

TRANSPORTO PRIEMONIŲ TECHNINĖS BŪKLĖS VERTINIMAS PAGAL JŲ SKLEIDŽIAMĄ TRIUKŠMĄ

E. Juodzevičius

Vilniaus Gedimino technikos universitetas

1. Įvadas

Vystantis pramonei, didėjant automobilių skaičiui, didėja ir akustinė tarša. Ji skirstoma į oro (triukšmas) ir struktūrinę (vibracija). Šiame straipsnyje daugiau kalbėsime apie automobilių ir kovinių mašinų agregatų skleidžiamą triukšmą vertinant mašinų techninę būklę.

Anksčiau daugiausia dėmesio buvo skiriama infragarsinei žemojo dažnio vibracijai, kuri buvo matuojama visam automobiliui apskritai. Vėliau buvo pradėta tyrinėti atskirų automobilio agregatų vibracija ir triukšmas įvairių garsinių dažnių srityse. Tai pasaulyje garsios danų firmos „Bruel & Kjaer“ artimųjų garso paviršių transformavimo metodo technologija [1], ispanų mokslininkų sukurti daugiakanaliai adaptyvieji algoritmai triukšmo kontrolei (F-X LMS, LMMS, SE-LMS) [2–4]. Tačiau palyginti mažai dėmesio skiriama agregatų ar visos transporto priemonės techninei būklei įvertinti pagal jų skleidžiamą triukšmą. Šia tema darbu, išskyrus įvairius standartus ir norminius aktus, Lietuvoje praktiškai nėra.

Šiuo metu visos šalys, tiek gaminančios, tiek ir eksploatuojančios transporto priemones, aktyviai darbuojasi transporto priemonių skleidžiamo triukšmo mažinimo srityse. Akivaizdūs pavyzdžiai – šiuolaikiniai automobiliai, karinė technika, kurių įvairiais standartais bei kitais norminiais aktais ribojamas skleidžiamo triukšmo lygis daug žemesnis nei ankstesnės kelių transporto priemonių kartos. Tačiau ten, kur naudojamos mechaninės pavaros, vidaus degimo varikliai bei jų išmetamosios sistemos, važiuoklė ir kt., vis tiek tam tikras triukšmo lygis išlieka. Jo parametrai yra susiję su visos mašinos arba jos agregato techninės būklės parametrais. Todėl mūsų tikslas ir yra parodyti, kaip šis ryšys gali būti panaudojamas visos mašinos arba jos dalies techninei būklei įvertinti.

Šiame straipsnyje, pasinaudodami norminiais dokumentais [5, 6], kitais informaciniais šaltiniais [7, 8],

interneto puslapiams, aptarsime kovinių ir kitų transporto priemonių techninės būklės nustatymo galimybes pagal jų keliamą triukšmą.

2. Garso slėgis

Garso slėgis išreiškiamas logaritminiais dydžiais – decibelais (dB). Transporto priemonių kiekybinėms triukšmo charakteristikoms įvertinti paprastai naudojamas vidutinis kvadratinis garso slėgis dBA. Jis išreikštas dB ir pagal dažnį yra suvienodintas su žmogaus klausos vidutiniu jautrumu [7].

Kad įsivaizduotume dBA skalę, lentelėje pateikiame jos ekvivalentiškumą garso galingumui [8]. Šie duomenys gauti matuojant triukšmo lygį 15 m atstumu nuo automobilio. Ekvivalentinis garso galingumas W gautas transporto priemonei garsą spinduliuojant tolygiai.

Kaip matyti iš lentelės, galima padaryti dvi išvadas:

