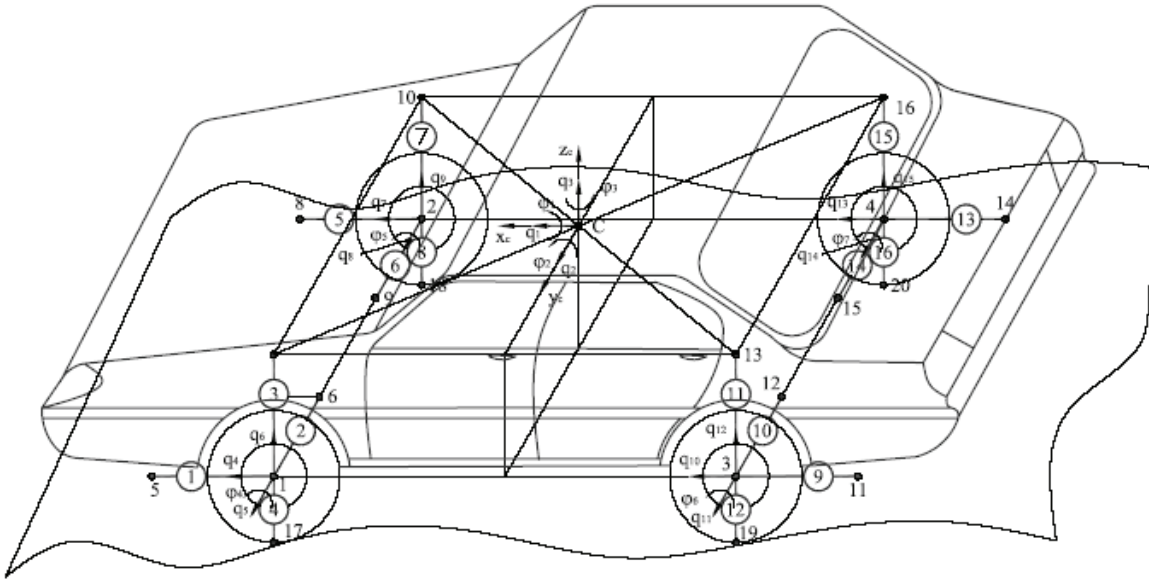
čia: m_i – i -ojo kūno masė; Δ_i ir $\dot{\Delta}_i$ – i -ųjų kūnų poslinkio ir greičio santykis; k_i – i -ojo elemento standumo koeficientas; c_i – i -ojo elemento slopinimo koeficientas.

Apibendrintas koordinatės vektorius atrodo taip:

$$\begin{aligned} \{q\}^T &= [q_{auto} \ q_{trans} \ q_{rato}]; \\ \{q\}_{auto}^T &= [q_1 \ q_2 \ q_3 \ \varphi_1 \ \varphi_2 \ \varphi_3]; \\ \{q\}_{trans}^T &= [q_4 \ q_5 \ q_6 \ \varphi_4 \ \dots \ q_{13} \ q_{14} \ q_{15} \ \varphi_7]; \\ \{q\}_{rato}^T &= [q_{16} \ q_{17} \ q_{18} \ \dots \ q_{25} \ q_{26} \ q_{27}]. \end{aligned} \quad (5)$$

Automobilio modelis iš viso turi 34 poslinkius $\{q\}$. Pirmieji šeši pirmieji yra automobilio rėmo $\{q\}_{auto}$. Šešiolika poslinkių yra automobilio važiuoklės $\{q\}_{trans}$ ir likusieji 12 – automobilio padangos poslinkiai $\{q\}_{rato}$.

Bendrąją automobilio judėjimo lygtį galima užrašyti taip (Aladjev ir Bogdevičius 2001):



1 pav. Trimatis automobilio matematinis modelis

Fig. 1. 3-D mathematical vehicle model

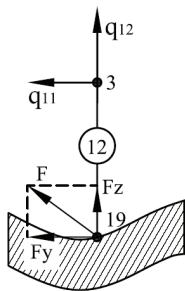
$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\}, \quad (6)$$

čia: $[M]$, $[C]$, $[K]$ – masių, slopinimo, standumo matricos; $\{q\}$, $\{\dot{q}\}$, $\{\ddot{q}\}$ – nežinomųjų vektorius, pagreitis, greitis, poslinkis; $\{Q\}$ – išorės jėgų vektorius.

