

1. Pirmiausia automobiliai sveriami ant firmos „Dini Argeo“ svėrimo plokščių (1 pav.). Taip nustatoma kiekvienam iš automobilio ratų tenkanti automobilio masės dalis. Gauti duomenys įvedami į aukščiau minėto stabdžių patikros stendo kompiuterį.

2. Patikrinamas oro slėgis padangose, kad jo dydis padangose atitiktų gamyklos gamintojos nurodymus.

3. Automobilis užvaromas ant stabdžių patikros stendo būgnų. Ant stabdžių paminos uždedamas firmos „HKM“ nuspaudimo jėgos jutiklis (2 pav.) ir automobilis pradeda testuoti (Senabre, 2012: 735 – 742), – stabdžių stendo būgnai ima sukintis ir vairuotojas tolygiai spaudžia stabdžių paminą iki to momento, kai užsiblokuoja atitinkamos ašies ratai.

4. Stabdymo bandymai atliekami po 3 kartus kiekvienai ašiai kiekvienam bandytam automobiliui.



1 pav. Stabdžių patikros stendo „Saxon“ B 60 centrinis ekranas (kairėje) ir svėrimo plokštės „Dini Argeo“ (dešinėje)
Šaltinis: sudaryta autorių



2 pav. Stabdžių paminos nuspaudimo jėgos jutiklis

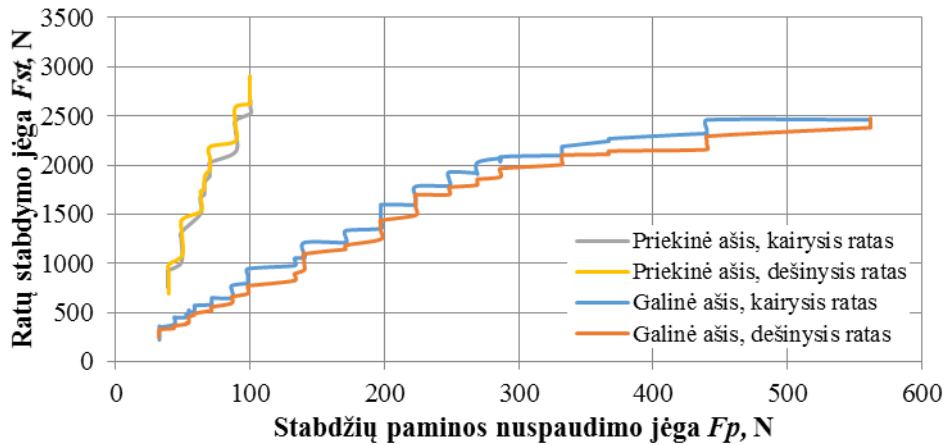
Šaltinis: Force measurement technology made in Germany (2013). Prieiga per internetą: <<http://www.hkm-messtechnik.com/en/products/hanging-scales>>

Bandymų metu gaunamos kiekvieno iš automobilio ratų stabdymo jėgų priklausomybės nuo stabdžių paminos nuspaudimo jėgos. 3 paveiksle kaip pavyzdys pateikta automobilio *Opel Vectra* (2001 m.) ratų stabdymo jėgų F_{st} priklausomybė nuo stabdžių paminos nuspaudimo jėgos F_p . Taip pat gaunami šie duomenys: maksimalios ratų stabdymo jėgos F_{stmax} , maksimali stabdžių paminos nuspaudimo jėga F_{pmax} , bendrasis automobilio stabdymo efektyvumas.

Analizuojant aukščiau minėtus eksperimentinių tyrimų rezultatus bei sudarant matematinės statistikos modelį buvo vertinami tik techniškai tvarkingų automobilių stabdžių sistemos parametrai remiantis ES direktyvos 96/96 EB nuostatomis.

Eksperimentinių tyrimų rezultatai ir matematinės statistikos modelio sudarymas.