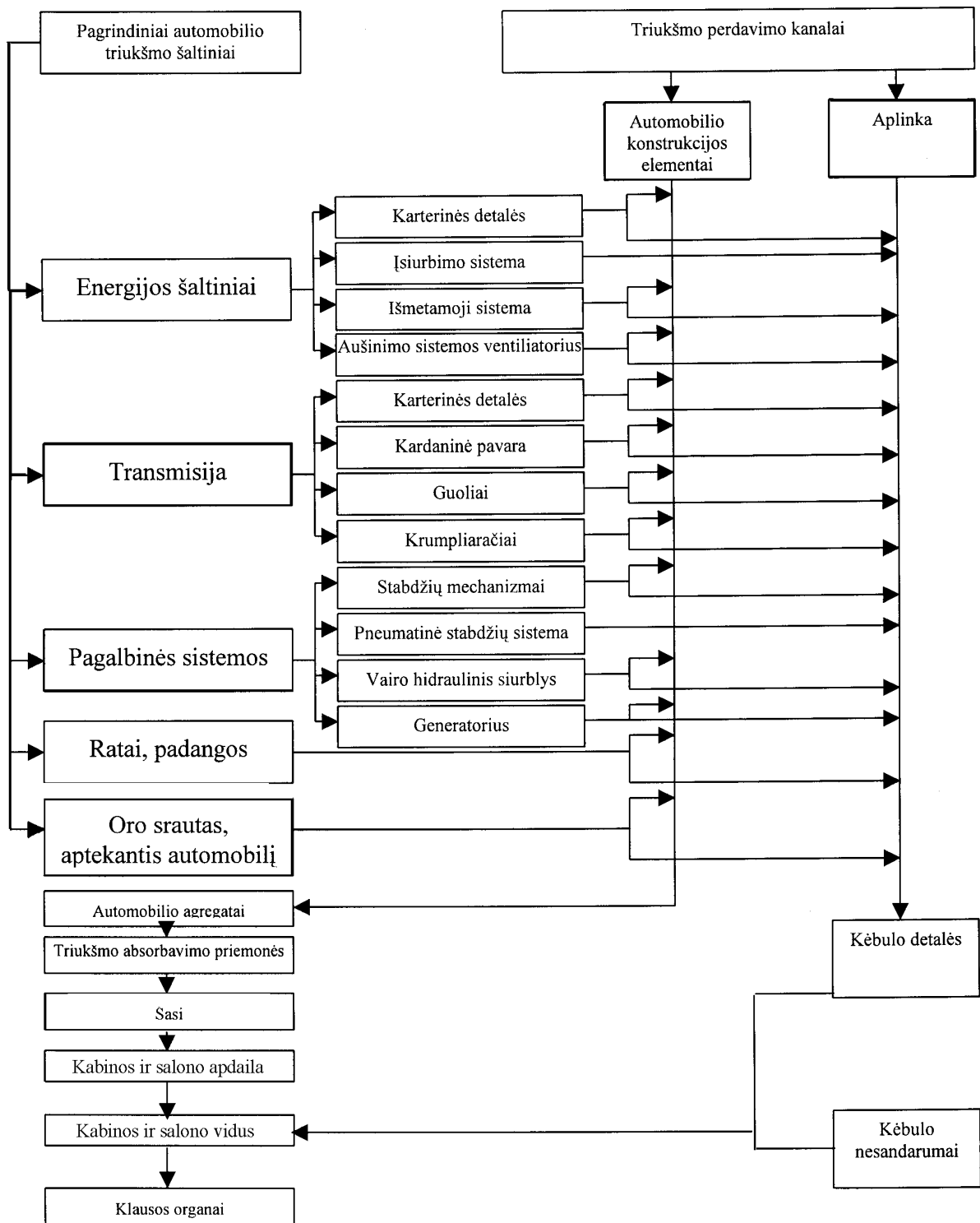
- pirma, galia, reikalinga triukšmui susidaryti, yra neįžymiai, palyginti su transporto priemonių darbine galia. Todėl triukšmo mažinimo problema sietina tik su jo poveikiu žmogui ir aplinkai mažinimu.

- antra, triukšmo lygiui įvertinti reikia tinkamai naudoti logaritminius vienetus, nes galima neteisingai įvertinti gautą triukšmo lygio sumažėjimą.

Triukšmo sumažėjimas nuo 85 dBA iki 75 dBA reiškia, kad skleidžiamo garso galia sumažėja apie 10 kartų. Paprastai, norint pasiekti tokį sumažėjimą, reikia įdiegti daug inžinerinių pakeitimų.

Garso slėgio lygio ekvivalentiškumas garso galingumui
Equivalence of sound pressure level for sound power

| Garso slėgio lygis 15 m atstumu dBA | Ekvivalentinis garso galingumas W |
|-------------------------------------|-----------------------------------|
| 85 | 0,45 |
| 80 | 0,14 |
| 75 | 0,045 |



1 pav. Triukšmo šaltinių klasifikavimo principinė schema
 Fig 1. Principled scheme of classification of noise source

3. Triukšmo šaltinių klasifikavimas

Triukšmo kontrolės efektyvumas priklauso nuo triukšmo atsiradimo procesų identifikavimo laipsnio ir mašinos ar agregato, skleidžiančio triukšmą, veikimo analizavimo rezultatų.

