



Kauno technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

Automobilio duslintuvo akustinių charakteristikų tyrimas
Baigiamasis magistro studijų projektas

Rokas Viršilas
Projekto autorius

prof. Vaidas Lukoševičius
Vadovas

Kaunas, 2019



Kauno technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

Automobilio duslintuvo akustinių charakteristikų tyrimas
Baigiamasis magistro studijų projektas
Transporto priemonių inžinerija (6211EX021)

Rokas Viršilas
Projekto autorius

prof. Vaidas Lukoševičius
Vadovas

prof. Artūras Keršys
Recenzentas

Kaunas, 2019



Kauno technologijos universitetas

Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

Rokas Viršilas

Automobilio duslintuvo akustinių charakteristikų tyrimas

Akademinio sąžiningumo deklaracija

Patvirtinu, kad mano, Roko Viršilo, baigiamasis projektas tema „Automobilio duslintuvo akustinių charakteristikų tyrimas“ yra parašytas visiškai savarankiškai ir visi pateikti duomenys ar tyrimų rezultatai yra teisingi ir gauti sąžiningai. Šiame darbe nei viena dalis nėra plagijuota nuo jokių spausdintinių ar internetinių šaltinių, visos kitų šaltinių tiesioginės ir netiesioginės citatos nurodytos literatūros nuorodose. Įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs.

Aš suprantu, kad išaiškėjus nesąžiningumo faktui, man bus taikomos nuobaudos, remiantis Kauno technologijos universitete galiojančia tvarka.

(vardą ir pavardę įrašyti ranka)

(parašas)



Kauno technologijos universitetas

Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

Studijų programa – Transporto priemonių inžinerija 6211EX021

Magistrantūros studijų baigiamojo projekto užduotis

Studentui *Rokas Viršilas*

1. Baigiamojo projekto tema:

Automobilio duslintuvo akustinių charakteristikų tyrimas

Investigation of vehicle muffler acoustics

2. Projekto tikslas:

Eksperimentiniu būdu ištirti skirtingų konstrukcijų duslintuvų garso slėgį

2. Projekto uždaviniai:

- *Apžvelgti eksperimentinių, skaitinių ir analitinių tyrimų metodiką susijusių su išmetimo sistema.*
- *Atlikti eksperimentinį duslintuvų tyrimą.*
- *Atlikti analitinį skaičiavimą.*
- *Palyginti skaitiniu, eksperimentiniu ir analitiniu būdu gautus rezultatus.*

3. Projekto aprašomosios dalies struktūra:

Darbą sudaro įvadas, penki skyriai, išvados, literatūros sąrašas, priedai.. Darbo apimtis 52 puslapiai, kuriuose 32 paveikslai ir 16 lentelių. 26 literatūros šaltiniai.

4. Projekto konsultantai:

Baigiamojo projekto autorius Rokas Viršilas

(vardas, pavardė, parašas, data)

Baigiamojo projekto vadovas Vaidas Lukoševičius

(vardas, pavardė, parašas, data)

Krypties studijų programos vadovas Janina Jablonskytė

(vardas, pavardė, parašas, data)

Viršilas Rokas. Automobilio duslintuvo akustinių charakteristikų tyrimas. Magistro baigiamasis projektas / vadovas prof. Vaidas Lukoševičius; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas.

Mokslo kryptis ir sritis: Transporto inžinerija (E12), Inžinerijos mokslai

Reikšminiai žodžiai: Garso slėgis, perdavimo nuostoliai, skysčių dinamika.

Kaunas, 2019. 52 p.

SANTRAUKA

Šio darbo pagrindinis tikslas eksperimentiniu būdu ištirti skirtingų konstrukcijų duslintuvų skleidžiamą triukšmą. Siekiant eksperimentiniu būdu ištirti išmetimo sistemos garso slėgį išnagrinėta teorija apie tokio tipo eksperimentų atlikimo metodiką.

Pirmojoje ir antroje darbo dalyse pateikiama teorinė medžiaga apie išmetimo sistemos tipus, automobilių skleidžiamo triukšmo teisinį reglamentavimą. Nurodyti standartai nusakantys leidžiamų išmetamųjų deginių kiekį išmetimo sistemoje bei transporto priemonių ribines triukšmo vertes.

Trečioje darbo dalyje atlikta literatūros analizė kurioje išanalizuotas skysčių dinamikos modeliavimas atliekant tyrimą skaitiniu metodu. Atlikta garso bangų analizė, jų kilmė bei garso slėgio įtaka žmogaus organizmui. Aptartas išmetimo sistemos garso kontroliavimas bei garso tonai. Atlikta duslintuvo geometrijos tobulinimo analizė bei modeliavimas naudojant analitinius skaičiavimus.

Ketvirtoje dalyje pateikta bakalauro darbo metu atlikta skaitinė duslintuvų analizė, kuri reikalinga eksperimentiniams bei analitiniams rezultatams palyginti. Eksperimentiniu būdu nustatytas trijų išmetimo sistemų su skirtingais duslintuvais garso slėgis. Analitiniu būdu suskaičiuoti duslintuvo perdavimo nuostoliai. Taip pat pateikta priešpriešinio slėgio, išmetamųjų dujų greičio bei akustinio pasipriešinimo koreliacija, keičiant duslintuvo modelio geometriją.

Eksperimentiniu tyrimu didžiausias garso slėgis gautas trečiajame duslintuve, kuris yra padidinto pralaidumo ir jis siekia 101,83 dB. Mažiausias garso slėgis gautas dyzelinio vidaus degimo variklio išmetimo sistemoje – 82,86 dB. Benzininio vidaus degimo variklio išmetimo sistemoje – 91,8 dB.

Viršilas Rokas. *Investigation of vehicle muffler acoustics*. Master's thesis in transport engineering / supervisor prof. Vaidas Lukoševičius. The Faculty of Mechanical Engineering and Design, Kaunas University of Technology.

Research area and field: Transport Engineering (E12), Engineering Science

Key words: Sound pressure, transmission loss, fluid dynamics.

Kaunas, 2019. 52 p.

SUMMARY

The main purpose of this work is to experimentally investigate noise emitted by different silencers of different constructions. In order to experimentally investigate the sound pressure of the exhaust system, the theory of the method of conducting such experiments was analyzed.

The first and second parts of the work presents theoretical material about the types of exhaust system, legal regulation of car noise. The stated standards describe the amount of permitted exhaust emissions in the exhaust system and the limit values for vehicle noise.

In the third part of the paper, literature analysis was performed in which the modeling of fluid dynamics by numerical method was analyzed. Sound wave analysis, their origin and influence of sound pressure on the human body were performed. Discharge control of the exhaust system and sound tones were discussed. Analyzes of silencer geometry improvement and modeling using analytical calculations were performed.

The fourth part presents a numerical analysis of silencers during the bachelor's work, which is necessary for comparing experimental and analytical results. The sound pressure of three exhaust systems with different silencers was experimentally determined. Analytically calculated muffler transmission losses. Correlation between backpressure, exhaust gas velocity and acoustic resistance when changing the geometry of the muffler model was investigated.

In the experimental study, the maximum sound pressure was obtained in the third silencer, which has a higher throughput and reaches 101.83 dB. The lowest sound pressure is obtained in the diesel combustion engine exhaust system - 82.86 dB. Gasoline internal combustion engine exhaust system - 91.8 dB.

TURINYS

Įvadas.....	7
1 Išmetimo sistema	8
1.1 Duslintuvų tipai.....	8
1.2 Išmetamosios dujos, jų greitis. Euro standartai	10
2 Automobilių skleidžiamo triukšmo teisinis reglamentavimas.....	12
2.1 Automobilių variklių skleidžiamo triukšmo nustatymas	13
2.2 Transporto priemonių ribinės triukšmo vertės	15
3 Literatūros analizė	17
3.1 Skysčių dinamikos modeliavimas.....	17
3.2 Garsas, akustika	20
3.3 Išmetimo sistemos garso kontroliavimas	23
3.4 Duslintuvo geometrijos tobulinimas	25
3.5 Variklio išmetimo sistemos garso tonai.....	26
3.6 Automobilio išmetimo sistemos duslintuvo dizaino tobulinimas ir tyrimas	27
3.7 Modeliavimas naudojant analitinius skaičiavimus	29
4 Duslintuvų skaitinė, eksperimentinė ir analitinė analizė	31
4.1 Skaitinės analizės metodologija.....	31
4.2 Sumodeliuoti duslintuvai	31
4.3 Duslintuvų eksperimentinis tyrimas	37
4.4 Eksperimentinių rezultatų apibendrinimas ir palyginimas su skaitiniais rezultatais	45
4.5 Analitiniai perdavimo nuostolių skaičiavimai	45
5 Skaitiniu metodu gautų parametrų koreliacijos nustatymas	47
5.1 Koreliacijos koeficientai	48
Išvados	50
Literatūra	51
6 Priedai.....	53

Įvadas

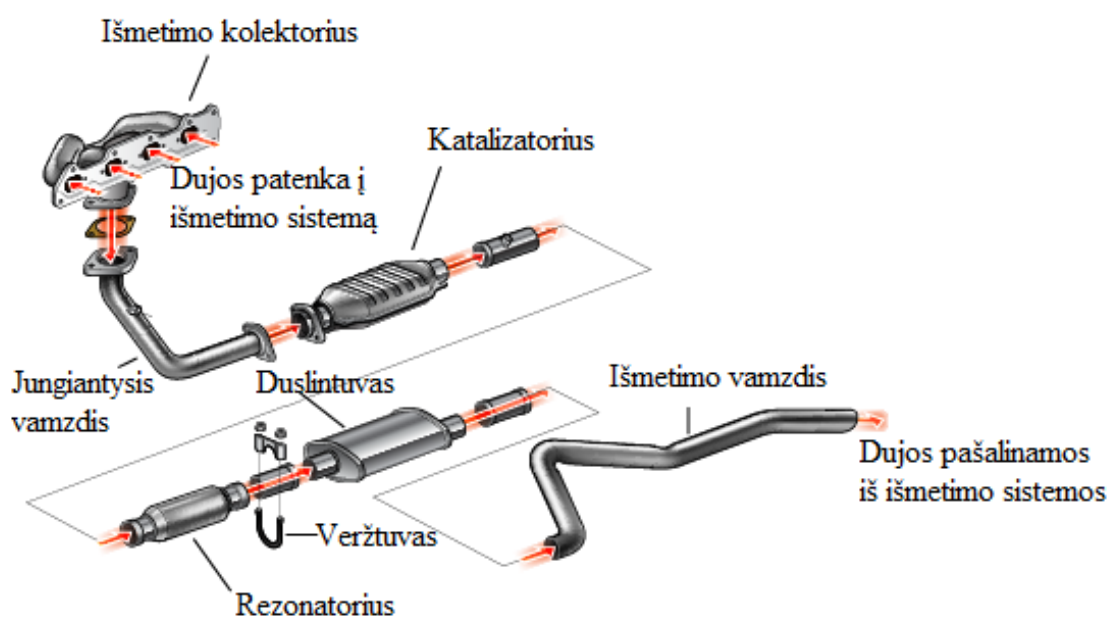
Automobilio dujų išmetimo sistema yra kompleksiška, struktūrinių elementų, sistema, kuri skirta išmetamųjų dujų nukreipimui iš variklio cilindrų, taip sumažinant jų temperatūrą. Keičiantis aplinkosaugos reikalavimams, išmetimo sistema užtikrina išmetamųjų teršalų kiekio sumažinimą bei dujų išmetimo iš variklio triukšmo slopinimą. Išmetimo sistema yra svarbus transporto priemonės komponentas. Kai degalai dega atsiranda išmetamosios dujos, kurios yra pašalinamos per išmetimo sistemą. Variklio degimo kameroje darbo taktų metu vyksta maži „sprogimai“, kurie yra būtini norint priversti variklio komponentus atlikti mechaninį darbą. Degimo proceso ir variklio darbo metu kyla triukšmas. Išmetamosios sistemos dėka garsas yra sumažinamas.

Išmetimo sistemos paskutinioji dalis – duslintuvas turi sudėtingą konstrukciją ir nuo gamintojo numatytų automobilio darbo parametrų ir kitų techninių sąlygų priklauso jos efektyvumas bei paskirtis, t.y. slopinti garsą ženkliai ar nebūtinai, taip paliekant daugiau laisvės išmetamosioms dujoms pasišalinti iš išmetimo sistemos. Darbo tikslas yra eksperimentiniu būdu ištirti skirtingų konstrukcijų duslintuvų garso slėgį. Atliekant eksperimentinį tyrimą nustatomas dviejų skirtingais degalais varomų vidaus degimo variklių skleidžiamas triukšmas, kitaip vadinamas garso slėgiu. Taip pat nustatomas garso slėgis išmetimo sistemos su pralaidžiu, garso slopinimo konstrukcijos neturinčiu duslintuvu. Bakalauro darbe pasitelkiant „SolidWorks Flow Simulation“ ir „ANSYS Workbench“ programų paketą buvo nustatyti skirtingų konstrukcijų duslintuvuose vyraujantys akustiniai pasipriešinimo koeficientai. Šiame magistro darbe atliekamas eksperimentinis tyrimas ir analitinis skaičiavimas. Darbo tikslai yra apžvelgti eksperimentinių, skaitinių ir analitinių tyrimų metodiką susijusią su išmetimo sistema, atlikti eksperimentinį duslintuvų tyrimą, analitinį skaičiavimą, bei palyginti skaitiniu, eksperimentiniu ir analitiniu būdu gautus rezultatus.

1 Išmetimo sistema

Vis griežtėjantys aplinkosaugos reikalavimai daro įtaką ir automobilių bei jų atskirtų komponentų projektuotojams. Ne išimtis ir išmetimo sistema, kurios konstrukcija priklauso nuo vis griežtėjančių aplinkosaugos reikalavimų. Klasikinė išmetimo sistemos konstrukcija pateikta 1.1 pav. Ją sudaro šie komponentai:

- Išmetimo kolektorius – pirma konstrukcijos dalis, kuri tvirtinasi prie variklio, į ją patenka išmetamosios dujos iš variklio.
- Jungiantysis vamzdis – jungia išmetimo kolektorių su katalizatoriumi.
- Katalizatorius – sumažina kenksmingų išmetamųjų deginių kiekį.
- Rezonatorius – sumažina variklio skleidžiamą triukšmą tam tikroje dažnių srityje.
- Laikiklis (veržtuvas) – pritvirtina išmetimo sistemą prie automobilio kėbulo.
- Duslintuvas – mažina triukšmą. Paskutinė išmetimo sistemos dalis per kurią pašalinama dujos. Dėl savo sudėtingos konstrukcijos, svarbu, kad duslintuvas sugebėtų sklandžiai pašalinti išmetamąsias dujas, sukeltiant kuo mažesnę priešpriešinę slėgį.
- Išmetimo vamzdis – nukreipia išmetamąsias dujas nuo automobilio kėbulo norima kryptimi.