Atliktų bandymų metu pastebėta, kad lengvųjų automobilių su techniškai tvarkinga darbine stabdžių sistema, stabdymo metu pirmiausiai maksimalią stabdymo jėgą pasiekia ir užsiblokuoja priekinė ašis, o vėliau – galinė ašis. Visais atvejais priekinė ašis išvystė didesnę stabdymo jėgą (vidutiniškai 5700 N) už galinę automobilio ašį (vidutiniškai 4860 N). Taip pat visų bandymų metu, siekiant išgauti maksimalią stabdymo jėgą galinei ašiai, stabdžių paminą teko spausti didesne (vidutiniškai 392 N) jėga, nei tą patį bandymą atliekant su priekine ašimi (vidutiniškai 74 N) (3 pav.).



3 pav. Automobilio Opel Vectra stabdymų bandymo rezultatai
Šaltinis: sudaryta autorių

Remiantis eksperimentinių tyrimų rezultatais sudaromas matematinės statistikos modelis *Microsoft Visual Studio* programinio paketo aplinkoje. Šiuo modeliu siekiama nustatyti, kokios vidutinės stabdžių paminos nuspaudimo jėgos reikšmės dominuoja. Taip pat šiuo modeliu galima nustatyti stabdymo paminos nuspaudimo jėgos ir stabdymo jėgų ratuose santykinės reikšmes (koeficientus) įvairiuose stabdymo etapuose ir kai ratai blokuojasi. Šios reikšmės galėtų būti taikomos techninių apžiūrų praktikoje ir pagal jas būtų galima spręsti apie tvarkingą lengvojo automobilio darbinį stabdžių techninę būklę.

Pirmiausia, sudarant minėtą modelį, reikia nustatyti, pagal kokį pasiskirstymo dėsnį išsibarsčiusios stabdžių paminos nuspaudimo jėgos reikšmės. Apskaičiavus vidutinį kvadratinį nuokrypį (priekinės ašies $\sigma = 14,48 \text{ N}$; galinės ašies $\sigma = 32,4 \text{ N}$) ir matematinę vidurkį (priekinės ašies $\bar{t} = 45,7 \text{ N}$; galinės ašies $\bar{t} = 104 \text{ N}$), skaičiuojame variacijos koeficientą (Jonaitis, 1998: 101–110):

$$v = \frac{\sigma}{\bar{t}}, \quad (1)$$

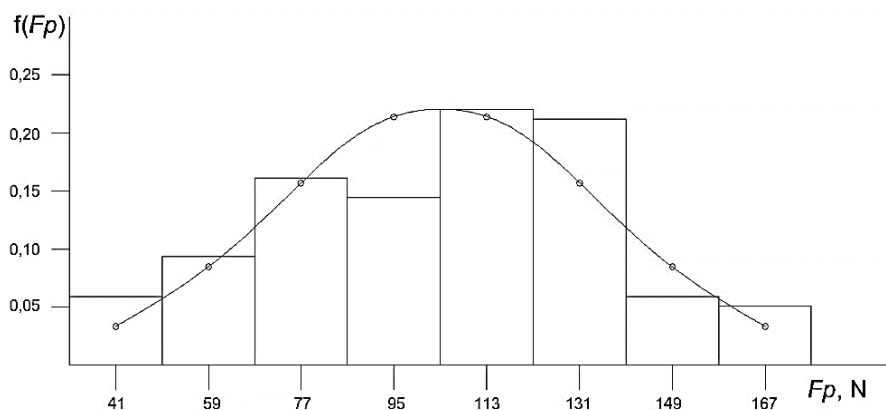
Nustatyta, jog duomenys išsidėstę pagal Normalųjį (Gauso) pasiskirstymo dėsnį, kadangi variacijos koeficiento reikšmės neviršijo 0,33 (priekinės ir galinės ašies $v = 0,31$) (Jonaitis, 1998: 101–110).