Beveik visų transporto priemonių – automobilių, karinės technikos, žemės ūkio technikos – triukšmo šaltiniai gana panašūs. Tai triukšmas, susijęs su energijos šaltiniu, paprastai su dyzeliniu ar benzininiu varikliu ir prie jo prijungtais pagalbiniais agregatais arba mazgais. Prie pastarųjų priskiriama: oro pritekėjimo kanalai, maitinimo sistema, vandens ir alyvos siurbliai, išmetamoji sistema, aušinimo sistemos ventiliatoriai, elektros sistemos generatorius.

Perduodant traukos jėgą ratams arba vikšriniais vartytuvams triukšmą skleidžia: transmisijos agregatai, velenai, guoliai.

Taip pat triukšmo šaltiniais gali būti tokios pagalbinės sistemos ir mechanizmai: stabdžių mechanizmai, pneumatinė stabdžių sistema, kiti pneumatiniai įrenginiai, generatorius, vairo stiprintuvo hidraulinis siurblys; oro srautas, aptekantis transporto priemonę.

Mašinos važiuojant, triukšmas kyla dėl vartytuvų (ratų arba vikšrų) sąveikos su keliu.

1 paveiksle pateikiame mūsų sudarytą triukšmo šaltinių klasifikavimo principinę schemą.

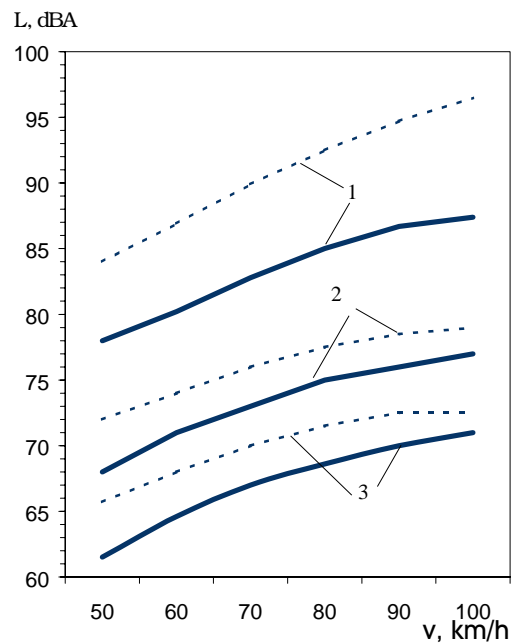
4. Padangų techninės būklės nustatymas pagal jų skleidžiamo triukšmo lygį

Automobilio, judančio didesniu kaip 50 km/h greičiu, padangų keliamas triukšmas yra vienas iš pagrindinių triukšmo šaltinių. Kelio paviršiaus mikronelygumų pasiskirstymas yra atsitiktinis, todėl padangų skleidžiamas triukšmo lygis yra atsitiktinis, diskretinis reiškinys.

Padangų keliamo triukšmo matavimo metodika pagrįsta SAE (*Societi Automotive Engineering*) praktinėmis rekomendacijomis [6]. Esmė yra ta, kad keturios bandomos padangos tvirtinamos ant kroviniuo automobilio be priekabos galinio varančiojo tilto ašies. Ant priekinio tilto uždedamos palyginti „netriukšmingos“ padangos su giliu protektoriaus raštu. Kroviniuo automobilis iš inercijos juda 80 km/h greičiu pro mikrofoną, kuris yra 15 m atstumu nuo automobilio judėjimo trajektorijos ašies.

Gautų įvairių tipų krovinių automobilų matavimo rezultatai pateikti 2 paveiksle.

Ši priklausomybė rodo, kokią įtaką triukšmui turi



2 pav. Padangų skleidžiamo triukšmo lygio L priklausomybė nuo greičio v : — restoruotos padangos; - - - nerestoruotos padangos; 1 – protektorius su išėmomis (eglutė, atskira eglutė); 2 – protektorius su skersiniu raštu; 3 – protektorius su dominuojančiu išilginiu raštu

Fig 2. The dependence of the level L of noise produced by tyres on speed v

įvairūs padangų protektoriaus rašto tipai. Padangų su dominuojančiu giliu protektoriaus raštu triukšmo lygis vidutiniškai 5–7 dBA žemesnis nei padangų su skersiniu protektoriaus raštu [7, 8].