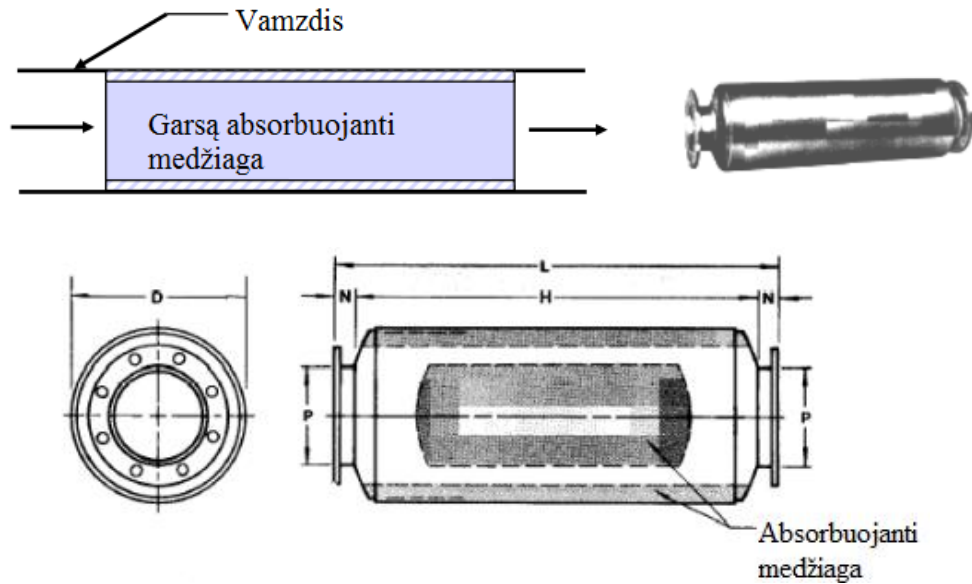
1.1 pav. Automobilio išmetamųjų dujų išmetimo sistema [4]

1.1 Duslintuvų tipai

Absorbuojantis duslintuvas

Paprastos konstrukcijos duslintuvas, kurio konstrukciją sudaro apvalaus, pailgo profilio vamzdis, kurio viduje garsą absorbuojanti medžiaga. Tai speciali medžiaga naudojama garso slopinimui, kuri

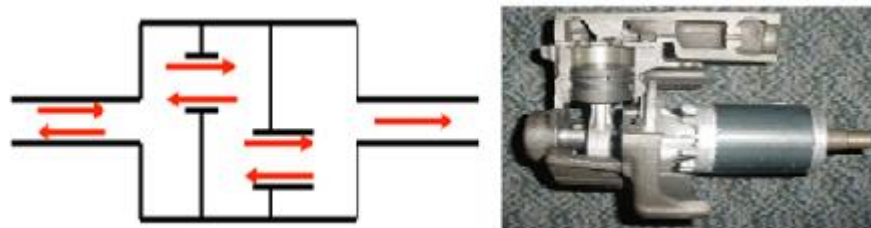
sulaiko įvairaus tipo garso bangas ir neleidžia toliau skliti. Priklausomai nuo konstrukcijos, medžiaga gali dengti visą arba dalį duslintuvo ploto. Dalis garso bangų nėra absorbuojamos, todėl ši konstrukcija yra taikoma tik su tam tikrais vidaus degimo varikliais.



1.2 pav. Absorbuojantis duslintuvas [5]

Reaktyvusis duslintuvas

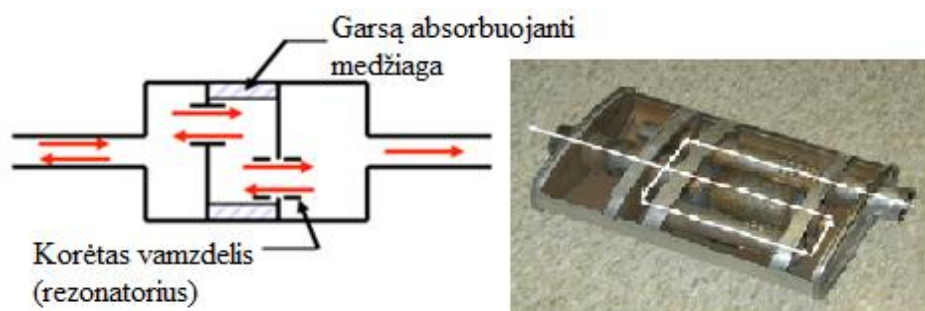
Šio duslintuvo tipo konstrukcijos veikimo principas remiasi tuo, kad sklisdamos garso bangos užkliūva už kliūtis ir nutrūksta. Šis duslintuvas turi sudėtingą konstrukciją, dėl ko išmetamosios dujos sunkiau šalinasi iš variklio ir sukelia pasipriešinimo slėgį.



1.3 pav. Reaktyvusis duslintuvas [5]

Reaktyviai absorbuojantis duslintuvas

Šia konstrukcija pašalinami pirmų dviejų duslintuvų tipų trūkumai. Garso bangos yra absorbuojamos ir nutraukiamos tuo pačiu metu. Tai šiuolaikinė duslintuvo konstrukcija, kuri plačiausiai sutinkama lengvuosiuose automobiliuose [5].



1.4 pav. Reaktyviai absorbuojantis duslintuvas [5]

1.2 Išmetamosios dujos, jų greitis. Euro standartai

Išmetimo sistema projektuojama taip, kad išmetamosios dujos iš vidaus degimo variklio būtų pašalinamos greitai ir efektyviai. Visgi dėl sudėtingų konstrukcijų, kurios skirtos patenkinti ekologijos reikalavimus keliamus išmetimo sistemai, nuostolių išvengti sunku. Dujų greitis sumažėja dėl išmetimo sistemos konstrukcinių sprendimų. Kuo paprastesnė konstrukcija, mažiau geometrinių kliūčių su kuriomis tenka susidurti šalinantis išmetamosioms dujoms, tuo efektyvesnis dujų šalinimas iš sistemos. Kuo daugiau vidaus degimo variklis turi cilindrus, tuo daugiau pulsacijų jis sukurs, dėl to gaunamas tolygesnis išmetamųjų dujų srautas [6].

Išmetimo sistemos pralaidumas yra labai susijęs su išmetamųjų dujų greičiu. Kuo greičiau išmetamosios dujos palieka išmetimo sistemą, tuo efektyvesnė išmetimo sistema ir pats išmetimo procesas.

Teoriškai degalus (benziną ar dyzeliną) turėtų būti įmanoma sudeginti taip, kad liktų tik anglies dioksidas (CO_2) ir vanduo (H_2O). Visa kita liktų tik nitrogenas (N_2) kuris patektų į atmosferą. Iš tiesų degalai susideda iš daug skirtingos struktūros hidrokarbonų, kurie sudega skirtingai ir išskiria skirtingus produktus ar kartais lieka nesudegusių dalių. Anglies dioksido kiekis tiesiogiai priklauso nuo kuro sąnaudų, todėl automobilių gamintojai intensyviai dirba sprenddami problemą kaip sumažinti automobilio kuro sąnaudas [6].

Tam, kad būtų aiškus išmetamųjų deginių kiekio traktavimas yra įvesti Euro standartai. Pirmas standartas įvestas 1992 metais. Šis standartas nustatė anglies monoksido kiekį benzininiu vidaus degimo varikliu varomame automobilyje [6]. Šiam standartui pasiekti užteko panaudoti katalizatorių. Kiekvienas naujas euro standartas turi griežtesnius reikalavimus. Naujas standartas turi dvigubai griežtesnius reikalavimus nei prieš tai galiojęs standartas. Ties kai kuriais standartais, kaip pvz.: Euro 5, atsirado reikalavimai įdiegti papildomą sistemą. Euro 5 – suodžių filtro reikalavimas išmetimo sistemoje. Euro – 6 suvienodina reikalavimus tiek benzininiams tiek dyzeliniams vidaus degimo varikliams. Skirtingos degalų rūšys išskiria skirtingas medžiagas, todėl inžinieriams kilo dar didesni iššūkiai konstruojant išmetamąsias sistemas [6].

1.1 lentelė. Teršalų ribos dyzeliniams varikliams, g/km [16]

Norma ir įsigaliojimo metai	HC+NO _x	CO	NO _x	Kietosios dalelės
Euro 1 (1993)	0,97	2,72	-	0,14
Euro 2 (1996)	0,90	1,00	-	0,10
Euro 3 (2000)	0,56	0,64	0,50	0,05
Euro 4 (2005)	0,30	0,50	0,25	0,025
Euro 5 (2009)	0,25	0,50	0,18	0,005
Euro 6 (2014)	0,17	0,50	0,08	0,005

Pagrindiniai deginiai variklio išmetamosiose dujose:

- Karbono monoksidas (CO) – dar vadinamas smalkėmis, atsiranda dėl blogai sudegusio mišinio degimo kameroje, paprastai lengvesnės už orą ir labai toksiškos dujos.
- Karbono dioksidas (CO₂) – „šiltnamio“ efekto dujos. Šios dujos, šiuo metu, pagrindinė aplinkosaugos reikalavimų griežtinimo priežastis [16].
- Azoto oksidai (NO_x) - išsiskiria degimo procese. Azotas oksiduojasi atmosferoje ir daro įtaką rūgšties lietus susiformuoti.
- Sieros dioksidas (SO₂)- siera išgaunama iš naftos, iš kurios gaminamas dyzelinas ir benzinas. Tai yra bespalvės dujos su aštriu, erzinančiu kvapu, kurios trumpina vidaus degimo variklio susidėvėjimą, taip pat kenkia kietųjų dalelių filtrui [16].
- Hidrokarbonas (HC) – HC tai likę nesudegę degalai variklio darbo metu. Garuoja į aplinką jei išmetimo sistema yra netvarkinga.
- Benzenas (C₆H₆)- dar vienas neefektyvaus degimo proceso produktas kuris yra toksiškas aplinkai.
- Kietosios dalelės - dažniau pasitaiko vidaus degimo varikliuose kurie varomi dyzelinu. Nauji Euro standartai reikalauja į išmetimo sistemas įdiegti kietųjų dalelių filtrus, kurie šias sulaikytų nuo patekimo į atmosferą [16].

2 Automobilių skleidžiamo triukšmo teisinis reglamentavimas

Plečiantis miestų infrastruktūrai tuo pačiu didėja ir transporto šaltai kurie pasižymi akustiniu diskomfortu kuris neigiamai veikia miesto gyventojų poilsį. Pasaulyje ir Europoje labiausiai paplitęs triukšmo šaltinis miestuose yra automobilių transportas – sunkvežimiai, lengvieji automobiliai, orlaiviai, geležinkelių transportas, autobusai. Transporto skleidžiamas triukšmas vidutiniškai sudaro apie 70% miesto triukšmo [8]. Per pastaruosius 10 metų triukšmas auga vidutiniškai 0,5 – 1 dB per metus, o valstybių sostinėse, kuriose transportas intensyviausias garso slėgis padidėja net 10 – 12 dB. Verta paminėti kad 10dB garso slėgio padidėjimas žmogui suvokiamas kaip triukšmo padidėjimas 2 kartus. Tankiai apgyvendintuose miestuose skundai dėl transporto keliamo triukšmo sudaro apie 60% gyventojų skundų. Intensyviai besikuriančiuose miestuose didelę problemą sudaro sunkiasvorių krovinių vežimas 60 – 90% [8].

Didžiausia transporto apkrova yra miestų gyvenamųjų namų ir pramoninių rajonų gatvėse. Gyvenamuosiuose rajonuose didžiausią triukšmą kelia lengvieji automobiliai. Siekiant optimaliai organizuoti transporto srautus mieste reikia transportą paskirstyti taip, kad jie nekirstų miestų miegamųjų rajonų [8]. Tokių vietovių leistinas didžiausias garso slėgis negali viršyti 72 – 78 dB. Neišvengiant sunkiasvorio transporto srautų per šiuos gyvenamuosius kvartalus leidžiama triukšmo lygi viršyti 7 – 25 dB lauke, bei patalpose. Tokia tvarka yra nepalanki miesto gyventojams, gydymo įstaigoms, mokykloms, bibliotekoms bei kitoms viešosioms įstaigoms. Vietose, esančiose netoli greitkelių, ar geležinkelių akustinis triukšmas išlieka didelis apie 15 – 18 valandų per parą, žymus triukšmo sumažėjimas pastebimas tik naktį nuo 2 iki 4 val. Miesto transporto intensyvumo matavimuose svarbu nepamiršti piko valandų, kai eismo transporto srautai žymiai padidėja. Kai srautas svyruoja nuo 100 iki 400 per valandą, pastebima, kad triukšmo lygis padidėja apie 13 dB. Europos sąjungos žaliojoje knygoje dėl triukšmo mažinimo politikos teigiama, kad reikia siekti pažangos transporto skleidžiamo triukšmo mažinimo srityje, kuris priklauso nuo pagrindinių gatvių struktūros [8]. Motorinių transporto priemonių triukšmo lygis labai priklauso nuo to, kokio tipo transporto priemonės dominuoja, t.y. eisme daugiausiai dalyvauja lengvieji automobiliai, motociklai, mopedai ar sunkiasvoris transportas. Didžiausią triukšmą sukelia sunkvežimiai ir mopedai, kuris siekia 100 – 102 dB. Taip pat reikia pažymėti, kad triukšmo intensyvumui turi ir transporto priemonių manevravimas, t.y. ar transporto priemonės leidžiama staigiai įsibėgėti ar stabdyt, kokį laiką transporto priemonės praleidžia stovėdamos prie sankryžų, nes pastebima, kad ryškus garso padidėjimas vyrauja ties kelių sankirtomis ir sankryžomis. Miestuose kurie yra netoli magistralinių kelių jaučiamas ryškus triukšmo padidėjimas [8].

Triukšmą galima sumažinti užkertant kelią sunkvežimių srautui ties gyvenamaisiais namais, keičiant automobilių stovėjimo aikštelių infrastruktūrą, įvažiavimą į jas nukreipti nuo miegamųjų rajonų. Daugelis miesto infrastruktūros projektuotojų pripažįsta, jog apsauga nuo eismo triukšmo yra pagrindinė miestų problema, tačiau vis dar sunku pasiekti, kad miestai būtų projektuojami pradėdant nuo šios problemos. Dažniausiai miesto triukšmingo problema pradėdama spręsti tik tada kai jau infrastruktūra sukurta ir sunkiai keičiama. Vėliau tampa nebeįmanoma kovoti su triukšmo problema [8].

Teisės aktai reglamentuoja motorinių transporto priemonių keliamą triukšmą lygį. Šie teisės aktai jau buvo pradėti priiminėti dar 1970 m, o nuo to laiko keisti devynis kartus. Paskutinis pakeitimas įsigaliojo 1996m, kuriuo buvo nustatytos į rinką įvežamų motorinių transporto priemonių triukšmo ribos. Direktyvoje buvo nustatytos garso slėgio ribos. Gamintojai turi įrodyti, kad jų pagamintos

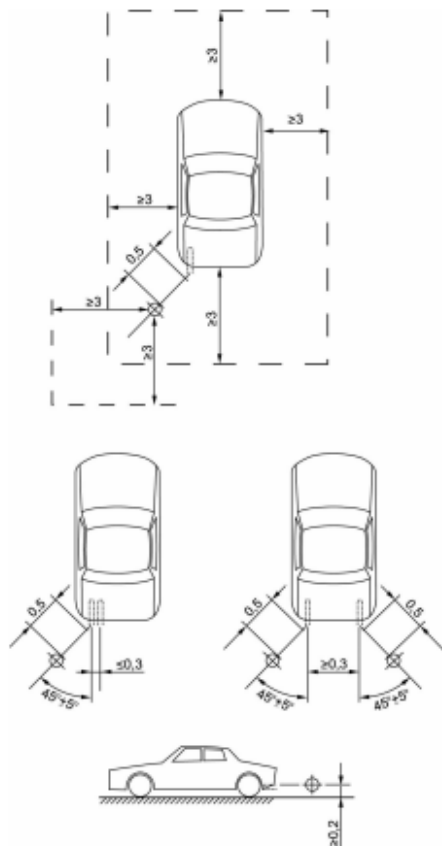
transporto priemonės tipas neviršija tam tipui nurodytos ribos patvirtinimo bandymo metu. Kadangi triukšmo ribos visada priklauso nuo pasirinktų matavimo metodų, direktyvoje aprašoma tam tikros transporto priemonės tipo bandymo metodai. Atsižvelgiant į tai, kad šiuolaikinių transporto priemonių triukšmo slopinimo sistemos yra pažangios ir modernios, ribos buvo sumažintos (ES reikalavimai transporto priemonių keliamam triukšmui pastaraisiais dešimtmečiais sumažėja apie 10 dB [8]).