Analizuojant surinktus duomenis iš visų atliktų bandymų ir siekiant nustatyti, kurios stabdžių paminos nuspaudimo reikšmės yra labiausiai dominuojančios, buvo apskaičiuojamas Gauso pasiskirstymo dėsnio stabdžių paminos nuspaudimo tikimybės tankis $f(Fp)$ pagal formulę (Jonaitis, 1998: 101–110):

$$f(Fp) = \frac{A}{\sigma} \varphi_0 \left(\frac{t_{vid} - \bar{t}}{\sigma} \right), \quad (2)$$

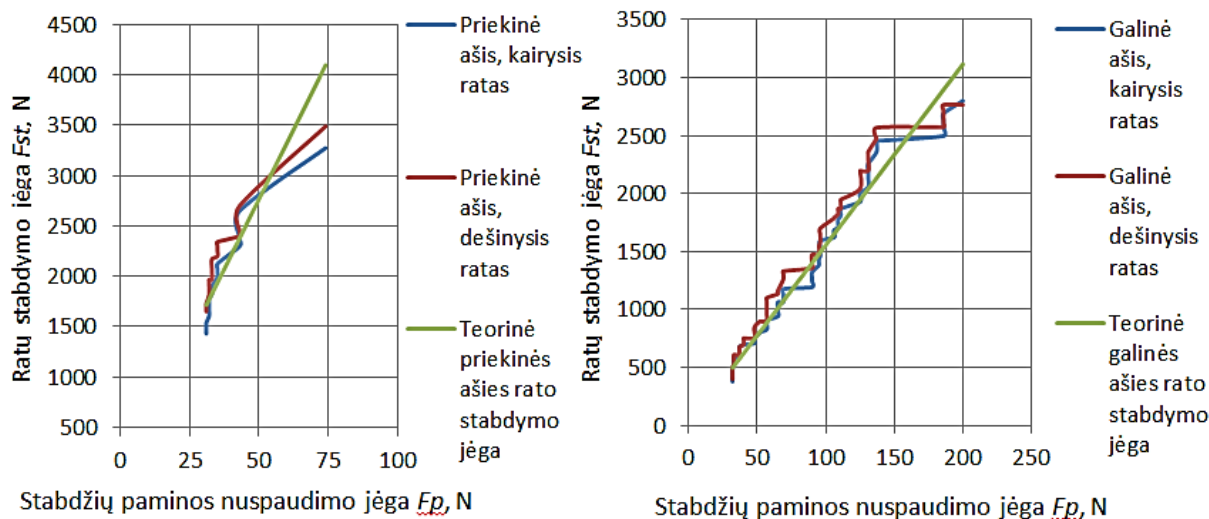
čia A – intervalo ribinių reikšmių skirtumas, t_{vid} – intervalo vidurio reikšmė, φ_0 – Gauso skirstinio koeficientas, kurio reikšmės randamos matematinės statistikos lentelėse.

Grafiškai $f(Fp)$ reikšmės pasiskirsčiusios, kaip parodyta 4 paveiksle (kaip pavyzdys pateiktas automobilių galinės ašies stabdymo grafikas). Remiantis šiuo grafiku matome, kad daugiausia tyrimo duomenų susitelkę 41,5 – 50,5 N intervale (stabdant priekine ašimi) bei atitinkamai 95 – 113 N intervale, stabdant galine automobilio ašimi. Tolesniuose skaičiavimuose, kaip vidutinės, priimtos atitinkamai priekinei ir galinei ašims 46 ir 104 N stabdžių paminos nuspaudimo reikšmės.



4 pav. Gauso pasiskirstymo dėsnio stabdžių paminos nuspaudimo jėgų tikimybės tankio grafikas (automobilių galinės ašies stabdymo bandymai)
Šaltinis: sudaryta autorių

Remiantis eksperimentiniais tyrimais ir sudarytuju modeliu išvestos santykinės reikšmės (toliau – koeficientai) priekinei ašiai (kp) ir galinei ašiai (ku) bei nubraižyti palyginamieji teorinio modelio ir praktinių rezultatų grafikai (5 pav.).



5 pav. Eksperimentinių tyrimų ir modeliavimo rezultatų sugretinimas (kairėje – stabdant priekine ašimi, dešinėje – stabdant galine ašimi)
Šaltinis: sudaryta autorių

Koeficientų kp ir ku reikšmės gaunamos skaičiuojant santykį tarp matematinės statistikos modeliu nustatytos dominuojančios stabdžių paminos nuspaudimo jėgos ir stabdymo bandymų metu gautos vidutinės atitinkamos ašies rato sugeneruojamos stabdymo jėgos tuo paminos nuspaudimo momentu.