Sprendžiant automobilio sistemos judėjimo lygtį (6) taikomas Rungės-Kuto (*Runge-Kutta*) metodas (Lee ir Schiesser 2004; Čiegis 2003). Automobilio rato ir kelio sąveikos metu veikianči normalinė jėga nustatoma taip:

$$\{F_z\} = \begin{cases} 0, & q \geq z; \\ k\Delta + c\dot{\Delta}, & q < z \end{cases} \quad (7)$$

Automobilio rato kontaktas į kelio dangą pateikiamas 2 pav.



2 pav. Automobilio rato kontaktas su kelio paviršiumi ir rato – kelio kontakte veikiančios jėgos

Fig. 2. Road holding capacity of a tyre and the forces acting the tyre and road pavement during the contact

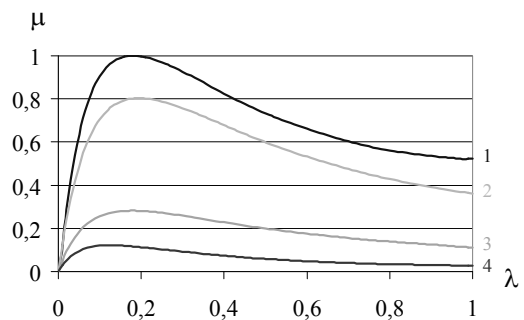
Modeliavimo rezultatai

Nustatomos determinuotos kelio provėžos ir veikiančios aplinkos sąlygos (lietus, sniegas, ledas), kurios turi įtakos automobilio sankibumui (3 pav.).

Nagrinėjamas automobilio judėjimas nelygiu kelio paviršiumi, kai kelio paviršiuje yra atitinkamo pločio ir gylio provėžos. Automobilio ratai sukinėjami pagal šį dėsnį:

$$\alpha = a \sin(\omega_\alpha t), \quad (8)$$

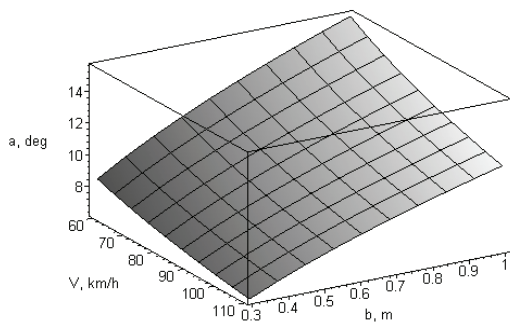
čia: a – rato posūkio amplitudė; ω_α – rato posūkio kampinis greitis, $\omega_\alpha = 2\pi \cdot 0,7$ rad/s.



3 pav. Sankibumo koeficiento μ priklausomybė nuo išilginio santykinio slydimo koeficiento λ : 1 – kai asfaltas sausas; 2 – kai asfaltas šlapias; 3 – kai asfaltas apsnigtas; 4 – kai asfaltas apledėjęs

Fig. 3. The dependence of grip coefficient on sliding friction coefficient λ : 1 – for dry asphalt pavement; 2 – for wet asphalt pavement; 3 – for snow-covered asphalt pavement; 4 – for ice-covered asphalt pavement

Rato posūkio amplitudė parenkama taip, kad ratas neišvažiuotų iš provėžos. Rato posūkio amplitudės priklausomybė nuo automobilio važiavimo greičio ir provėžos pločio parodyta 4 pav.



4 pav. Rato posūkio amplitudės a priklausomybė nuo provėžos pločio b ir automobilio važiavimo greičio v

Fig. 4. The dependence of wheel turning amplitude a on rut width b and vehicle speed v

Nagrinėjamo automobilio kėbulo masė 1455 kg, masių inercijos momentai: $I_{xCxC} = 603 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; $I_{yC yC} = I_{zC zC} = 2012 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Automobilio ratus vertikalia kryptimi (F_z) veikiančios jėgos įvairiomis klimatinėmis sąlygomis judant ant nelygaus kelio paviršiaus su provėžomis, kurių gylis $\Delta = 0 \dots 0,05 \text{ m}$, kai automobilio važiavimo greitis 60 km/h.