Padangos yra pagrindinis triukšmo šaltinis lengvosios transporto priemonės. Ryškus padangų keliamo triukšmo padidėjimas pasireiškia lengvajai transporto priemonei važiuojant daugiau kaip 40 km/h, o sunkiasvoriui ar autobusams 50 km/h. Atliekant nuodugnius ir nuoseklius transporto skleidžiamo triukšmo matavimus paaiškėjo, kad nėra tikslinga toliau mažinti triukšmo lygį kitomis priemonėmis jei nėra teikiamas prioritetas sumažinti padangų keliamą triukšmą. Atsižvelgiant į tai 2001 m. ES direktyvoje nustatyta ribinė garso slėgio vertė pagal transporto priemonės tipą, padangos plotį. Siauros ir minkštesnės padangos sukelia mažiau triukšmo, todėl triukšmą lemia padangos bei kelio dangos tipas. Atlikti tyrimai rodo, kad tos pačios padangos pagamintos pas skirtingą gamintoją triukšmo lygis gali skirtis 8 dB [8]).

Dviračių ir triračių motociklų reglamentavimas. Teisės aktas, kuris nusako motociklų garso lygio ribas buvo paskelbtas 1978m (78/1012/EEB). Nuo tada jis buvo keletą kartų keistas siekiant sumažinti nustatytas ribas. Patys naujausi pakeičiami parašyti 2002/51/EB direktyvoje, kurioje nustatomi triukšmo apribojimai visiems motociklų tipams, kurių jie turi neviršyti bandymo metu. Taip pat direktyvoje numatytos priemonės skirtos užkirsti kelią neleistinam motociklų išmetamųjų sistemų konstrukcijų perdarymui, pakeičiams, kurios didina šių priemonių triukšmingumą, Lietuvos Respublikos teisės aktai, reglamentuojantys automobilių triukšmą yra vadinamas triukšmo valdymo įstatymu, kuriame reikalaujama, kad būtų parengti strateginiai pagrindinių kelių triukšmo žemėlapiai, siekiant reguliuoti motorinių transporto priemonių ir jų komponentų triukšmo ribas. Higienos standartas HN 33-1:2003112 numato leistinus garso slėgio lygius transporto priemonėms, kurios priskiriamos tam tikroms kategorijoms [8]).

2.1 Automobilių variklių skleidžiamo triukšmo nustatymas

Atliekant matavimus pagal ISO 5130 arba bet kurią kitą standartą, reglamentą ar gairę, visada nurodomi atitinkami bandymo, procedūrų dokumentai ir kita svarbi informacija. Šiame skyriuje pateikta informacija pateikiama kaip bendras CR: 261S garso lygio matuoklio naudojimo vadovas transporto priemonės triukšmo matavimui. Siekiant sumažinti aplinkos įtaką triukšmo matavimams, turi būti naudojama vieta, atitinkanti šiuos reikalavimus: bet kuri atvira erdvė gali būti laikoma tinkama bandymo vieta, jei ji susideda iš plokščio ploto, pagaminto iš betono, asfalto arba kietos medžiaga, turinti didelį akustinį atspindėjimą, išskyrus suspaustus ar kitus žemės paviršius [9]). Bandymo vietos kraštai turi būti bent 3 m atstumu nuo transporto priemonės galų ir bandymo vietoje neturi būti jokių objektų, galinčių turėti įtakos garso lygio matuoklio skaitymui; visų pirma transporto priemonė turi būti ne mažiau kaip 1 m atstumu nuo šaligatvio krašto, kai matuojamas išmetamųjų dujų triukšmas [9]). Bandymo metu kliūtys, esančios už bandymo vietos, neturi būti arčiau nei 3 m. Išskyrus stebėtoją ir vairuotoją, nė vienas asmuo, kurio buvimas veikia skaitiklio rodmenis, bandymo metu neturi likti bandymo vietoje. Vėjo gūšiai neturi įtakos matavimams. Rekomenduojama, kad bandymai nebūtų atliekami esant akivaizdžiai netinkamoms oro sąlygoms. Žemiau pateiktas paveikslas rodo rekomenduojamus atstumus nuo automobilių bandymų zonų [9]).



2.1 pav. Automobilio triukšmo bandymo zona [9]

Foninio triukšmo lygis (įskaitant bet koki vėją) kiekvienoje matavimo padėtyje turi būti bent 10 dB mažesnis už bandymų metu išmatuotą lygį. Atliekami bent trys matavimai. Matavimai laikomi galiojančiais, jei trijų matavimų, atliktų iš karto vienas po kito, diapazonas yra ne didesnis kaip 5 dB. Šių matavimų aritmetinis vidurkis sudaro rezultatus. Mikrofono padėtis, kai atliekami triukšmo matavimai, turi būti netoli transporto priemonės išmetamųjų teršalų, tai yra dažniausia tokio tipo matavimų vieta, mikrofono padėtis yra svarbi matavimų rezultatams. Prietaiso mikrofono kapsulė, o ne garso lygio matuoklio korpusas, turi būti išdėstyta taip: vertikali linija su išmetamosiomis dujomis, bet ne mažesnė kaip 0,2 m nuo žemės, horizontali: 0,5 m nuo išmetimo sistemos išleidimo angos $45^\circ \pm 10^\circ$ kampu mikrofonas turi būti dedamas ant išorinio transporto priemonės krašto. Mikrofono kapsulės padėtis yra 0,2 m aukštyje nuo žemės [9].

Transporto priemonėms, turinčioms du ar daugiau išmetamųjų angų, išdėstytų ne daugiau kaip 0,3 m atstumu ir sujungtų su vienu duslintuvu, naudojama tik viena matavimo vieta. Mikrofono padėtis turi būti šalia išmetimo angos, artimiausia išoriniam transporto priemonės kraštui. Transporto priemonėse su vertikalia išmetimo sistema (pvz., komercinės transporto priemonės) mikrofonas turi būti išdėstytas išmetimo angos aukštyje, nukreiptas į viršų ir su vertikalia išmetamųjų dujų ašimi. Jis turi būti 0,5 m atstumu nuo transporto priemonės, esančios arčiausiai išleidimo angos, šono.

Transporto priemonėse, kuriose įrengta išmetimo anga, esanti daugiau kaip 0,3 m atstumu, kiekvienam išmetimo taškui turi būti atliekamas vienas matavimas, rezultatu imamas aukščiausias lygis. Sekančioje lentelėje pateikiamas rekomenduojamas variklio sūkių skaičius atliekant matavimus [9].

2.1 lentelė. Rekomendacinis variklio sūkių skaičius atliekant matavimus [12]

Variklio cilindrų skaičius	Automobilio gamybos data	Sūkliai/min
5 ar daugiau	Visi	3000
4	Pagaminti iki 1970	2500
4	Visi pagaminti po 1970	3500

Varikliui veikiant tuščiąja eiga, transporto priemonės akceleratoriaus pedalas turi būti nuspaustas kuo greičiau, kol variklio greitis bus iš esmės stabilus maksimaliu (arba reguliuojamu) greičiu. Tada turi būti leidžiama akceleratoriaus pedalui kuo greičiau grįžti į pradinę padėtį ir palikti tokioje padėtyje, kol variklio sūkliai grįš į laisvos eigos diapozoną [9].

2.2 Transporto priemonių ribinės triukšmo vertės

Siekiant nustatyti transporto priemonių ribines garso slėgio reikšmes atliekamas eksperimentas. Variklio sūkių skaičius laipsniškai didinamas nuo tuščiosios eigos iki tikslinio sukimosi dažnio, neviršijant 3 % tikslinio variklio sūkių skaičiaus leidžiamosios nuokrypos intervalo, ir skaičius išlaikomas pastovus [13]. Tada drosel2nė sklendė greitai uždaroma ir variklio sūkių skaičius sumažėja iki sūkių skaičiaus veikiant tuščiąją eiga. Garso slėgis matuojamas 1 sekundę palaikant pastovų variklio sūkių skaičių visą lėtėjimo laikotarpį. Bandymo rezultatu užrašomas didžiausias garso slėgio matuoklio rodmuo viso bandymo metu, matematiškai suapvalinamas iki sveikojo skaičiaus. Garso lygis, matematiškai suapvalintas iki artimiausio sveikojo skaičiaus, neturi viršyti šių ribų [13]:

2.2 lentelė. Transporto priemonių ribinės garso slėgio vertės [13]

Transporto priemonės kategorija	Transporto priemonės kategorijos aprašas	Ribinės vertės, išreikštos dB		
		Naujų transporto priemonių tipams 1 etapas taikomas nuo 2016 m. liepos 1 d.	Naujų transporto priemonių tipui 2 etapas taikomas nuo 2020 m. liepos 1 d. ir pirmai registracijai 2022 m. liepos 1 d.	Naujų transporto priemonių tipui 3 etapas taikomas po 2024 m. liepos 1 d. ir pirmai registracijai nuo 2026 m. liepos 1 d.
N ₁	masė ≤ 2 500 kg	72	71	69
N ₁	2 500 kg < masė ≤ 3 500 kg	74	73	71
N ₂	vardinė variklio galia ≤ 135 kW	77	75	74

2.2 lentelė. (tęsinys)

Transporto priemonės kategorija	Transporto priemonės kategorijos aprašas	Ribinės vertės, išreikštos dB		
		Naujų transporto priemonių tipams 1 etapas taikomas nuo 2016 m. liepos 1 d.	Naujų transporto priemonių tipui 2 etapas taikomas nuo 2020 m. liepos 1 d. ir pirmai registracijai 2022 m. liepos 1 d.	Naujų transporto priemonių tipui 3 etapas taikomas po 2024 m. liepos 1 d. ir pirmai registracijai nuo 2026 m. liepos 1 d.
N ₂	vardinė variklio galia ≥ 135 kW	78	76	75
N ₃	vardinė variklio galia ≤ 150 kW	79	77	76
N ₃	150 kW < vardinė variklio galia ≤ 250 kW	81	79	77
N ₃	vardinė variklio galia ≥ 250 kW	82	81	79

Bandymas laikomas galiojančiu jei matavimo metu variklio sukimosi dažnis nei 1 sekundei nenukrypsta nuo tikslinio variklio sūkių dažnio daugiau nei 3% [13].

3 Literatūros analizė

3.1 Skysčių dinamikos modeliavimas

Metodika pateikta naudojantis magistro darbu „Termohidraulinių procesų tyrimas branduolinio reaktoriaus aktyviojoje zonoje Ansys programų paketo aplinkoje“. Čepelė. A. 2015.

Dažniausiai pastebimas fenomenas pasaulyje yra skysčių tekėjimas: pavyzdžiui vėjas – oro tekėjimas, o upės tėkmė – skysčių tekėjimas. Debesų ar dūmų judėjimas gerai vizualizuoja oro judėjimą, tačiau tai nepaaiškina pačio judėjimo kaip reiškinio [14].

Tekėjimas bendrai – materijos srautas ir deformacija laiko atžvilgiu. Kitaip tariant dalelių grupė tai medžiaga, kurios laikui bėgant juda ir tarpusavyje sąveikauja bei keičia poziciją. Iš esmės materija, kuri laikui bėgant deformuojasi, tokia kaip oras ar vanduo, vadinami skysčiu arba fluidu [14]. Skaičiuojamoji skysčių dinamika (angl. computational fluid dynamics – CFD) tai skysčių mechanikos sritis, kuri šiandien plačiai naudojama analizuojant su skysčių tekėjimu susijusias problemas. Siekiant išnagrinėti srauto tekėjimą skaičiuojamojoje fluidų dinamikoje, paprastai nagrinėjamas baigtinio tūrio elementas srauto tėkmėje [14]. Formuojant matematinį modelį priimamos trys pagrindinės prielaidos:

- Masės tvermė – įtekėjusi ir ištekėjusi iš baigtinio tūrio skysčio masė yra pastovi;
- $F = m \cdot a$ (impulso tvermė – antrasis Niutono dėsnis) – fluido impulso pokytis proporcingas fluidą veikiančių jėgų sumai;
- Energijos tvermė – pirmasis termodinamikos dėsnis – energijos pokytis proporcingas atlikto darbo ir šilumos pokyčiams. Šie fundamentalūs principai gali būti išreikšti per matematinės lygtis, kurios bendru atveju yra dalinių išvestinių lygtys.

Diferencialinės lygtys, aprašančios klampaus nespūdaus skysčio tekėjimą, buvo išvestos daugiau kaip prieš 180 metų. Jas 1821 metais užrašė prancūzų inžinierius K. Navje, remdamasis tam tikru molekulinio dėsniu [14]. Paaiškėjo, kad kai kurioms medžiagoms postuluotas K. Navje molekulių sąveikos dėsnis netinka. G. Stoksas gavo analogiškas lygtis, remdamasis kontinuumo mechanikos principais. Todėl ši lygčių sistema vadinama Navje ir Stokso vardu (Navier Stokes system). Navje-Stokso lygtys yra diferencialinės lygtys dalinėmis išvestinėmis, aprašančios klampių nespūdžių skysčių tekėjimą [14].

Bendroje formoje Navie-Stokso lygtis (1) [14]:

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \right) = -\nabla p + \nabla \cdot T + f \quad (1)$$

čia v – srauto greitis; ρ - fluido tankis; T – skysčio įtempimų matrica; f – erdvinės jėgos, veikiančios fluidą, ∇ - matematinis operatorius.

Skaičiuojamosios skysčių dinamikos pagrindinis uždavinys - lygtyje esančias dalines išvestines, matematinius operatorius ir kitas išraiškas pakeisti skaičių matrica – lauku, kuris kaip įmanoma tiksliau apibūdintų nagrinėjamą fizikinį reiškinį [14]. Dažniausiai įtakojančios jėgos yra slėgis, gravitacija, šlyties jėga, sūkio jėga ir skysčio paviršiaus įtempimas. Šios jėgos gali būti suskirstytos į trinties ir gravitacijos jėgas. Jeigu skysčiai maždaug vienodai elgiasi veikiant išorinėms jėgoms, bet

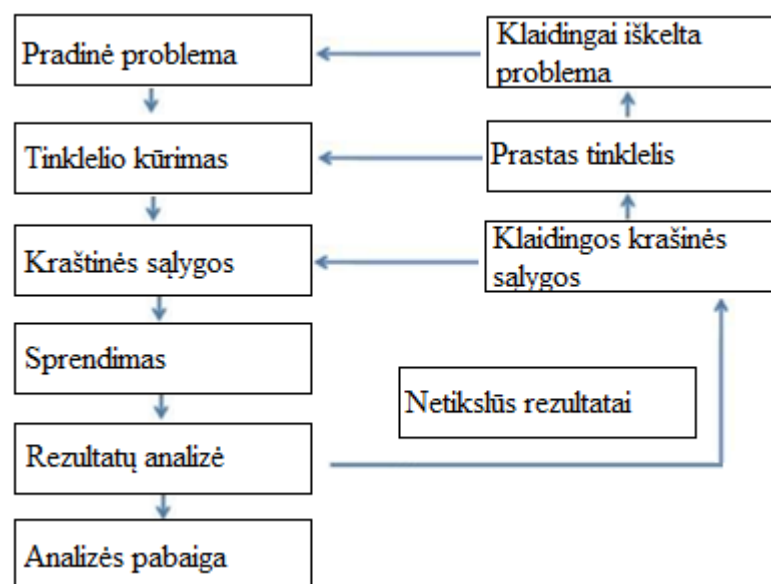
jų mikroskopinės savybės skiriasi labai žymiai. Kaip pagrindinės mikroskopinės savybės yra išskiriamos: tankis ir klampumas. Kitos savybės kaip Prandtl skaičius, šiluma įtakoja skysčius tik esant tam tikroms sąlygoms [14].