Laboratoriniai akustiniai padangų tyrimai, atlikti beaidėje kameroje, parodė, kad, esant savajam padangos svyravimo dažniui, bangos ilgis medžiagoje yra mažesnis nei skleidžiamo triukšmo, t. y. padangos neskleidžia didelio triukšmo. Jų triukšmas tampa vyraujančiu automobiliui važiuojant didesniu nei 80 km/h greičiu asfaltuotu arba asfaltbetoniniu keliu.

Siekiant nustatyti padangų būklę, reikia išivaizduoti triukšmo susidarymo procesą. Atnaujintos, restauruotos ar susidėvėjusios padangos protektoriaus paviršiuje atsiranda savotiškos išėmos, kurios kontakto su kelio paviršiumi vietoje sudaro uždaras, sandariai užspaustas ertmes. Oro slėgis šiose vietose gali būti ir padidėjęs, ir sumažėjęs. Padangai riedant, dėl oro slėgių skirtumo šiose ertmėse atsiranda stiprus charakteringas triukšmas. Kai šių ertmių yra daug, pavieniai pokštelėjimai susilieja į nuolatinį tam tikro tono garsą. Be to, šio tono garso dažnis priklauso nuo protektoriaus rašto piešinio ir yra tiesiogiai proporcingas automobilio judėjimo greičiui.

Esant laisvam padangų su skersiniu piešiniu ir

nusidėvėjusiu protektoriaus raštu riedėjimui kontakto vietoje protektorių veikia šlyties ir radialinio spaudimo deformacijos. Veikiant impulsinei apkrovai ir protektoriaus rašto elementų atsilaisvinimui, atsiranda vibracija, kuri persiduoda į padangos kordą. Garso galia proporcinga šaltinių, vienu metu skleidžiančių triukšmą, skaičiui. Be to, didėjant padangos riedėjimo greičiui, didėja protektoriaus vibracijos dažnis ir amplitudė, taip pat ir padangos svyravimų energijos perdavimas į aplinką. Dėl šių priežasčių, didėjant greičiui, garso galia išauga kubine priklausomybe.

Ratui suteikiant sukimo momentą, padangų triukšmas sustiprėja [8], kas labiau pastebima padangose su skersinio protektoriaus rašto piešiniu.

Padangos su atnaujintu protektoriumi triukšmo lygis 5–10 dBA didesnis už naujos padangos su skersiniu raštu lygį, o pastarosios – 4 dBA didesnis už patį didžiausią padangos su išilginiu protektoriaus raštu triukšmo lygį.

Remiantis atliktų tyrimų rezultatais, pasiūlyta empirinė formulė triukšmo lygiui L skaičiuoti [7]:

$$L = 30 \lg v + 30 \lg B - 50, \quad (1)$$

v – automobilio greitis, km/h; B – padangos profilio plotis, mm.

Sprendžiant iš padangų skleidžiamo triukšmo galima padaryti keletą išvadų:

1. Išmatavus laisvąja eiga riedančio automobilio triukšmo lygį, galima preliminariai nustatyti, kokios padangos naudojamos – ar atnaujintos (restauruotos), ar ne.
2. Pagal skleidžiamo triukšmo lygį galima nustatyti padangų protektoriaus nusidėvėjimo laipsnį.
3. Galima spręsti apie padangos tinkamumą transporto priemonei.

5. Variklio diagnostika pagal jo sukiamą triukšmą

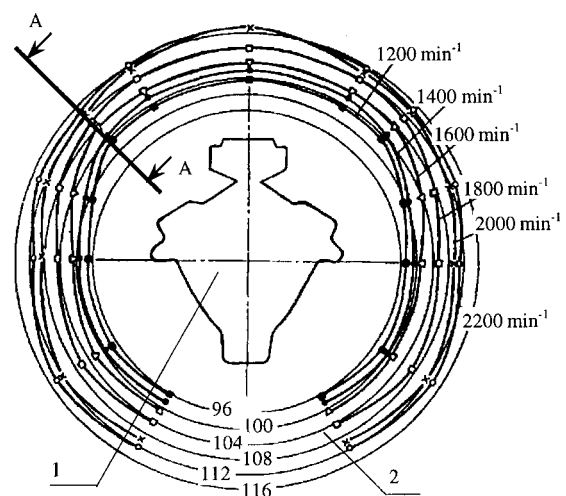
Kalbant apie variklių triukšmo lygį, reikia išskirti du atvejus – tai dyzelinių ir benzininių variklių triukšmas. Šiuo metu, kai visų tipų vdv pasižymi dideliu ekonomišku ir litrine galia, jų konstrukcijos yra ilgamžiškos ir patikimos, mažų gabaritų ir santykinės masės, labai aktualios ir svarbios kitos dvi savybės – mažas toksiškumas ir akustinio galingumo spinduliavimas. Dyzeliniai varikliai, be abejo, ekologiškai yra švaresni, tačiau dėl didelio slėgio cilindruose jie neišvengiamai tampa triukšmingesni. Triukšmo susidarymo procese pagrindinis virpesių atsiradimo šaltinis iš esmės