Išvedant šiuos koeficientus pirmiausia buvo vertinami bandymų duomenys, kai fiksuotas automobilių bendras stabdymo efektyvumas buvo 81 %. Kadangi šiuo metu techninės apžiūros stotyse reikalaujamas mažiausias bendras M1 klasės automobilio stabdymo efektyvumas, stabdant darbiniais stabdžiais, yra 50 %, koeficientai kp ir ku buvo atitinkamai pakoreguoti. Gauta, kad techniškai tvarkingos transporto priemonės priekinės ašies koeficientas neturėtų viršyti $kp \leq 0,293$, o galinės ašies $ku \leq 0,104$. Priešingu atveju galima teigti, jog darbinės stabdžių sistemos stabdymo efektyvumas yra mažesnis už 50 % ir ji yra prilyginama techniškai netvarkingai. Pavyzdžiui, automobilio *Volkswagen Jetta* (2005 m.) šių koeficientų reikšmės atitinkamai gautos tokios: $kp = 0,01808$, $ku = 0,0642$.

Lyginant teorinį ratų stabdymo jėgos grafiką (5 pav.) su atliktų bandymų grafikais galima nustatyti stabdžių paminos darbingumą. Techniškai tvarkingos transporto priemonės grafikas turėtų būti artimas teoriniam bei kirstis su juo. Jeigu eksperimentinis grafikas būtų kairėje teorinio grafiko pusėje, būtų galima daryti prielaidą, jog stabdžių pamina yra jautri. Jeigu eksperimentinis grafikas būtų dešinėje pusėje, tuomet – priešingai, stabdžių pamina sunkiai reaguoja į išorinį poveikį.

Išvados

Atlikus eksperimentinius bei analizinius stabdomų lengvųjų automobilių tyrimus formuluojamos šios išvados:

1. Sulyginus teorines ir bandymais gautas stabdžių paminos nuspaudimo jėgos priklausomybes nuo stabdymo jėgų ratuose pastebėta, kad visame stabdymo diapazone, išskyrus stabdymo pabaigą, teorinio ir eksperimentinio modelio reikšmės skiriasi 2-10 %. Tai rodo pakankamai tikslų sudaryto teorinio stabdymo parametrų skaičiavimo modelio atitikimą eksperimentų duomenims.

2. Vertinant teorinio modelio ir praktinių rezultatų grafikų neatitikimą stabdymo pabaigoje, konstatuojame, kad taip yra todėl, kad lengvojo automobilio stabdžių sistema tuo metu nebegeneruoja didesnės stabdymo jėgos nepriklausomai nuo smarkiau spaudžiamos stabdžių paminos.

3. Nustatyta, kad vidutinė stabdžių paminos nuspaudimo jėga dominuoja 41,5 – 50,5 N intervale, stabdant priekine automobilių ašimi ir 95 – 113 N intervale, stabdant galine automobilių ašimi.

4. Nustatyti teoriniai koeficientai (įvertinant stabdžių paminos nuspaudimo jėgos ir stabdymo jėgų ratuose santykį), pagal kuriuos preliminariai galima vertinti, ar automobilio stabdymo efektyvumas tenkina šiuo metu galiojančius techninės apžiūros reikalavimus. Techniškai tvarkingos transporto priemonės priekinės ašies koeficientas stabdymo metu neturėtų viršyti $kp \leq 0,293$ reikšmės, o galinės ašies – $ku \leq 0,104$ reikšmės.

5. Teorinis modelis tiksliau aprašo eksperimentinių tyrimų rezultatus tuomet, kai nagrinėjame stabdymo bandymus galine automobilių ašimi. Taip yra todėl, kad stabdymo bandymai buvo atliekami apytiksliai 2 kartus ilgiau, negu priekinei ašiai, kadangi galinės ašies ratams užblokuoti reikalinga daug didesnė paminos nuspaudimo jėga.