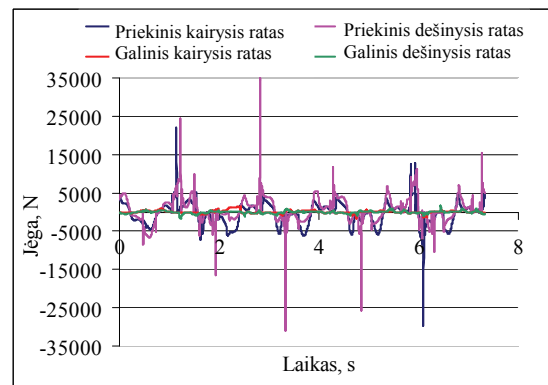
5 pav. pavaizduota automobilio ratus veikianti jėga (F_z) jam judant nelygiu keliu, jo ratai sukinėjami 1 laipsnio kampų įvairiomis klimatinėmis sąlygomis, kai kelio danga sausa, šlapia, apsnigta ir apledėjusi.

Išvados

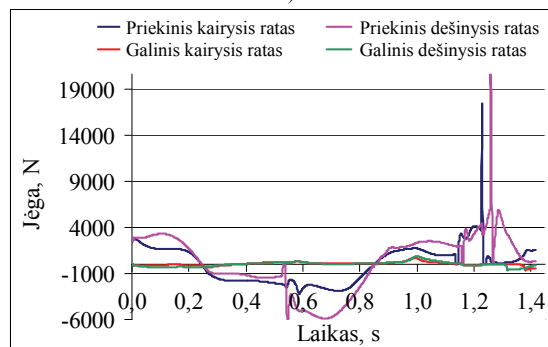
1. Nustatyta, kad automobiliui važiuojant 60 km/h greičiu nelygiu kelio paviršiumi su provėžomis, kai ratai sukinėjami 1 laipsnio kampų, automobilio važiavimas nėra stabilus ir nesaugus, kai provėžų gylis siekia iki 0,05 m, o plotis apie 0,50 m.

2. Automobilio važiavimas 60 km/h greičiu apsnigtu ir apledėjusiu keliu su provėžomis tampa pavojingas, nes jam prarasti stabilumą užtenka labai mažų jėgų, palyginti su sausa kelio danga.

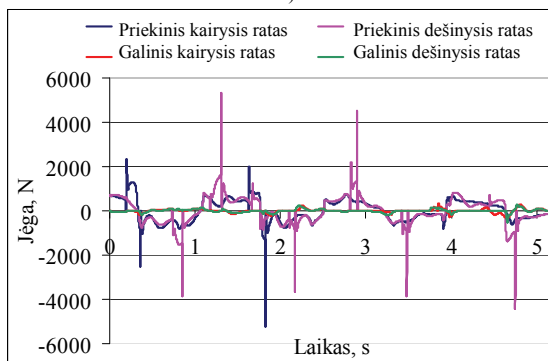
3. Sukurtas automobilio 3D matematinis modelis gali būti naudojamas tolesniems automobilio stabilumo važiuojant nelygiais kelio paviršiais tyrimams.



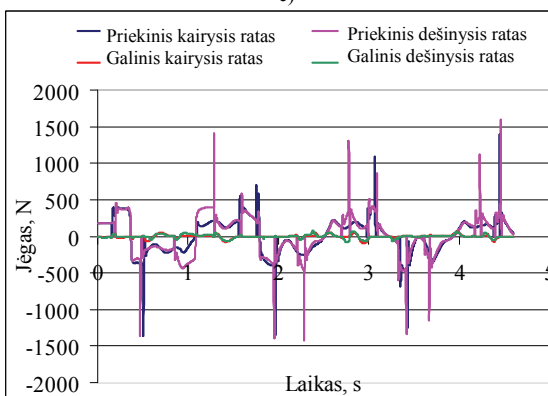
a)



b)



c)



d)