yra degimo procesas, lydymas įvairių judančių variklio detalių sukiamų virpesių. Šie virpesiai per variklio elementus triukšmo pavidalu perduodami aplinkai.

Variklio triukšmingumas susijęs su svarbiausiomis jo išorinėmis charakteristikomis. Remiantis tyrimais sudaroma: variklio triukšmo diagrama – triukšmo lygių reikšmių įvairiuose erdvės taškuose aplink variklį visuma; variklio triukšmo spektrai įvairiuose erdvės aplink variklį taškuose jam dirbant įvairiais režimais; akimirksniniai triukšmo lygiai, kurie nustatomi pagal triukšmo oscilogramas, atitinkančias įvairius variklio darbo režimus. Pagal išvardytas triukšmo charakteristikas galima nustatyti daugelį variklio gedimų arba sutrikimų. Atskirų sistemų, mechanizmų sutrikimus galima nustatyti keliais būdais – pagal bendrą variklio skleidžiamą triukšmą arba pagal atskirų agregatų triukšmo lygį. Vertinant bendrą variklio triukšmą, sudaromos apskritiminės diagramos esant įvairiems variklio darbo režimams. Tokios diagramos pavyzdys pateikiamas 3 pav. [1]. Ji sudaryta matuojant triukšmą taškuose, nuo variklio nutolusiuose 0,5 m.

Pagal tokias variklių triukšmo diagramas galima nustatyti alkūninio-švaistiklinio, dujų skirstymo mechanizmų išdilimą ar, pavyzdžiui, išsireguliovimą.

Jei triukšmingumo diagramą imsime kaip etaloninę, o triukšmo lygius – kaip maksimaliai leistinus, tai, atlikę triukšmo lygio matavimus, galime nustatyti vienus ar kitus variklio sistemų, mechanizmų gedimus. Pavyzdžiui, atlikus matavimus ir sudarius diagramą, ji yra iškraipoma ties A – A vieta ir triukšmo lygis, varikliui dirbant visais režimais, yra didesnis už maksimaliai leistinas normas. V formos variklyje ties A – A



3 pav. V formos variklio 1 triukšmingumo diagrama 2: 1000 – 2000 apsisukimų n ribos, min^{-1} ; 96 – 116 – garso slėgis L , dBA

Fig 3. Chart 2 of noisiness of V – form engine 1

vieta yra skirstymo mechanizmo velenas, vožtuvai, kėlikliai, svirtelės ir kitos detalės. Visų pirma šioje vietoje nustačius padidėjusį triukšmo lygį, galima spręsti apie netinkamą tarpelio tarp vožtuvų ir svirtelių dydį. Jei atliekant reguliarius matavimus triukšmo lygis didėja, o tarpeliai sureguliuojami, galima spręsti apie skirstymo veleno susidėvėjimą ir kt. Analogiškai, kitoje vietoje nustačius triukšmo lygio padidėjimą, galima įvertinti kito agregato būklę.

Triukšmingumo diagrama apskritai leidžia spręsti apie triukšmo sklaidimo kryptis ir jo intensyvumą. Momentinis triukšmo lygis leidžia nustatyti triukšmingiausias darbinio ciklo stadijas, įvertinti įvairius reiškinius, pavyzdžiui, netobulą degimą (detonaciją) ar lokalinius smūgius mechanizmuose.

Šios charakteristikos leidžia variklius sulyginti pagal akustinius parametrus, analizuoti triukšmo atsiradimo priežastis, kurti jo mažinimo priemones, įvertinti triukšmo mažinimo efektyvumą ir ekonominę tikslingumą. Šios charakteristikos leidžia nustatyti variklio akustinio spinduliavimo koeficientą η_{ak} :

$$\eta_{ak} = 3,6 W_v / G_D H_D \quad (2)$$

W_v – variklio skleidžiama akustinė galia, W; G_D – valandinės degalų sąnaudos, kg/h; H_D – mažiausias degalų šilumingumas, kJ/kg.