Skysčių tekėjimo greitis taip pat įtakoja skysčių savybes, nes esant lėtai tėkmei inerciją galima ignoruoti ir tada gaunamas laminarinis tekėjimas. Šis tekėjimo režimas yra labai svarbus mažų dalelių tėkmei, kaip tekėjimas aktytoje medžiagoje. Toliau didinant tėkmės greitį, tėkmė tampa nestabili ir tai generuoja daug atsitiktinių tekėjimo tipų vadinamų turbulencija [14]. Galiausiai, kai tekėjimo greitis padidėja iki garso greičio (Mach skaičius), susiformuoja apsikeitimas tarp kinetinės energijos ir vidinės skysčio netvarkos [14]. Kai tekėjimo greitis yra nedidelis, $Ma < 0,3$, tėkmė gali būti apibūdinama kaip spūdi, kai $Ma > 1$ tėkmė tampa viršgarsine ir tada susiformuoja smūgio jėga. Kai $Ma > 5$ toks tekėjimas jau tampa ultragarsiniu ir tai gali pakeisti ir cheminę skysčio struktūrą, nes kinta ir temperatūra. Daugeliu tekėjimo atveju klampumo efektas yra svarbus tik prie sienelių, taigi didžioji tėkmės dalis gali būti apibūdinta kaip neklampi [14].

Modeliavimo eiga:

1. Skysčių modeliavime vienas pagrindinių uždavinių yra skysčio (dujų) užimamos srities diskretizavimas. Visais metodais naudojama ta pati metodologija:

- Apibrėžiamas srities kraštas;
- Sritis padalijama į baigtines dalis;
- Apibrėžiamas modelis;
- Nusakomos kraštinės sąlygos;
- Modeliuojama situacija sprendžiant lygtis skaitiškai;
- Sprendinio vizualizavimas.



3.1 pav. Modeliavimo eigos struktūrinė schema [14]

Analizuojant modeliuojamą situaciją pirmiausia nustatomas proceso pobūdis [14]. Ar procesas stacionarus ar kintantis laike. Tai gali būti laminarinis tekėjimas, dvifazio srauto susidarymas, skirtingų fazinių būsenų maišymasis ar pernaša, įvairūs masės ir šilumos mainai, įvairių rūšių turbulencija, spinduliavimo reiškiniai, geometrijoje apibrėžtos judančios zonos (maišymas, turbinų

darbo ratai), vykstančios cheminės reakcijos [14]. Nustatomi modeliavimo tikslai. Pagal apibrėžtą fizikinį uždavinį, formuojamas domenas (*angl.* domain) – fluído kūnas. Šiam tikslui pasitelkiamos CAD programos.

Diferencialinių lygčių sprendimui naudojami keli pagrindiniai diskretizacijos metodai:

Baigtinių tūrių metodas (*angl.* Finite volume method) – standartinis metodas naudojamas daugelyje komercinės ir mokslinės programinės įrangos paketuose.

Baigtinių elementų metodas (*angl.* Finite element method) – metodas naudojamas konstrukcijų analizėje, bet tinkantis ir skysčių modeliavimo lygtims spręsti.

Baigtinių skirtumų metodas (*angl.* Finite difference method) – istoriškai svarbus ir lengvai programuojamas metodas.

Kraštinių elementų metodas (*angl.* Boundary element method) – skysčio užimamas sritis pagal kraštą suskirstoma į karkasinius paviršius.

2. Fluído kūno (domain) kūrimas

Pirmas žingsnis skysčių tekėjimo modeliavime yra apibrėžti ir sukurti skysčio tėkmės geometriją. Geometrija iš esmės aprašo koku kontūru tekės skystis, taip pat dažnai braižant geometriją jau žinoma ir tekėjimo kryptis – į ką atsižvelgiama jau braižant geometriją – ją atitinkamai optimizuojant. Svarbu, kad modeliuojamas paviršius būtų pakankamai didelis, kad skysčių dinamikos procesai spėtų pilnai susiformuoti [14].

3. Tinklelio (mesh) kūrimas (diskretizavimas)

Sekantis labai svarbus žingsnis pre-procesoriaus stadijoje yra kontūro (mesh) generavimas, nes skysčių dinamikos modeliavime reikalinga, kad paviršius, kuriuo arba kuriame teka skystis būtų suskaidytas į daugelį nepersidengiančių mažų dalių. Šio proceso metu yra sugeneruojamas kontūras arba atskiri elementai [14]. Skaidant paviršių svarbu atsižvelgti į dalinimo tankį, nes per tankus sudalijimas gali įtakoti ilgą skaičiavimą, nors rezultatai nebus ypatingai tikslūs, o per retas sudalijimas – gali įtakoti dideles skaičiavimų paklaidas. Nuo tinklelio kokybės ir detalumo aukštų parametru gradientų zonose labai priklauso sprendimo eiga ir rezultatai [14]. Naudojama įvairių metodų paviršiaus dalijimui, bet pagrindiniai naudojami paprastesni metodai. Dažnai generuojat tinklelį naudojamas struktūrinis ir nestruktūrinis kontūro generavimo metodai, tam kad sumodeliuoti tikslesnius modelius. Praktikoje ir komerciniuose skaitinių tyrimų paketuose plačiausiai taikomas metodas yra baigtinių tūrių [14].

4. Fizikinės savybės

Dažniausiai fizikinių savybių pasirinkimas ir skysčių savybių įvedamas per programinio paketo naudotojo sąsają. Taip pat dažnai jau būna surinkta tam tikrų skysčių fizikinių savybių duomenų bazė, iš kurios galima pasirinkti norimą skystį arba jį pakoreguoti, kad atitiktų modeliuojamą. Norint gauti kuo tikslesnius modeliavimo rezultatus, reikia kuo tiksliau apibrėžti fizikines savybes. Reikia nuspręsti, ką įtraukti į modelį, o ką galima ignoruoti – nes kiekvienos papildomos fizikinės savybės apibrėžimas įtakoja sprendinį ir tuo pačiu modelio sprendimo laiką [14].

5. Kraštinės sąlygos

Nustatomos aplinkybės ir pradinės sąlygos, apibūdinančios skysčių tekėjimą. Dažnai šie ribojimai ir aplinkybės yra susijusios su skysčio įtekėjimo ir ištekėjimo į modeliруемą zoną arba tam tikras sritis modeliujamoje zonoje [14]. Įvedami skysčio įtekėjimo ir ištekėjimo kraštai, su šiomis sąlygomis galima įvesti ir papildomus parametrus tokius, kaip slėgis, temperatūra, kurie dažniausiai įvedami per naudotojo

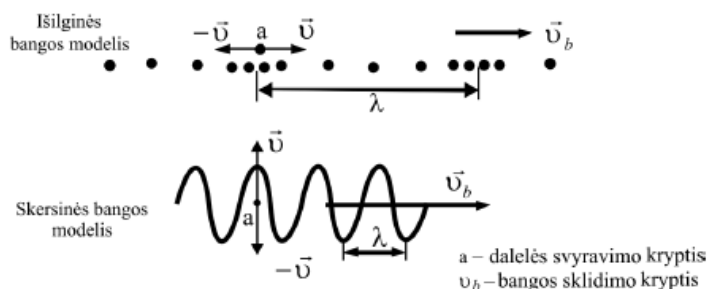
grafinę sąsają. Galima ir net dažnai reikia įvesti kitas sąlygas, tokias kaip simetrijos tiesę, apie kurią vyksta modeliavimas – tai pagreitina modelio sprendimą [14].

6. Lygčių sprendimo inicijavimas ir kontrolė

Skysčių tekėjimo modeliavimo lygtys yra pakankamai sudėtingos, sprendžiamos skaitiniais metodais. Dažniausiai iteracinis skaičiavimas pareikalauja papildomų lygčių parametrų, tokių kaip klampumas, slėgis, temperatūra [14]. Šiame etape naudotojo priežiūra yra būtina, nes teisingai inicijavus skaičiavimo procesą – pasirinkus tinkamiausius metodus ar algoritmus, rezultatai gaunami per trumpesnę laiką, o neteisingai parinkti pradiniai parametrai skaičiavimą gali nuvesti netgi iki divergavimo. Dabar komerciniuose produktuose aktyviai naudojami Algebraic Multi Grid (AMG) algoritmai, kurie naudojami interpoliuojant, reikalauja taip pat didelės naudotojo priežiūros [14]. Stebint paklaidų dinamiką galima daryti prielaidas apie būsimus rezultatus, esant reikalui – nutraukti skaičiavimą. Skaičiuojamosios fluidų dinamikos ribojantis faktorius yra skaičiavimo paklaidos. Jos atsiranda dėl apvalinimo, lygčių netikslumo, priimant įvairias prielaidas, pačio iteracinio metodo, kraštinių sąlygų netikslumo, geometrijos supaprastinimo ir kitų priežasčių [14]. Prieš sprendimą nurodoma konvergavimo sąlyga – paprastai paklaidų dydis (pvz. 10⁻⁴), kurį pasiekus stabdomas skaičiavimas. Inicijavus skaičiavimą vyksta vidinių duomenų susiejimas ir dažniausiai naudotojas turi galimybę stebėti šio proceso eigą. Taip pat vyksta lygčių sprendimas ir jo metu naudotojas gali sekti įvairius parametrus, tokius kaip atliktų iteracijų kiekis, pasirinktų kintamųjų parametrų reikšmės ar jų grafikus - tam kad sekti skaičiavimo proceso eigą [14].

3.2 Garsas, akustika

Garsas atsiranda, kai kažkas vibruoja. Vibruojantis kūnas sukelia aplinkos (vandens, oro ar kt.) vibraciją aplink kūną. Vibracija ore vadinama keliaujančiomis išilginėmis bangomis, kurias galime išgirsti. Garso bangos susideda iš aukšto ir žemo slėgio sričių, vadinamų sutankėjimais ir praretėjimais (2.1 pav., a ir b). Kai susitinka dvi bangos, gali būti dviejų rūšių trukdžių modeliai; konstruktyvus ir destruktivus. Konstruktyvus rezultatas yra tada, kai dvi vienodos bangos formos susijungia ir sukuria didesnę garso bangą. Destruktyvus, kai dvi skirtingos bangos formos susitinka ir nutildo viena kita. Žmogus girdi išilgines nuo 16 Hz iki 20000 Hz dažnio garso bangas [15].



3.2 pav. Išilginės, skersinės bangos [3]

Garso slėgio lygis matuojamas decibelais (dB). Prietaisais matuojamas garso slėgis kitaip gali būti vadinamas triukšmu.. Decibelio skalėje mažiausias garsinis garsas (beveik visiškai tylu) yra 0 dB. 10 kartų galingesnis garsas yra 10 dB. Garsas, kuris yra 100 kartų galingesnis nei beveik visiškai tylu, yra 20 dB. 1000 kartų stipresnis garsas nei beveik visiškai tylu yra 30 dB [17]. Bet koks garsas, viršijantis 85 dB, gali sukelti klausos praradimą, o praradimas susijęs tiek su garso galia, tiek su klausymo trukme. Aštuonios valandos 90 dB garso gali pakenkti ausims; bet koks 140 dB garso poveikis kelia tiesioginę žalą ir sukelia skausmą [17].

Garso slėgiu vadinamas skirtumas tarp momentinės garso slėgio vertės ir vidutinio slėgio, terpėje be garso bangų. Matavimo vienetas paskalis (Pa). Garso slėgio vienetas išreikštas decibelais (dB) yra sąlyginis garso pokytis. Žmogaus ausis nereaguoja į absoliučiuosius garso pokyčius. Yra nustatyti leidžiami garso slėgio lygiai vidutinio geometrinio dažnio juostos oktavoje. Apytiksliai triukšmo ekvivalentinė norma gali būti išreiškiama vienu skaičiumi – garso lygiu (dB) [23].

3.1 lentelė. Pagrindiniai garso kintamieji dydžiai

Fizikinis dydis	Lygtis	Matavimo vienetai
Slėgis	$P = P + p(r,t)$	Paskalis
Greitis	$U = U + u(r,t)$	Metrai per sekundę
Tankis	$\rho = \rho + \sigma(r,t)$	kg/m ³

Kai elektromagnetinė banga pažeidžia medžiagos atomus, tos bangos energiją sugeria. Energijos absorbcija sukelia atomų elektronų vibraciją [24]. Po trumpo vibracinio judesio vibruojantys elektronai sukuria naują elektromagnetinę bangą, kurios dažnis yra toks pat kaip ir pirmoji elektromagnetinė banga. Nors šios vibracijos įvyksta tik labai trumpą laiką, jos atideda bangos judėjimą per terpę [24]. Kai elektromagnetinės bangos energija atkuriamą atomu, ji keliauja per mažą erdvės tarpą tarp atomų. Kai jis pasiekia kitą atomą, elektromagnetinė banga yra absorbuojama, transformuojama į elektronų vibracijas ir po to atkuriamą kaip elektromagnetinė banga. Tuomet svyruojančią terpę (kūną ar tašką) veikia tamprumo jėga, proporcinga nuokrypiui nuo pusiausvyros padėties $F = -kx$, čia k – tamprumo koeficientas, x – nuokrypis.

Taikomas antrasis Niutono dėsnis:

$$ma = -kx; \tag{2}$$

čia m – svyruojančio kūno masė, a – pagreitis.

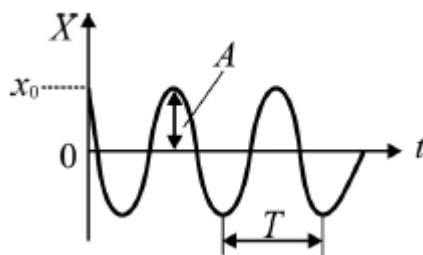
Pagreitis yra antroji poslinkio išvestinė laiko atžvilgiu:

$$a = \frac{d^2x}{dt^2}, \tag{3}$$

Ciklinis dažnis lygus svyravimų skaičiui per 2π sekundžių:

$$\omega_0 = 2\pi\nu_0; \tag{4}$$

čia ν_0 – savųjų svyravimų dažnis. Tai svyravimų skaičius per sekundę. SI dažnio vienetas hercas: $1 \text{ Hz} = 1 \text{ s}^{-1}$.



3.3 pav. Harmoninio svyravimo grafikas [3]

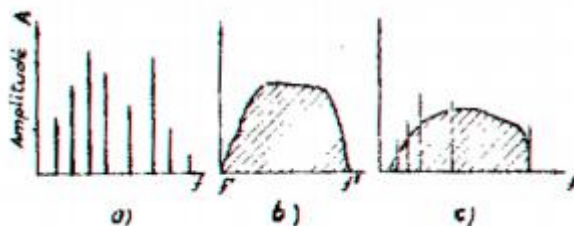
Harmoninio svyravimo grafikas vaizduoja svyruojančios dalelės padėtį bet kurio laiko momentu [3]. Žmogaus apsauga nuo triukšmo keliamo pavojaus įvedus naujus technologinius gamybos procesus tapo vienu svarbiausiu tyrimų objektu. Didėjant gamybos mašinų galingumui ir našumui, vis daugiau žmonių susiduria su intensyviu triukšmu, kuris veikia centrinę nervų sistemą taip sukeldamas įvairias ligas. Triukšmas darbo aplinkoje mažina darbingumą, o tai gali tapti nelaimingų atsitikimų priežastimi. Garsą sukelia vibruojantys kūnai, kuriuos veikia periodinės jėgos ir procesai, o tai sukelia skirtingų dažnių ir garsų derinį kuris trukdo darbui [17].

Žmogui girdimi garsai tie, kurie svyruoja nuo 20 iki 20000 Hz. Išmetimo sistemos garsas patenka į šį diapozoną, todėl yra svarbus nagrinėjant transporto priemonių sklaidžiamą triukšmą. Mažesnis už 20 Hz, vadinamas infraraudonųjų spindulių dažniu. Didesnis už 20000 Hz vadinamas ultragarsu. Šių dažnių žmogaus ausys negirdi, bet pasiekus tam tikrą intensyvumą jie kenkia žmogaus klausai [17].