5 pav. Automobilio ratus veikiančių jėgų kitimas laike: a – kai kelio danga yra sausa; b – kai kelio danga yra šlapia; c – kai kelio danga yra apsnigta; d – kai kelio danga yra apledėjusi

Fig. 5. The change of the forces acting on vehicle wheel in time: a – for dry road pavement; b – for wet road pavement; c – for snow-covered road pavement; d – for ice-covered road pavement

Literatūra

- Aladjev, V. Z.; Bogdevičius, M. A. 2001. *Maple 6: Solution of Mathematical, Statistical, Engineering and Physical Problems*. Moscow: Laboratory of Basic Knowledge. 850 p. + CD.
- Arcidiacono, G.; Capitani, R.; Vianello, M. 2001. Simulated experimental design used to define the characteristic curves of car shock-absorbers, *Quality and Reliability Engineering International* 17: 71–84. doi:10.1002/qre.383
- Čiegis, R. 2003. *Diferencialinių lygčių skaitiniai sprendimo metodai*. Vilnius: Technika. 448 p.
- Guclu, R. 2005. Fuzzy logic control of seat vibrations of a non-linear full vehicle model, *Nonlinear Dynamics* 40: 21–34. doi:10.1007/s11071-005-3815-7
- Lee, H. J.; Schiesser, W. E. 2004. *Ordinary and partial differential equation routines in C, C++, Fortran, Java, Maple and Matla*. Pennsylvania: Chapman & Hall/CRC. 519 p.
- Liberzon, A.; Rubinstein, D.; Gutman, P. O. 2001. Active suspension for single wheel station of off-road track vehicle, *International Journal of Robust and Nonlinear Control* 11: 977–999. doi:10.1002/rnc.636
- Pečeliūnas, R.; Prentkovskis, O.; Garbinčius, G.; Nagurnas, S.; Pukalskas, S. 2005. Experimental research into motor vehicle oscillations in the case of changeable deceleration, *Transport* 20(5): 171–175.
- Prentkovskis, O.; Bogdevičius, M. 2002. Dynamics of a motor vehicle taking into consideration the interaction of wheels and road pavement surface, *Transport* 17(6): 244–253.
- Prentkovskis, O.; Sokolovskij, E. 2008. Computer – run simulation of rollover of the motor vehicle, *Transport and Telecommunication* 9(1): 14–20.
- Rouillard, V. 2008. Generating road vibration test schedules from pavement profiles for packaging optimization, *Packaging Technology and Science* 21: 501–514. doi:10.1002/pts.840
- Schiehlen, W.; Fehr, J.; Yun Jung, K. 2007. Covariance analysis for active vehicle suspensions, *PAMM (Proc. Appl. Math. Mech.)* 7: 4120001–4120002.
- Sousa, L.; Verissimo, P.; Ambrósio, J. 2008. Development of generic multibody road vehicle models for crashworthiness, *Multibody System Dynamics* 19: 133–158. doi:10.1007/s11044-007-9093-z
- Vansauskas, V.; Bogdevičius, M. 2009. Investigation into the stability of driving an automobile on the road pavement with ruts, *Transport* 24(2): 170–179. doi:10.3846/1648-4142.2009.24.170-179

THE ANALYSIS OF VEHICLE STABILITY, EVALUATING ROAD PAVEMENT ROUGHNESS

V. Vansauskas, M. Bogdevičius

Abstract

The article presents the analysis of vehicle stability and the forces acting on the tyres on the rough road surface.

The safety of roads depends on many various factors. One of them is the state of the road, its smoothness.

Heavy trucks and vehicles are deforming the pavement causing the formation of ruts on its surface.

The influence of ruts on vehicle stability is analysed.

A 3-D model of the vehicle interacting with a rough road surface is considered. In addition, a mathematical model is developed for determining the forces, acting on the tyres of a vehicle running on the rough road having the rut of 0.05 m at 60 km/h.

The results obtained are given in the diagrams.

Keywords: vehicle, stability, road pavement, roughness, forces