Šis dydis rodo, kokia energijos dalis variklyje paverčiama į akustinę energiją. Dirbantį variklį galima įsivaizduoti kaip kelių akustinio spinduliavimo šaltinių visumą. Pagal (3) formulę galime apskaičiuoti kelių vienodų triukšmo šaltinių suminį lygį:

$$L_{\Sigma} = 10 \lg I / I_0 + 10 \lg n, \quad (3)$$

I – triukšmo intensyvumas, W/m^2 ; I_0 – triukšmo lygis be papildomų agregatų, W/m^2 ; n – šaltinių skaičius.

6. Transmisijos diagnostika pagal jos skleidžiamo triukšmo lygį

Kovinėse mašinos, automobiliuose transmisijos triukšmo šaltiniai yra pavarų, skirstymo dėžės, kardaniniai velenai ar pusašiai, pagrindinės pavaros, ratų reduktoriai ir kt.

Transmisijos agregatai su įeinančiomis į juos krumpliaratinėmis pavaramis yra pagrindinis transmisijos vibracijos šaltinis. Triukšmą agregatai skleidžia dėl krumplių išdilimo, ašių ir velenų svyravimų, disbalanso, guolių išdilimo ir kt.

Pavarų dėžių triukšmo priežastys yra tarpeliai, atsirandantys tarp krumplių ir guoliuose. Krumpliams

smūgiuojant, atsirandanti vibracija nuo apkrovos persiduoda į krumpliaratį, veleną, guolį, tada į karterį ir išspinduliuojama triukšmo pavidalu. Šiuo atveju 90% triukšmo perduodama kontaktiniu būdu ir 10% sklinda oru nuo kontakto vietos. Krumpliaratį skleidžiamam triukšmui daugiausia įtakos turi perduodamas sukimo momentas ir dažnis. Tuo tarpu sliekinės pavaros triukšmo lygį mažina 20 dBA, kai slieko kampas apie 35° [9].

Pavarų dėžių skleidžiamo triukšmo lygio sumažėjimas buvo gautas krumplio profilio kontakto koeficientą padidinus nuo 1,19 iki 2,07. Toks koeficientas pasiekiamas dėl plonesnio ir mažesnio krumplio mažesnės vibracijos. Krumpliaratį skleidžiamą triukšmą 7dBA galima sumažinti krumplių darbinio paviršiaus šiurkštumą sumažinant iki $30 \cdot 10^{-6}$ m ir 3 – 5 dBA jį šlifuojant, honinguojant. Remiantis atliktų bandymų rezultatais [9], automobilių pavarų dėžių savųjų svyravimų dažnis lygus 300, 700, 1500, 3000 Hz, kai svyravimų amplitudė yra $0,5 \cdot 10^{-6}$. Jų skleidžiamo triukšmo lygis $L = 900$ dBA. Taip pat nustatyta, kad ketaus karterio su $15 \cdot 10^{-3}$ m storio sienelėmis ir dominuojančiais slydimo guoliais triukšmo lygis 15 dBA žemesnis nei karterio su $15 \cdot 10^{-3}$ m storio sienelėmis ir rutuliniais guoliais. Iš visų šių triukšmo lygio padidėjimų galime spręsti apie pavarų, skirstymo dėžių krumpliaratį, guolių būklę. Statoskopu matuojant triukšmo lygį skirtingose agregato vietose, galima nustatyti, kurios pavaros krumpliaratai yra susidėvėję.

Atliekant galinio tilto skleidžiamo triukšmo ir vibracijos spektrinę analizę, reikia žinoti dažnius, sužadintus pagrindinės pavaros krumpliaratais. Galinio tilto reduktorius yra vienas iš pagrindinių triukšmo šaltinių automobilyje. Skleidžiamo triukšmo lygį išmatuoti judančiame automobilyje yra gana sudėtinga, nes, pavyzdžiui, diferencinio krumpliaratai sukasi tik automobiliui judant posūkyje ar ratams sukantis skirtingais sūkais. Tačiau diferencinio skleidžiamo triukšmo matavimas atliekamas retai arba iš viso neatliekamas. Antra vertus, lengva nustatyti diferencinio gedimus, nustačius triukšmo lygio padidėjimą posūkyje. Bendras triukšmo lygio padidėjimas krumpliaratinėse porose, jo kilimo priežastys, intensyvumas, matavimo būdai tokie patys kaip ir skirstymo ar pavarų dėžių.