Literatūra

1. Albatlan Alyzheed Abu Saeed, 2011. Ain Shams Engineering Journal 3. *Automotive brake pipes characteristics and their effects on brake performance*. 279-287 p.
2. Farmer, C.; Lund, A.; Trempel, R.; Braver, E., 2006. Elsevier Science Ltd., Vol:29. *Fatal crashes of passenger vehicles before and after adding antilock braking systems*. 745-757 p.
3. Jonaitis, L., 1998. *Mašinių servisas*. Kaunas, 310 p.
4. Petersen, A.; Barrett, R.; Morrison, S., 2006. ScienceDirect. *Driver training and emergency brake performance in cars with antilock braking systems*. 905-917 p.
5. Policijos departamentas prie Vidaus reikalų ministerijos [interaktyvus]. Eismo įvykių statistika [žiūrėta 2016 m. vasario 15 d.]. Prieiga per internetą: <<http://www.policija.lt/index.php?id=23469>>.
6. Senabre, C.; Valesco, E.; Valero, S., 2012. International Journal of Automotive Technology, Vol. 13, No. 5. *Comparative analysis of vehicle brake data in the Ministry of Transport test on the roller brake tester and on flat ground*. 735-742 p.
7. Sokolovskij, E., 2005. Transport 20(3). *Experimental investigation of the braking process of automobiles*. 91-95.
8. Transporto pasaulis [interaktyvus]. Nuodugnesnė stabdžių patikra [žiūrėta 2016 m. sausio 24 d.]. prieiga per internetą: <http://www.tp.cargo.lt/content.php?art_id=471>.

RESEARCH OF BRAKING PARAMETERS OF M1 CLASS VEHICLES

Summary

Currently, during an obligatory periodic technical inspection, the efficiency of service brakes of light vehicles is evaluated according to the values of braking forces that distribute to a certain axle. However, the pressing force of a brake pedal is usually not evaluated. Thus, in the research presented in this work it is aimed to evaluate the efficiency of light vehicles' service brakes functionality based on the force that affects the brake pedal and the mass of a vehicle. To reach this aim, first of all, experimental tests of light vehicles are done on a roller brake test stand. Based on the obtained results, dependencies between the force affecting the brake pedal and the forces affecting the vehicle's wheels during braking were determined. For the processing of the obtained experimental tests' results, a mathematical statistics model was created, and its results can be used in the activities of a technical inspection while checking the efficiency of the vehicles' brake system. For this, a *Microsoft Visual Studio* software package was used.

Key words: car, braking efficiency, braking force, brake pedal, roller brake test stand.

AUTORIŲ LYDRAŠTIS

Autoriaus vardas, pavardė: Saulius Nazarovas.

Mokslo laipsnis ir vardas: magistrantas.

Darbo vieta ir pozicija: VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakulteto Automobilių transporto katedros magistrantas.

Autoriaus mokslinių interesų sritys: eismo saugumo problemų tyrimai.

Telefonas ir el. pašto adresas: +370 641 00638, saulius.nazarovas@stud.vgtu.lt

Autoriaus vardas, pavardė: Saulius Nagurnas.

Mokslo laipsnis ir vardas: daktaras, docentas.

Darbo vieta ir pozicija: VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakulteto Automobilių transporto katedros docentas.

Autoriaus mokslinių interesų sritys: automobilių diagnostika, automobilių elektroninės valdymo sistemos, transporto mašinų patikimumas.

Telefonas ir el. pašto adresas: +370 654 02786, saulius.nagurnas@vgtu.lt

Autoriaus vardas, pavardė: Vidas Žuraulis.

Mokslo laipsnis ir vardas: daktaras, lektorius.

Darbo vieta ir pozicija: VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakulteto Automobilių transporto katedros lektorius.

Autoriaus mokslinių interesų sritys: automobilių dinamikos ir eismo saugumo problemų tyrimai.

Telefonas ir el. pašto adresas: +370 652 00486, vidas.zuraulis@vgtu.lt

Autoriaus vardas, pavardė: Paulius Skačkauskas.

Mokslo laipsnis ir vardas: magistrantas.

Darbo vieta ir pozicija: VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakulteto Automobilių transporto katedros magistrantas.