Garso spektras - tai garsas, paprastai trumpas garso pavyzdys, atsižvelgiant į vibracijos kiekį kiekvienu atskiru dažniu. Paprastai jis pateikiamas kaip galios ar slėgio grafikas, kaip dažnio funkcija. Garso slėgis paprastai matuojamas decibelais, o dažnis matuojamas vibracija per sekundę (arba hercą, santrumpą Hz) arba tūkstančius vibracijų per sekundę (kilohercas, santrumpa kHz). Šiandien garso spektrai matuojami naudojant [22]:

- mikrofoną, kuris matuoja garso slėgį per tam tikrą laiko tarpą.
- analoginį skaitmeninį keitiklį, kuris konvertuoja jį į skaičių seką (atstovaujančią mikrofono įtampą) kaip laiko funkciją.
- kompiuteris, kuris atlieka skaičiavimus pagal šiuos skaičius.

Triukšmo spektrai:



3.4 pav. Triukšmo spektrai: a – linijinis arba diskretinis; b – ištisinis; c – mišrus [22]

Triukšmo mažinimo metodai:

1. Triukšmo mažinimas jo kilimo šaltinyje.
2. Garso izoliacija.
3. Garso absorbcija.
4. Virpesių izoliacija.
5. Virpesių slopinimas.
6. Individualios apsauginės priemonės.

Mažinti triukšmą jo kilimo šaltinyje – pats efektyviausias būdas, tačiau jį realizuoti dėl sudėtingų konstruktyvių mašinos pakeitimų ne visada galima. Tada taikomi kiti metodai [22].

3.3 Išmetimo sistemos garso kontroliavimas

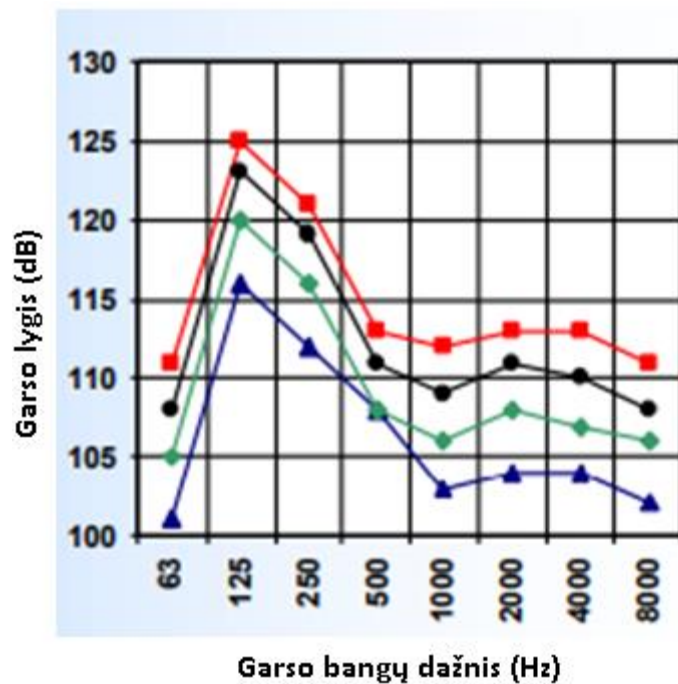
Išmetimo sistema turi kelias esmines charakteristikas, kurios apibrėžia kiek galima tobulinti pačią išmetimo sistemą nepaveikiant kitų jos charakteristikų [18].

- Didelis triukšmas (100 – 120 dB 1 metro atstumu)
- Aukštos temperatūros (500-600 C)
- Dideli dujų greičiai (25 – 50 m/s)
- Išmetamųjų dujų sudėtis
- Vamzdžių šiluminis plėtimasis

Naudingumo charakteristikos:

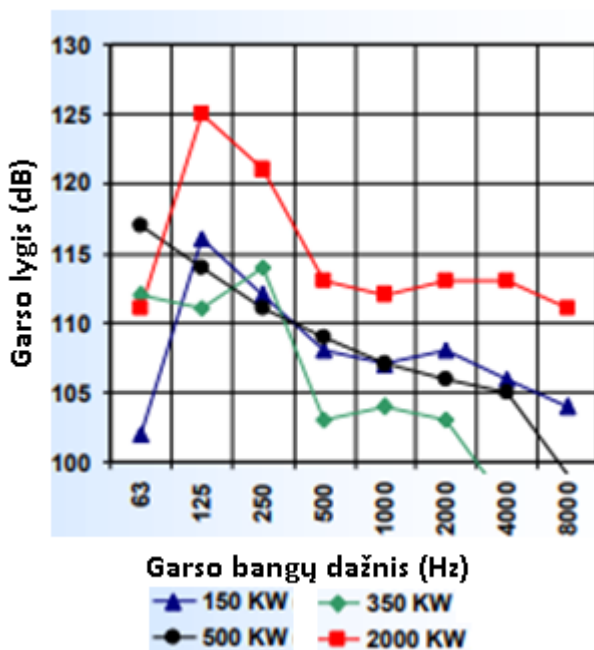
- Įeities nuostoliai (dB). Priklauso nuo konfigūracijos, dydžio, dažnio.
- Slėgio kritimas. Priklauso nuo dujų greičio ir sistemos konfigūracijos.
- Pačios sistemos sukurtas garsas

Variklio išmetimo garsas priklauso nuo apkrovos. Įprastai garso lygis pilnu variklio pajėgumu yra 10 dB didesnis nei laisvais sūkliais. Paveikslas žemiau rodo variklio išmetimo garso priklausomybę nuo apkrovos. Kreivė taip pat rodo, kad daugiausia variklio išmetimo garso kyla esant žemiems dažniams [18].



3.5 pav. Variklio bloko garsas nenaudojant slopintuvo [18]

Priešingai nei variklio bloko garsas, išmetimo sistemos garsas ryškiai keičiasi didinant variklio apkrovą. Garsas varijuoja tarp 110 - 120 dB matuojant vieno metro atstumu. Taip pat garso lygis ne visada priklauso nuo variklio galios, ką galima pastebėti sekančioje iliustracijoje. Išmetimo garsas taip pat gali būti paveiktas dėl kitų agregatų skirtų variklio galiai padidinti (turbina, turbokompresorius) [18].

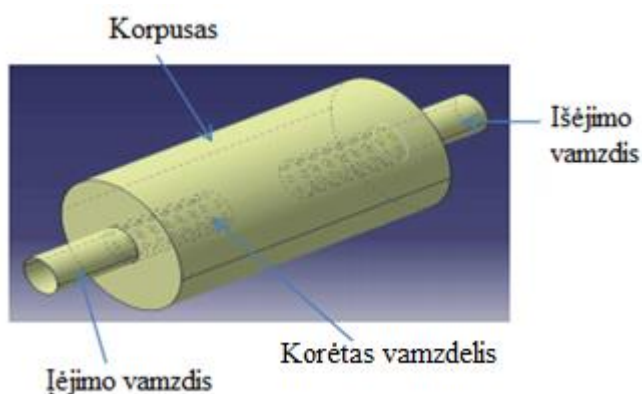


3.6 pav. Skirtingos galios variklio išmetimo sistemos garsas nenaudojant slopintuvo [18]

Išmetimo sistemos garso spektras visada siekia aukštus garso tonus, priklausomai nuo cilindro uždegimo. Variklio cilindro uždegimo tonas yra aukščiausias visoje išmetimo sistemoje. Žemiausias garso tonas visada yra degalų cilindre uždegimo metu. Variklio užvedimo metu garso tonas yra stipriausias viso variklio darbo metu.

3.4 Duslintuvo geometrijos tobulinimas

Viena iš automobilio sistemų, kuri tiesiogiai veikia vidaus degimo variklio efektyvumą yra išmetamųjų dujų išmetimo sistema. Teisingai suprojektavus jos konstrukciją, galima sumažinti priešpriešinį slėgį, o tai tiesiogiai atsiliepia variklio galiai. Išmetimo sistemoje duslintuvas yra vienas iš komponentų, kuri pasitelkus naujausius inžinerinius sprendimus leidžia koreliuoti efektyvumo parametrais [10]. Supaprastinta duslintuvo schema (3.7 pav.).



3.7 pav. Duslintuvo schema [10]

Išmetamosioms dujoms patekus iš variklio į išmetimo sistemą, jos pasklinda į įvairias puses įvairiomis kryptimis po visą išmetimo sistemą. Korėta duslintuvo vidaus konstrukcija bei fizinės kliūtys leidžia sumažinti duslintuvo skleidžiamą triukšmą, tačiau sukuria dujų pasipriešinimo slėgį. Padidėjęs slėgis apsunkina vidaus degimo variklio darbą, nes priverčia jį atlikti papildomą mechaninį darbą. Norint ištirti dujų tekėjimą vizualiai, nustatyti jų greitį ir slėgį naudojama CFD analizė. Šis analizės būdas yra skaitinis ir leidžia suskaičiuoti gan tikslius rezultatus [10].

Korėti vamzdeliai duslintuvo korpuse yra naudojami tam, kad karštos išmetamosios dujos per skylutes patektų į duslintuvą ir atliktų tam tikrą judėjimą jame. Vamzdžio skersmuo yra apskaičiuotas pagal visos sistemos reikalavimus. Tarpai tarp skylių taip pat turi seką, taip siekiama sumažinti sistemos nuostolius [10].

Korėta duslintuvo vidinė konstrukcija naudojama tam, kad garso bangos lūžtų ir būtų sumažinamas triukšmas. Taip pat tokia konstrukcija priverčia išmetamąsias dujas keisti judėjimo kryptį ir greitį, dėl ko dalis kenksmingų dalelių nusėda išmetimo sistemoje nepatekdamos į aplinką. Kiekviena išmetimo sistema yra projektuojama taip, kad išmetamosios dujos sukeltų kuo mažesnę pasipriešinimo slėgį, o garsas būtų slopinamas kuo efektyviau [10].

Dujų pasipriešinimo slėgio išvengti yra sudėtinga. Dujos negali tekėti ten kur slėgis yra didesnis. Padidėjus pasipriešinimo slėgiui, padidėja pasipriešinimas išmetamųjų dujų slėgiui, kurios atiteka iš vidaus degimo variklio. Slėgis pats savaime yra skaliarinis dydis, nes jis neturi krypties. Todėl jų pasiskirstymas duslintuve priklauso tik nuo jo konstrukcijos. [10].

Pasekmės padidėjus priešpriešiniam slėgiui:

- Variklis turi atlikti didesnę mechaninį darbą, to pasekmė padidėjęs degalų sunaudojimas, kenksmingųjų dalelių išmetimas į aplinką. Kuo daugiau sudeginama kuro, tuo daugiau yra išmetamųjų dujų išmetimo sistemoje, kurios padidina visos sistemos temperatūrą. Padidėjus temperatūra paspartina korozijos procesą taip sumažindama išmetimo sistemos ilgaamžiškumą [7].
- Didesnis slėgis paveikia turbinos darbą, kuri paveikia oro ir degalų mišinį (pakeičia jo santykį). Tai gali lemti didesnę mechaninį darbą vidaus degimo varikliui. Priešpriešinis slėgis neleidžia dujoms sklandžiai pasišalinti iš variklio cilindrų (atmosferiniuose varikliuose). Kyla išmetamųjų dujų recirkuliacija. Padidėja išmetamųjų dujų kiekis [7].
- Dyzeliniuose varikliuose padidėjęs slėgis tiesiogiai veikia turbiną, nes pasikeičia oro ir degalų mišinys. Gali sukelti turbinos gedimą, kuris dažniausiai pasireiškia alyvos nutekėjimu į išmetimo sistemą. Alyva katalizatoriuje gali jį užkimšti taip sugadindama išmetimo sistemą [7].

3.5 Variklio išmetimo sistemos garso tonai

Variklio išmetimo sistemos garso stiprumas priklauso nuo garso tono kuris yra sukuriamas vidaus degimo variklio užvedimo ar darbo metu. Tonas savaime priklauso nuo to kelių darbo taktų vidaus degimo variklis yra, bei kiek jis turi cilindrų. Žemiau pateikiamos minėtų sąlygų priklausomybės [18].

- Cilindro uždegimo dažnis (CUD)

$$\text{CUD} = \text{Sūkliai}/60 - 2 \text{ taktų varikliams} \quad (5)$$

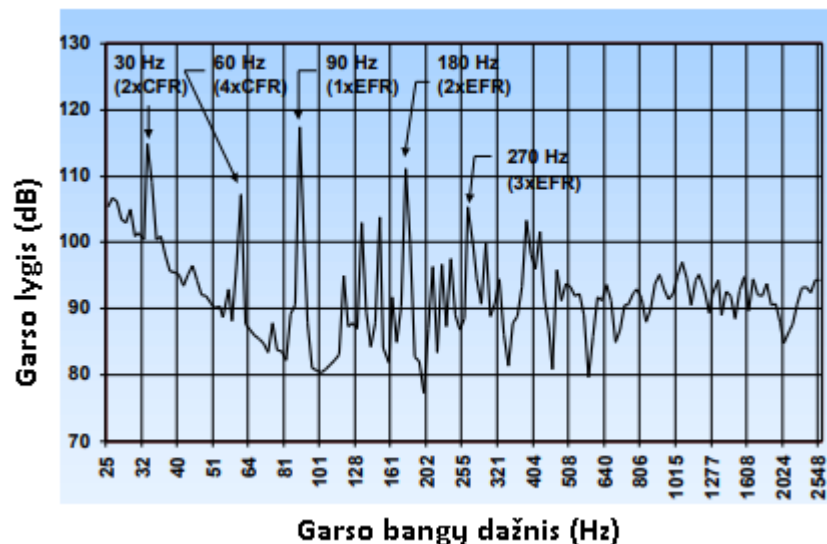
$$\text{CUD} = \text{Sūkliai}/120 - 4 \text{ taktų varikliams} \quad (6)$$

- Variklio uždegimo dažnis (VUD)

$$\text{VUD} = n(\text{CUD}); \text{ n-cilindrų skaičius} \quad (7)$$

Harmoniniai svyrimai

Žemiau esanti iliustracija vaizduoja skleidžiamų dažnių garsą 6 cilindrų variklyje, galia 500kW, sūkliai 1800 sūkių per minutę. Matavimai buvo atlikti matuoklį laikant 1m atstumu nuo variklio, kuris dirbo pilnu pajėgumu. Vertėtų atkreipti dėmesį į 90Hz toną, kuris yra variklio uždegimo dažnis. Esant šiam tonui pasiekiamas didžiausias garsas, o tai patvirtina, kaip ir anksčiau minėta, jog didžiausias skleidžiamas tonas atsiranda variklio užvedimo metu [18].

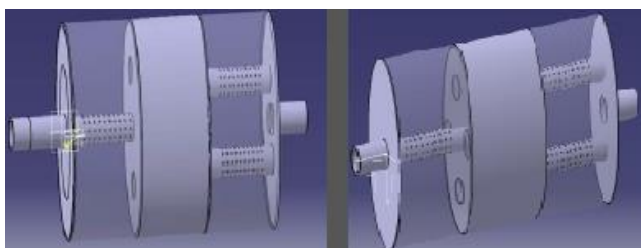


3.8 pav. 500kW variklio išmetimo garso tonas [18]

Dažniausiai išmetimo sistemose naudojami reaktyvūs duslintuvai. Garsas yra priverčiamas pereiti slopinančias terpes bei specialius vamzdelius. Kiekvienas išmetimo sistemos elementas turi savus garso slopinimo parametrus. Bandant juos apjungti ir efektyviai išnaudoti yra kuriami išmetimo sistemos bakeliai [18].