7. Išvados

Be 4 skyriuje padarytų išvadų, galima padaryti tokias bendrąsias išvadas:

1. Pagal variklio keliamo triukšmo diagramą galima nustatyti atskiro variklio agregato, mechanizmo, sistemos keliamo triukšmo dalį bendrame variklio skleidžiamame triukšme.

2. Pagal triukšmo lygį, nustatytą konkrečioje vietoje, galima spręsti apie atskiro mechanizmo ar jo detalės susidėvėjimą, išsiregulavimą. Nustačius gedimus ir trūkumus, galima numatyti agregato patikimumą bei ilgaamžiškumą.

3. Išmatavus transmisijos agregatų skleidžiamą triukšmo lygį, galima įvertinti krumpliaračių būklę, guolių išsidėvėjimą.

Literatūra

1. J. Hald. STSF unique technique for scan-based near field acoustic holography without restriction on coherence // *Bruel&Kjaer Technical Review*, 1991, No 2, 40 p.
2. S. J. Elliot, I. M. Stothers and etc. A multiple error LMS algorithm and its application to the active control of. Noise // *Journal of Sound and vibration*, Vol 35, 1997, p. 1423–1434.
3. A. Gonzalez, S. J. Elliot and etc. Minimisation of the maximum error signal in active control // *Proceeding of the International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing (ICASSP) 1*, 1997, p. 1–4.
4. H. Hamada. Signal processing for active noise control: adaptive signal processing // *Proceedings of the International Symposium on Active Control of Sound and Vibration 3*, 1997, p. 33–44.
5. Kelių transporto priemonių skleidžiamas triukšmas. Normos ir matavimo metodai. V.: LST, 1995. 23 p.
6. Measurement of Noise Emitted by Accelerating Highway Vehicles. SAE Standards: J1470, 1998.
7. C. C. Cheng, J. S. Shiu. Transient vibration analysis of a high-speed feed drive system // *Journal of Sound and Vibration*, Vol 239 (3), 2001, p. 489–504.
8. E. M. Eibeheiry. Effects of small travel speed variation on active vibration control in modern vehicles // *Journal of Sound and Vibration*, Vol 232 (5), 2000, p. 857–875.
9. Z. H. Lu. Theoretical study of structural modification control and analytical model reduction of torsional vibration in FR-type automotive power drive train // *International Journal of Vehicle Design*, Vol 19 (4), 1998, p. 436–447.

Įteikta 2001 12 19

THE UTILIZATION OF NOISE PRODUCED BY MEANS OF TRANSPORT FOR THEIR DIAGNOSTICS

E. Juodzevičius

S u m m a r y

Due to the development of industry and increasing number of cars acoustic pollution, divided into noise and vibration, is growing. Up to now a lot has been achieved in the sphere of reducing noise produced by cars in the world. Besides, the levels of noise are reduced in various standards and directives every year. The levels of noise of cars which are being produced meet the requirements. However, the goal of this article is to acquaint with the way of defining the condition of a certain system, mechanism or certain parts according to the level of noise (even a low one) produced by the units.

There is a short introduction to the pressure of the sound, its utilization for the quantitative estimation of characteristics of noise. Its dimension is described.

There is a classification of sources of noise according to its formation processes; all this is reflected in the principled scheme.

The article presents the analysis of noise and its utilization for the estimation of technical condition of such principal objects of means of transport as:

- ◆ the motion (there is a review of just the utilization of the level of noise produced by tyres for the estimation of their technical condition);
- ◆ the noise produced by the engine (the circular diagram of noisiness is presented);
- ◆ the noise produced by the units of transmission.

The presented conclusions help to determine reparability, reliability and durability of the units or their parts.

EIMANTAS JUODZEVIČIUS

Master of Science (Mechanical Engineering), doctoral student, Department of Automobile Transport, Vilnius Gediminas Technical University (VGTU), J. Basanavičiaus g. 28, LT-2009 Vilnius, Lithuania. E-mail: jeimantas@one.lt

Master of Science (Mechanical Engineering), VGTU 1997. First degree in Mechanical Engineering, Vilnius Technical University (VTU, now VGTU), 1994. Research interests: noise control and its utilization.