Autoriaus mokslinių interesų sritys: eismo saugumo problemų tyrimai.

Telefonas ir el. pašto adresas: +370 642 71493, paulius.skackauskas@vgtu.lt

A COVER LETTER OF AUTHORS

Author name, surname: Saulius Nazarovas.

Science degree and name: postgraduate.

Workplace and position: Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty Automobile Transport department postgraduate.

Author's research interests: research of traffic safety problems.

Telephone and e-mail address: +370 641 00638, saulius.nazarovas@stud.vgtu.lt

Author name, surname: Saulius Nagurnas.

Science degree and name: doctor, associated professor.

Workplace and position: Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty Automobile Transport department associated professor.

Author's research interests: automobile diagnostics, automotive electronic control systems, reliability of transport machinery.

Telephone and e-mail address: +370 654 02786, saulius.nagurnas@vgtu.lt

Author name, surname: Vidas Žuraulis.

Science degree and name: doctor, lector.

Workplace and position: Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty Automobile Transport department lector.

Author's research interests: research of automobile dynamics and traffic safety problems.

Telephone and e-mail address: +370 652 00486, vidas.zuraulis@vgtu.lt

Author name, surname: Paulius Skačkauskas.

Science degree and name: postgraduate.

Workplace and position: Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty Automobile Transport department postgraduate.

Author's research interests: research of traffic safety problems.

Telephone and e-mail address: +370 642 71493, paulius.skackauskas@vgtu.lt

VIBRACIJŲ METODO TAIKYMAS AUTOMOBILIO RATO GUOLIO DIAGNOSTIKAI JAM DIRBANT SKIRTINGAIS REŽIM AIS

Vidas Žuraulis, Paulius Skačkauskas, Vaidas Vadluga
Vilniaus Gedimino technikos universitetas

Anotacija

Straipsnyje pristatoma automobilio rato guolių diagnostika vibracijų metodu. Atlikus eksperimentinį tyrimą 500 Hz dažniu matuojant rato stebulę veikiančius pagreičius guoliui dirbant minimalia apkrova (automobilis pakeltas) ir automobiliui važiuojant keliu skirtingais greičiais bei apskritiminėmis trajektorijomis, gauti matavimo rezultatai analizuojami laiko skalėje, o pritaikius greitąją Furje transformaciją analizė tęsiama pagal gautas mechaninės sistemos dažnines charakteristikas. Atlikus tyrimus nustatytos ir pateikiamos rekomendacijos tinkamų ir mažiau tinkamų matavimo principų ir tiriamos sistemos darbo režimų pasirinkimui objektyviai diagnostikai neatliekant jokių pirminių guolio išmontavimo darbų.

Reikšminiai žodžiai: Vibracijų metodas, rato guolis, stebulė, diagnostika, pažeida, pagreitis, dažninė analizė.