3.6 Automobilio išmetimo sistemos duslintuvo dizaino tobulinimas ir tyrimas

Projektuojant duslintuvo dizainą išskiriami keletas pagrindinių parametru, į kuriuos svarbu atsižvelgti, norint paruošti optimalią konstrukciją. Pagrindiniai parametrai yra duslintuvo nuostoliai, perdavimo nuostoliai, priešpriešinis slėgis, garso slėgis, kaina, dizainas. Nuo jų priklauso variklio darbo parametrai, bei paties duslintuvo eksploataciniai ypatumai bei patvarumas. Šie parametrai panagrinėjami plačiau [11].

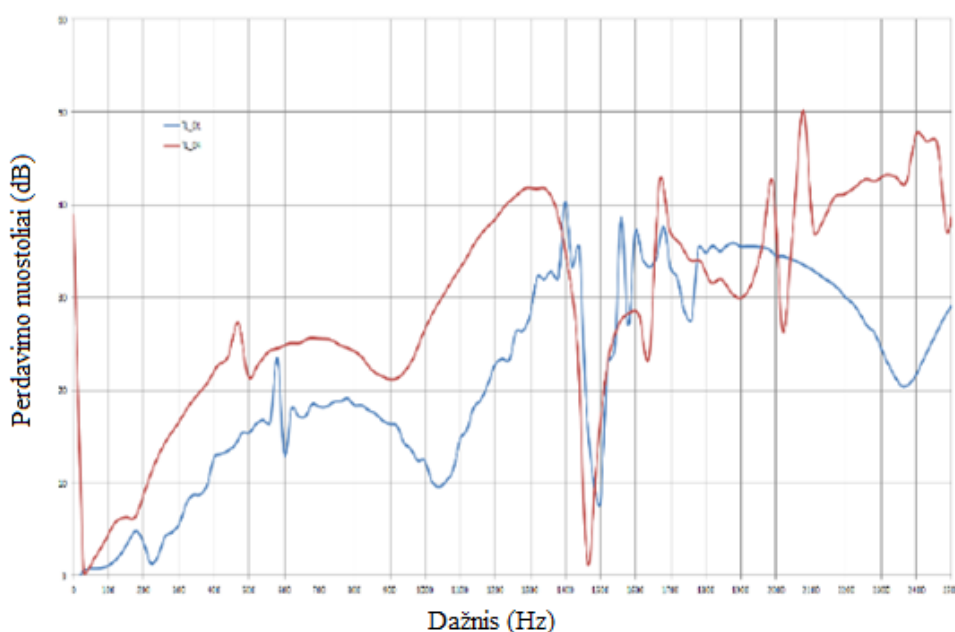


3.9 pav. Skirtingo ilgio ir pločio duslintuvai [11]

- Duslintuvo nuostoliai. Apima visų parametru, kurie priklauso nuo duslintuvo efektyvumo nagrinėjimą. Efektyvus duslintuvus sumažina garso slėgį tiek kiek numato gamintojas, tuo pačiu išlaikydamas pasipriešinimo slėgį dujoms kuo mažesni. Garso nuostoliai apibūdinami kaip garso lygis išėjus duslintuvą skirtumas su garso lygiu prieš jam patenkant į duslintuvą. Kitaip tariant, kiek yra sumažinamas garso slėgis. Atsižvelgiant į šiuos parametrus galima pradėti projektuoti duslintuvo konstrukciją priklausomai nuo to kokiam lengvajame automobilyje jis bus naudojamas [11].
- Perdavimo nuostoliai. Perdavimo nuostolis yra parametras, kuris nusako kiek keičiasi parametras pereidamas duslintuvą. Jis priklauso nuo duslintuvo vidinės konstrukcijos, variklio

parametrų ir visos išmetimo sistemos. Perdavimo nuostoliai grafike parodo kiek yra slopinamas garsas esant tam tikram garso bangų dažnių intervalui [11].

- **Priešpriešinis slėgis.** Tai yra slėgis, kuris atsiranda dujoms sklindant varžomai, t.y. užkliuvus už specialiosios konstrukcijos skirtos sumažinti triukšmo lygį ar sulaikyti kietąsias daleles.. Garso slopinimo stiprumas dažniausiai yra tiesiogiai proporcingas pasipriešinimo slėgiui. Reaktyviajame duslintuve, dėl sudėtingos jo konstrukcijos, gali kilti dujų sūkuriai, o dėl to smarkiai padidėti pasipriešinimo slėgis, kuris tiesiogiai veikia vidaus degimo variklio galią. Kuo sudėtingesnė konstrukcija, kuri neleidžia sklandžiai išmetamosioms dujoms patekti į atmosferą, tuo sukiamas vis didesnis pasipriešinimo slėgis ir trukdoma variklio darbui [11].
- **Dydis.** Erdvė automobilio kėbule, kuriame montuojamas duslintuvas daug apsprendžia išmetimo sistemos konstrukciją. Kuo daugiau turima vietos, tuo sudėtingesnė ir inovatyvesnė konstrukcija gali būti suprojektuota. Turint ne daug vietos projektuojamos nesudėtingos, tačiau neefektyvios sistemos. Nuo duslintuvo sudėtingumo gali žymiai priklausyti išmetimo sistemos kaina, o tuo pačiu ir viso automobilio. Kuo optimalesnė duslintuvas tuo geriau ir gamintojui ir vartotojui [11].
- **Keliamas triukšmas.** Pagrindinė duslintuvo funkcija yra sumažinti garso slėgį, o tai užtikrina automobilio vairuotojo bei keleivių komfortą. Išmetimo sistema taip pat atlieka išmetamųjų dujų nukreipimo nuo automobilio funkciją, tuo pačiu neleidama joms patekti į automobilio saloną [11].



3.10 pav. Skirtingo ilgio ir pločio duslintuvų perdavimo nuostolių palyginimas. Mėlyna – pirmas, raudona – antras [11]

Iš duomenų matyti, kad antrasis duslintuvas kuris yra ilgesnis ir didesnio skersmens garsą slopina daugiau, nes gauti didesni perdavimo nuostoliai nei pirmame duslintuvo tipe.

3.7 Modeliavimas naudojant analitinius skaičiavimus

Teisingai sumodeliuotas duslintuvas praktiškai turi patenkinti bent penkias jam keliamas sąlygas:

- Akustinis kriterijus, kuriuo nustatomas minimalus triukšmo mažinimas. Eksploatavimo sąlygos turi būti tiksliai žinomos dėl didelių pastovaus srauto greičių arba kitų kintamųjų staigaus pokyčio, kurie gali pakenkti akustiniam veikimui.
- Aerodinaminis kriterijus, nustatantis maksimalų priimtina vidutinį slėgio kritimą, dujoms pereinant duslintuvą esant tam tikrai temperatūrai ir masės srautui.
- Geometrinis kriterijus, nurodantis didžiausią leistiną tūrį ir formos apribojimus.
- Mechaninis kriterijus, kuris gali nurodyti medžiagas, iš kurių duslintuvas yra patvarus ir nereikalauja dažno remonto.
- Ekonominis kriterijus, kuris nusako duslintuvo kainos konkurencingumą rinkoje [19].

Pirmas žingsnis modeliuojant yra nusistatyti tikslą, panaudojant panašius tiriamos srities modelius. Tas atliekama analitiškai skaičiuojant duslintuvą. Priklausomai nuo vidaus degimo variklio sistemos parametru, prie kurio yra sumontuotas tiriamasis duslintuvas, yra atliekami analitiniai skaičiavimai [19].

Teoriniai skaičiavimai:

Išmetimo sistemos garso tonas yra suskaičiuojamas naudojant sekančią formulę:

$$\text{CUD} = \text{Sūkliai per min.}/60 - 2 \text{ taktų varikliams}; \quad (8)$$

$$\text{CUD} = \text{Sūkliai per min.}/120 - 4 \text{ taktų varikliams}, \quad (9)$$

čia (CUD) Cilindro uždegimo dažnis.

Remiantis teorija apie duslintuvo akustinius parametrus skirtingiems varikliams, duslintuvo tūriui suskaičiuoti naudojama sekanti formulė:

Duslintuvo tūris (V_m):

$$V_m = V_f \cdot \left[\frac{\pi}{4} (d^2 \cdot l) \right] \cdot (n/2); \quad (10)$$

čia n – vidaus degimo variklio cilindru skaičius; V_f – cilindro tūris (m^3); d – cilindro skersmuo (m); l – cilindro ilgis (m).

Šioje darbo stadijoje duslintuvo modeliuotojui reikia įvertinti lengvojo automobilio konstrukciją ir įvertinti ar suskaičiuoto tūrio duslintuvas telpa į automobilio konstrukciją jam suprojektuotoje vietoje. Priklausomai nuo skaičiavimų modeliuotojas paruošia kelias duslintuvo koncepcijas kurios atitinka gautą duslintuvo tūrį [19].

Kiekvienas reaktyvusis duslintuvas savo konstrukcijoje turi vamzdelius su išgręžiotomis skylutėmis, kurios atlieka didelį darbą slopinant vidaus degimo variklio sukeltą triukšmą. Skersmuo, kuriuo turi būti išgręžtos skylutės, suskaičiuojamas pagal formulę:

$$d_1 = \frac{1,29}{\sqrt{N}}; \quad (11)$$

čia N – variklio sūkių skaičius (aps/min);

Poringumas suskaičiuojamas pagal formulę:

$$\sigma = \frac{\left(\frac{\pi}{4} d l^2\right)}{c^2}; \quad (12)$$

čia c^2 – šviesos greitis (m/s); d – rezonuojančio vamzdelio skersmuo (m); l – rezonuojančio vamzdelio ilgis (m).

Modeliuojant duslintuvą pažymėtina, kad esant mažam poringumui padidėja išmetamųjų dujų pasipriešinimas tuo pačiu padidindamas priešpriešinį slėgį. Šioje stadijoje skylių skersmuo, išdėstymas ir tankis yra parenkami ir daugiau nekeičiami modeliavimo metu. Toliau galimas duslintuvo vidinės konstrukcijos koncepcijų ruošimas skaitiniam modeliavimui [19].

Akustikos perdavimo nuostoliai (Transmission loss) – apibūdina duslintuvo parametą, kuris nusako duslintuvo efektyvumą slopinant garsą. Kuo didesni perdavimo nuostoliai, tuo efektyviau slopinamas garsas, šiuo atveju - duslintuve. Iš esmės perdavimo nuostoliai tai yra skirtumas garso lygio reikšmės ties įėjimu su reikšme ties išėjimu.

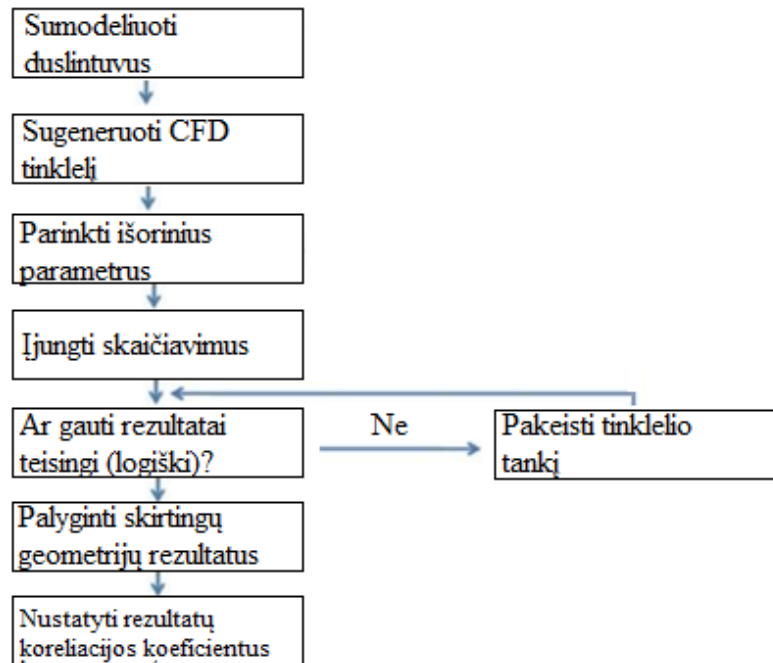
$$TL = L_{Wi} - L_{Wo} = 10 \log_{10} \left| \frac{S_i p_i^2}{S_o p_o^2} \right|, \quad (13)$$

čia L_{Wi} , L_{Wo} – garso lygis ties duslintuvo įėjimo ir išėjimo kanalais; S_i , S_o – duslintuvo įėjimo ir išėjimo kanalų plotas; p_i , p_o – akustinis slėgis ties duslintuvo įėjimo ir išėjimo kanalais.

4 Duslintuvų skaitinė, eksperimentinė ir analitinė analizė

4.1 Skaitinės analizės metodologija

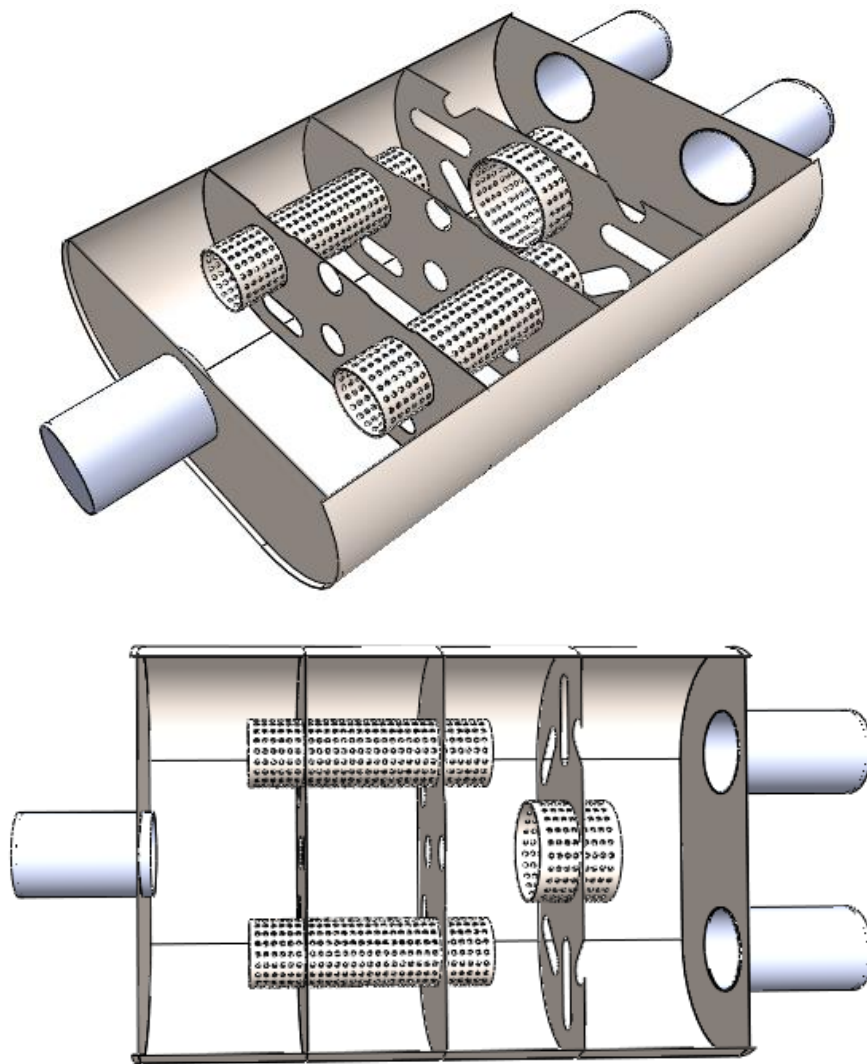
Panaudojant struktūrinę schemą rezultatams gauti, sumodeliuojami trys skirtingi duslintuvai „SolidWorks“ programoje ir suskaičiuojamas dujų greitis bei priešpriešinis slėgis juose naudojant „Flow Simulation“. „ANSYS AIM“ programos paketu nustatomi akustiniai perdavimo nuostoliai (garso slėgio nuostoliai). Panaudojant B tipo duslintuvą nustatoma šių visų parametų koreliacija.