Įvadas

Visų transporto priemonės elementų darbingumo užtikrinimas ir palaikymas yra esminis uždavinys, nuo kurio priklauso transporto priemonės eksploatavimo sklandumas ir saugumas. Rato stebulės riedėjimo guoliai yra vienas iš svarbiausių automobilio pakabos elementų, darančių įtaką automobilio saugumui eksploatavimo metu, kadangi jie turi priimti veikiančias apkrovas ir užtikrinti, kad automobilio ratai būtų lengvai pasukami, nepriklausomai nuo veikiančių išorinių veiksnių. Pažeida guolyje ar kitoks guolio gedimas gali sukelti papildomą mazgo kaitimą, strigimą, pasipriešinimo momento padidėjimą, triukšmą, vibracijas, kurios daro įtaką vairuotojo ir keleivių sveikatai kenksmingų apkrovų susidarymui (Kilikevičienė, 2015) (žmogaus jautrumas vibracijoms didėja kėbulo savajam dažniui esant nuo 3 Hz iki 8 Hz (Žuraulis, Levulytė, 2014)) ar sudėtingesnę gedimą, dėl kurio transporto priemonės eksploatacija gali būti nebeįmanoma, t. y. mechaninės struktūros gali rezonuoti – mažos jėgos gali sukelti dideles deformacijas ir gali atsirasti pavojus struktūrai (Kilikevičienė, 2015). Literatūros šaltinyje (Gurumoorthy et al., 2015) yra nurodoma, kad riedėjimo guoliai yra vieni iš dažniausiai gendančių elementų įvairiuose besisukančiuose mazguose. Remiantis literatūros šaltiniais (Gurumoorthy et al., 2015; Kurfess et al., 2006), galima išskirti šias pagrindines guolių gedimų priežastis: ištrupėjimas dėl nuovargio, abrazyvinis dilimas, netinkamo guolio naudojimas, dinaminės, statinės ir temperatūrinės perkrovos. Taip pat, šaltiniuose (Kurfess et al., 2006; Li et al., 2009; Skrickij, 2014) yra teigiama, kad guolių keitimas naujais pagal planinius remontus yra neefektyvus ir neapsaugo naudojamų guolių nuo neplanuotų gedimų, todėl transporto priemonės eksploatavimo metu labai svarbų vaidmenį užima guolių diagnostika ir remonto darbų atlikimas pagal faktinę jų būklę. Įvertinant taikomą guolių faktinės būklės nustatymo būdą, guolių diagnostikos metodai klasifikuojami (Kurfess et al., 2006): 1. Temperatūrinis diagnostikos metodas. Taikant šį metodą, naudojant termoelementą, stebima ir fiksuojama temperatūra išoriniame guolio paviršiuje. Vis dėlto, nurodoma, kad šis metodas yra tinkamesnis guolių veikiančių apkrovų, sukimosi greičio ir tepimo sąlygų, o ne pažeidų atsiradimų, nustatymui; 2. Dilimo proceso liekanų / dalelių stebėjimo diagnostikos metodas. Dilimo proceso liekanos susidaro, kai tarp riedėjimo kūnų paviršių yra nepageidaujamas kontaktas. Įvertinus atsiradusių dilimo proceso liekanų kiekį ir dydį, yra nustatoma guolių gedimo priežastis. Pavyzdžiui, sferinės dilimo proceso dalelės reiškia guolio gedimą dėl metalo nuovargio (ištrupėjimas dėl nuovargio); 3. Vibracijų įvertinimo diagnostikos metodas. Dėl technologinio gamybos proceso netobulumo, net ir nauji guoliai skleidžia tam tikro dydžio vibracijas. Kuo tiriamojo guolio pažeidos, t. y., ištrupėjimai, įdubos, įtrūkimai yra didesni, tuo ir skleidžiamos guolio vibracijos yra didesnės, taip pat didėja ir rezonanso reiškinys. Kadangi rezonansas yra daugelio struktūrų ir mechanizmų valdymo problemų, kurios susijusios su vibracijomis, priežastis ar bent veiksnys, literatūros šaltinyje (Kilikevičienė, 2015), norint geriau suprasti vibracijų sukeltas problemas, siūloma atlikti modalinę analizę. Taikant įvairius vibracijų įvertinimo diagnostikos metodus, išanalizavus tyrimo metu gautų amplitudžių dydį, galima spręsti apie guolio pažeidas ir faktinę jo būklę. Yra sudaryti įvairūs standartai, skirti objektyviam transporto priemonės eksploatavimo metu atsirandančių važiuojimo vibracijų įvertinimui. Pavyzdžiui, vibracijų vertinimo bendrosios gairės pateiktos pirmojoje standarto ISO 2631-1 dalyje, kuri šiuo metu plačiausiai naudojama atliekant transporto priemonių vibracijų matavimus, taip pat angliškas BS 6841 ar vokiškas VDI 2057 standartai (Kilikevičienė, 2015).

Literatūros šaltinyje (Norton, Karczub, 2007) yra nurodoma, kad vibracijų įvertinimo diagnostikos metodas yra efektyvus ir tikslus, nustatinėjant bendrąją faktinę guolio būklę. Dėl šios priežasties, šio darbo tyrimo objektas – lengvojo automobilio *Subaru Outback* rato stebulė su kūginiu ritininiu guoliu (1 pav.)