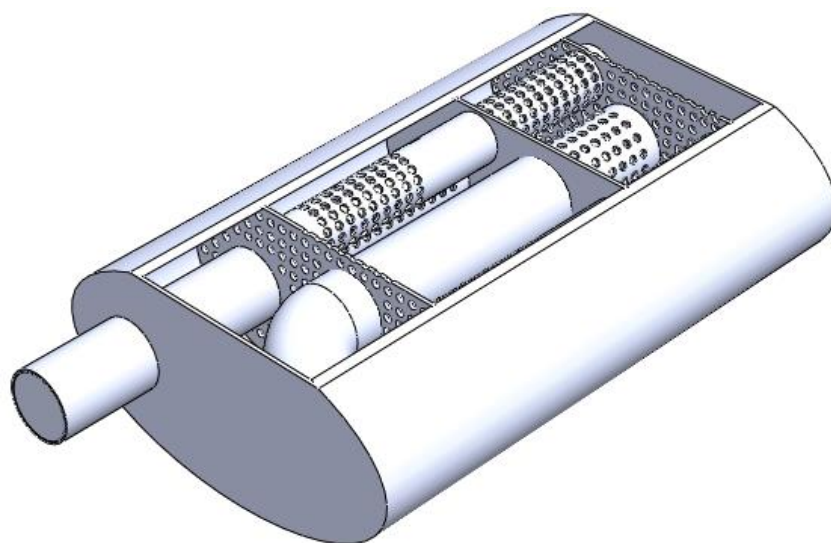
4.1 pav. Schema rezultatams gauti

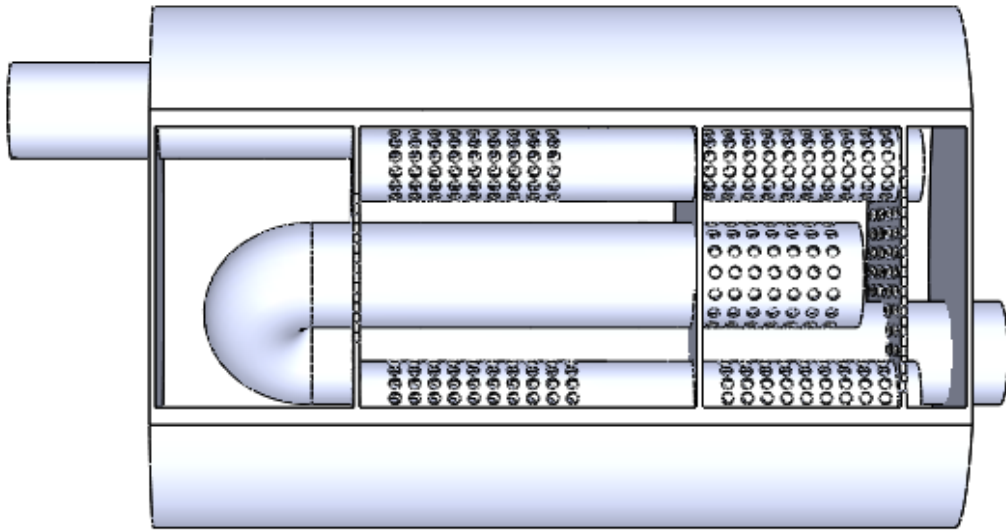
4.2 Sumodeliuoti duslintuvai

Sumodeliuoti duslintuvai atitinka eksperimentiniu būdu tiriamus duslintuvus, naudojami tose pačiose išmetimo sistemose su skirtingais vidaus degimo varikliais. A tipo duslintuvus naudojamas dyzelinio variklio išmetimo sistemoje, o konstrukcija pasižymi tuo, kad jame yra rezonanciniai vamzdeliai ir viena įėjimo bei dvi išėjimo angos. B tipo duslintuve yra du rezonanciniai vamzdeliai, tačiau jie yra ilgesni ir lankstytos formos. Šis duslintuvus turi vieną įėjimo ir vieną išėjimo angą. C tipo duslintuvus ypatingas tuo, kad turi supaprastintą konstrukciją, kurioje nėra rezonatorių ar kitų sudėtingų konstrukcinių sprendimų.

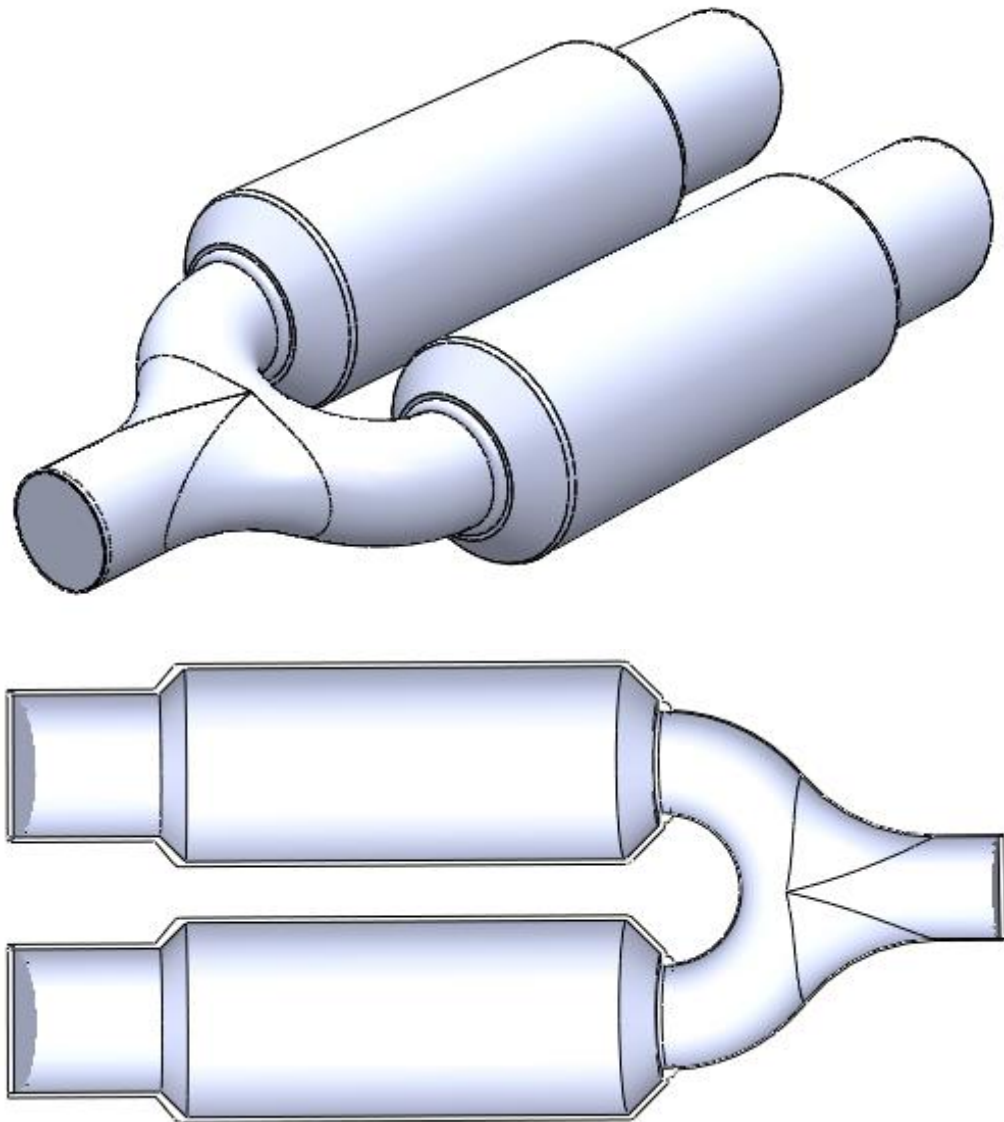


4.2 pav. A tipo (dyzelinio VDV) duslintuvas





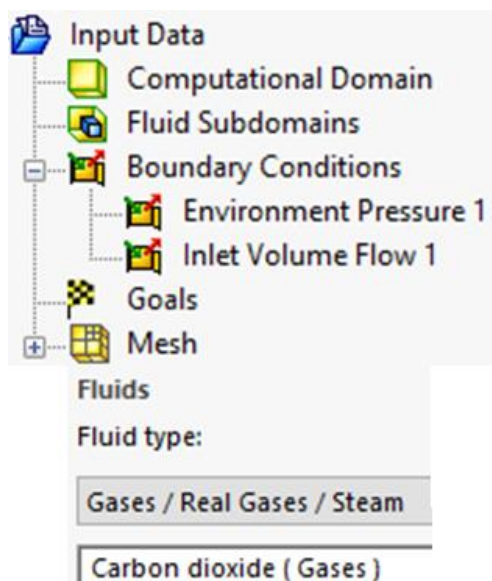
4.3 pav. B tipo (benzininio VDV) duslintuvas



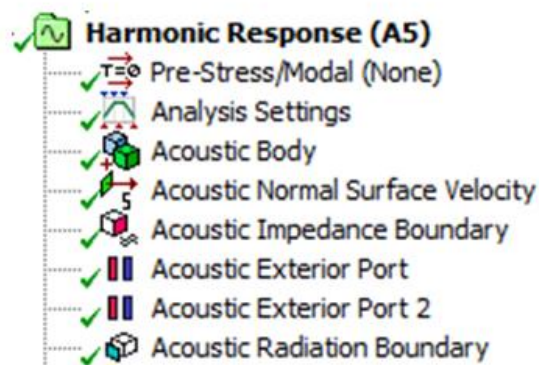
4.4 pav. C Tipo (universalus) duslintuvas

.1 lentelė. Kraštinės sąlygos

Pagrindiniai mazgai	Debitas (m ³ /s)	Statinis slėgis (Pa)	Įėjimo, išėjimo kanalai	Slėgis paviršių	Garso slėgio zonos	Tinklelis (m)	Garso bangų dažnis (Hz)
Įėjimas, išėjimas, akustinis objektas.	0,054	101325	1 įėjimo, 1 arba 2 išėjimo	Įėjimo kanalui	Įėjimo ir išėjimo kanalams	0,0015	Nuo 1000 iki 3000

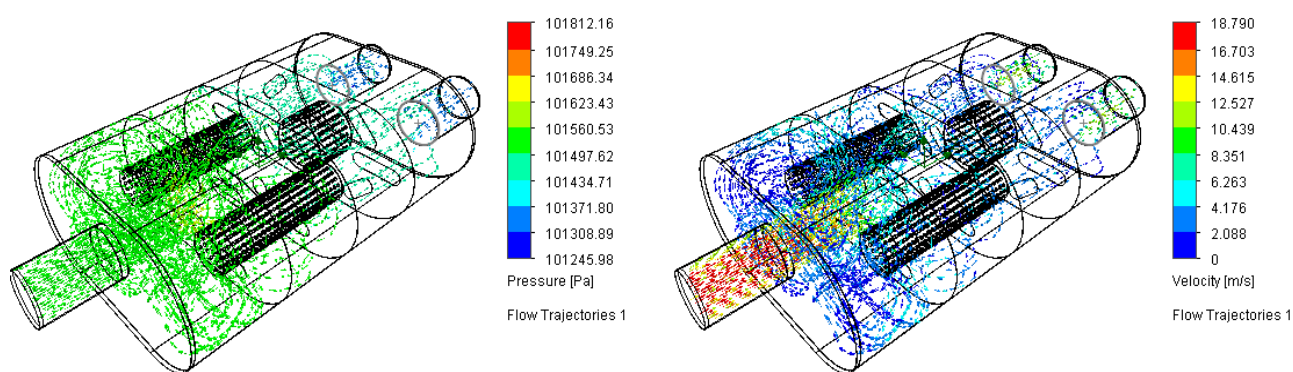


a



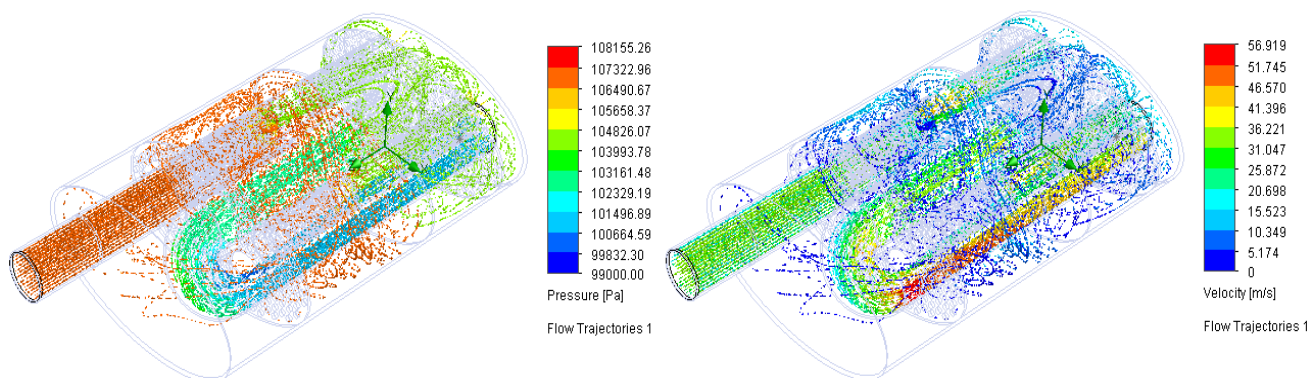
b

4.5 pav. Kraštinės sąlygos „SolidWorks Flow Simulation“ aplinkoje (a) ir „ANSYS AIM“ (b) aplinkoje



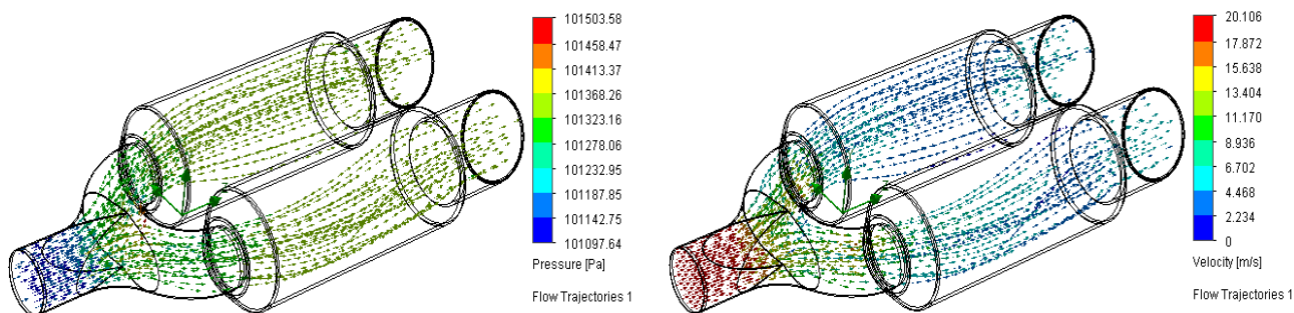
4.6 pav. Priešpriešinį slėgį bei išmetamųjų dujų greitį A tipo duslintuve

Nustačius priešpriešinį slėgį A tipo duslintuve nustatyta, kad daugiausia pasiekiamas 101812 Pa slėgis, mažiausias 101246 Pa. Matyti, kad slėgis keičiasi nežymiai, tai lemia išmetamųjų dujų sklandus perėjimas per duslintuvą, nes jame nėra palyginti sudėtingos konstrukcijos, dėl kurios dujos sudarytų sūkurius ar pan. Dujų patekimo į atmosferą greitis siekia 18,8 m/s. Greitis didžiausias dujoms vos tik patekus į duslintuvą, mažiausias išeinant iš duslintuvo.



4.7 pav. Priešpriešinis slėgis bei išmetamųjų dujų greitis B tipo duslintuve

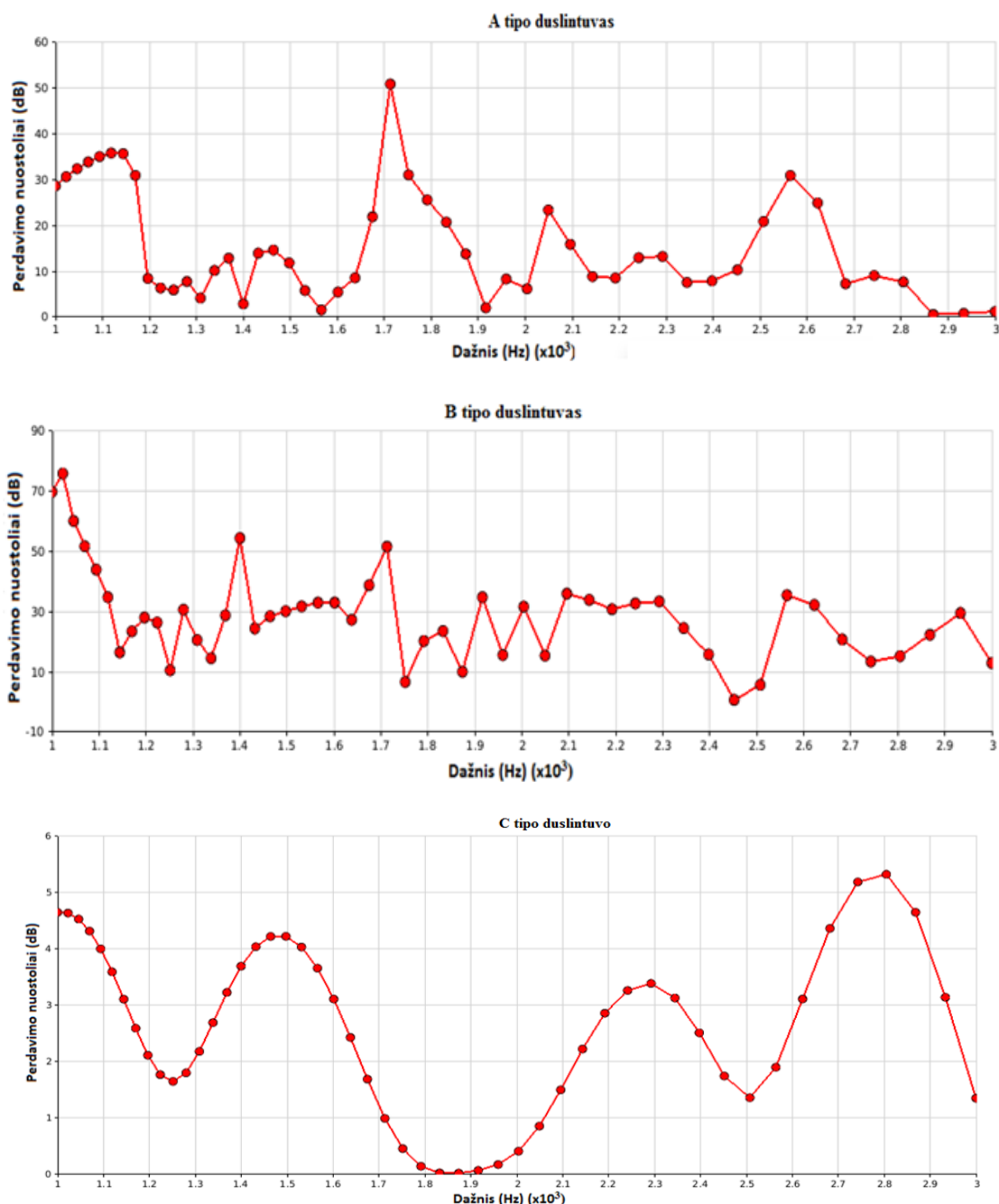
B tipo duslintuve slėgis keičiasi šiek tiek daugiau nei A tipo duslintuve. Didžiausias priešpriešinis slėgis siekia 108155 Pa, o mažiausias 99000 Pa. Didesnis slėgio pokytis rodo, kad duslintuvas yra sudėtingesnės konstrukcijos, išmetamosioms dujoms sunkiau patekti į aplinką. Rezonatorių ir sienelių skylutės verčia dujas dažnai keisti kryptį. Išmetamųjų dujų greitis siekia 56,92 m/s. Didžiausias greitis bei mažiausias priešpriešinis slėgis pasiekiami išmetimo vamzdyje. Jame mažiausiai kliūčių išmetamosioms dujoms patekti į atmosferą.



4.8 pav. Priešpriešinis slėgis bei išmetamųjų dujų greitis C tipo duslintuve

C tipo duslintuve, dėl jo ypatingai paprastos konstrukcijos išmetamųjų dujų slėgis keičiasi mažiausiai iš visų modelių. Didžiausias slėgis siekia 101503 Pa, mažiausias 101097 Pa. Duslintuvo konstrukcijoje nėra nei vieno rezonatoriaus ar pertvaros, kuri galėtų sukliudyti dujoms sklandžiai tekėti duslintuvo korpuse, visame tekėjime duslintuve jos nei karto nekeičia savo tekėjimo krypties. Dujų greitis jame siekia 20,1 m/s. Tokios konstrukcijos duslintuvai yra efektyviausi vidaus degimo varikliui galios atžvilgiu, tačiau mažiau efektyvus garso slėgio slopinimui.

Garso slėgio perdavimo nuostoliams suskaičiuoti visi modeliai įkeliami į „ANSYS“ programą, o rezultatams gauti panaudojamas „ANSYS AIM“ papildinys. Visi modeliai yra pritaikomi šiam tyrimui, t.y. duslintuvai padaromi pilnaviduriai, o ten kur yra korpusas, rezonatoriai ir sienelės, paliekama tuščia erdvė. Parenkamas garso bangų dažnio intervalas nuo 1000 Hz iki 3000 Hz. Programa suskaičiuoja akustinius (garso slėgio) perdavimo nuostolius.



4.9 pav. Akustiniai perdavimo nuostoliai A, B ir C tipo duslintuvuose

Didžiausi garso slėgio perdavimo nuostoliai A tipo duslintuve siekia 52 dB esant 1710 Hz dažniui. Tai reiškia, kad garso lygis esant tam tikram dažniui gali būti sumažintas 52 dB. Norint sužinoti kiek vidutiniškai duslintuvas slopina, reikia surasti vidurkį. Didžiausias slopinimas B tipo duslintuve siekia 76 dB esant 1044 Hz dažniui. Tai yra 24 dB daugiau nei A tipo duslintuvas. Gautas rezultatas nurodo kiek garso slėgis ties duslintuvo įėjimu skirsis nuo garso slėgio ties išėjimu, t.y. kiek jis gali būti maksimaliai sumažintas esant tam tikram garso dažniui. C tipo duslintuve, kuriame nėra garso slopinimo konstrukcijos gauti ypač maži perdavimo nuostoliai, jie siekia 5,3 dB esant 2800 Hz. Šie nuostoliai kyla vien dėl pačio duslintuvo korpuso ir išmetamųjų dujų kontakto su duslintuvo vidiniu korpusu. Šio tipo duslintuvas nėra skirtas efektyviam garso slėgio mažinimui, tačiau puikiai tinka vidaus degimo variklio mechaniniams nuostoliams sumažinti, kadangi varikliui nereikia atlikti papildomo darbo norint sklandžiai išmesti atidurbusias dujas į atmosferą.

4.3 Duslintuvų eksperimentinis tyrimas

Eksperimentinis triukšmo nustatymo tyrimas atliekamas naudojant CR:261S (4.10 pav.) garso matuoklį. Eksperimentas atliekamas naudojant tris skirtingus automobilius su to pačio tipo vidaus degimo varikliais kaip ir skaitiniame tyrime naudotų išmetimo sistemų vidaus degimo varikliais, taip siekiant kuo tiksliau atkurti skaitiniais metodais ištirtą situaciją. Pirmam bandymui naudojamas automobilis su dyzeliniu vidaus degimo varikliu, antrajam – su benzininiu vidaus degimo varikliu, trečiajam su dyzeliniu vidaus degimo varikliu, tačiau išmetimo sistema padidinto našumo, t.y. duslintuvo sandara yra paprasta, be triukšmo mažinimo konfigūracijos. Tokie duslintuvų modeliai buvo naudojami ir skaitiniame tyrime.



4.10 pav. Garso slėgio (triukšmo) matuoklis

Pagrindiniai „CR:261S“ garso lygio matuoklio parametrai:

- Garso matavimo standartas ISO 5130:2007.
- Puikiai tinkantis lengvųjų automobilių, sunkvežimių, motociklų keliamo triukšmo matavimui, nepriklausomai nuo aplinkos, t.y. uždara erdvė, laukas ar pan.
- Automatiškai susikalibruoja, duomenis galima atvaizduoti kompiuterio ekrane.

Matuoklis CR:261S yra pirmos klasės garso lygio matuoklis, kuris atitinka ISO 5130:2007 standartą. Tam, kad būtų pasiektas šiuos standartus tenkinantis triukšmo lygio matavimas, gamintojas rekomenduoja teisingą įrangos pozicionavimą matavimams atlikti (4.11 pav.). Priklausomai nuo išmetimo sistemos sandaros, t.y. kelių išmetimo angų yra duslintuvas, priklauso matuoklio pozicionavimas automobilio atžvilgiu. Taip pat pozicionavimas priklauso ir nuo duslintuvo tvirtinimo vietos automobilio atžvilgiu, t.y. duslintuvas kairėje, dešinėje ar per vidurį automobilio atžvilgiu. Gali būti, kad duslintuvai yra du, abiejose automobilio pusėse [20].

Atliekant šį eksperimentą visi trys naudoti automobiliai turėjo duslintuvą, kuris buvo įmontuotas vairuotojo pusėje, todėl įrangos pozicionavimui keliamus reikalavimus aptarsime tik šiam, konkrečiam atvejui. Matuoklio gamintojo pateiktoje naudojimosi instrukcijoje pateikiama schema matuokliui pastatyti automobilio atžvilgiu. Gamintojas rekomenduoja matuoklį pastatyti pusės metro

atstumu nuo duslintuvo, bei 45 laipsnių kampu nuo išmetimo sistemos (4.11 pav.). Kampas išlaikomas tam, kad išmetamosios dujos tiesiogiai neveiktų matuoklio ir taip galimai nepaveiktų matavimo rezultatų.



4.11 pav. Matuoklio pozicionavimas automobilio atžvilgiu [20]

Įranga pastatoma pagal gamintojo reikalavimus. Atliekant matavimus pagal gamintojo rekomendacijas yra pasiekiamas ISO 5130:2007 matavimų standartas. Jam pasiekti taip pat reikia atlikti matavimus varikliui dirbant tam tikru, pastoviu sūkių diapazonu. Turi būti atlikti bent trys vienodi matavimai iš kurių didžiausia gauta reikšmė laikoma teisinga. 4.12 Pav. pavaizduota jau sumontuota įranga ir paruošta atlikti matavimams.



4.12 pav. Sumontuota įranga matavimams atlikti

Atliekama po 20 matavimų su kiekvienu automobiliu. Kiekviena išmetimo sistema matuojama po 10 kartų esant laisviems sūkiams (750 sūkių per minutę), bei po 10 matavimų laikant automobilio variklio sūkius ties 3000 sūkių per minutę. Visi matavimai buvo atlikti varikliams pasiekus darbinę

temperatūrą. Aplinka – individualus kiemas. Jokių papildomų trikdžių tokių kaip, automobilių srautai ar pan. nebuvo, kurie galėtų paveikti rezultatų tikslumą. Matavimų rezultatai užsirašomi ir įkeliami į kompiuterinę aplinką. Toliau gautos matavimų skaitinės reikšmės surašomas į rezultatų lenteles.

Automobilio su dyzeliniu vidaus degimo varikliu rezultatai pateikti 4.2 lentelėje. Automobilio modelis BMW X3 2007m. 3.0d. 6 cilindrų variklis.

4.2 Lentelė. Garso slėgiai dyzelinio VDV išmetimo sistemoje

Sūkių per min.	Garso slėgis, dB (Dyzelinio VDV išmetimo sistema)									
750 Sūkių per min.	84,7	86,2	87,2	89,3	87,8	87,2	84,6	84,4	83,8	83,4
3000 Sūkių per min.	92	91,7	91,4	91,6	92,1	93,1	91,2	91,5	91,6	92,2

Automobilio su benzininiu vidaus degimo varikliu rezultatai pateikti 4.3 lentelėje. Automobilio modelis BMW 2003m. 330i. 6 cilindrų variklis.

4.3 Lentelė. Garso slėgiai benzininio VDV išmetimo sistemoje

Sūkių per min.	Garso slėgis, dB (Benzininio VDV išmetimo sistema)									
750 Sūkių per min.	79,1	72,9	73,9	72,9	76,1	80,7	76	75,4	72,9	73,1
3000 Sūkių per min.	86,7	84,2	83,7	82,9	84,3	80,4	80,8	81,1	82	82,5

Automobilio su dyzeliniu vidaus degimo varikliu bei išmetimo sistema su padidintu pralaidumu matavimų rezultatai pateikti 4.4 lentelėje. Automobilio modelis VW Bora 2001m. 1.9D. Išmetimo sistemos duslintuvas yra supaprastintos konstrukcijos, jame nėra specialių rezonatorių ir pertvarų, skirtų sumažinti vidaus degimo variklio skleidžiamą garsą.

4.4 Lentelė. Garso slėgiai dyzelinio VDV išmetimo sistemoje

Sūkių per min.	Garso slėgis, dB (Dyzelinio VDV išmetimo sistema su padidintu pralaidumu)									
750 Sūkių per min.	89,6	92,1	95,2	99,6	98,2	92,7	91,7	97,8	92,5	91,3
3000 Sūkių per min.	102,4	102,3	97,7	100,4	103,5	101,6	103,1	100,8	105,6	100,9

Matavimo rezultatų kokybei bei patikimumui nustatyti apskaičiuojama dispersija. Dispersija - statistinė imties charakteristika, atspindinti labiausiai tikėtiną eilinio matavimo vertės nukrypimą nuo aritmetinio vidurkio [21]. Dispersija taip pat pati atspindi ir paties tiriamo objekto ar reiškinio ypatybes ir gali būti laikoma tyrimų rezultatu [21].

Taip pat suskaičiuojamas vidutinis kvadratinis nuokrypis, kuris nusako matuojamo dydžio gaunamų reikšmių sklaidą apie vidurkį. Kitaip tariant parodo, kaip toli rezultatų reikšmės yra nutolusios nuo rezultatų vidurkio.

Variacijos koeficientas tai procentinis vidutinio kvadratinio nuokrypio ir vidurkio santykis. Galima teigti, kad jis parodo statistinį tikslumą, t.y. kuo koeficientas mažesnis, tuo gauti duomenys, rezultatai yra tikslesni.

Suskaičiuojami aptarti dydžiai išmetimo sistemai su dyzeliniu vidaus degimo varikliu. Rezultatai kitoms išmetimo sistemoms suskaičiuojami naudojantis „EXCEL“ programa.

Aritmetiniam vidurkiui (\bar{x}) nustatyti naudota 14 formulė:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (14)$$

čia n -bandymų skaičius; x_i – i -ojo bandinio eksperimentinis matavimo rezultatas.

Aritmetinis vidurkis, esant skirtingiems variklio sūkiams:

$$n=10, \quad \sum_{i=1}^n x_i = 84,7 + 86,2 + 87,2 + 89,3 + 87,8 + 87,2 + 84,6 + 84,4 + 83,8 + 83,4 = 858,6 \text{ dB}$$

$$n=10, \quad \sum_{i=1}^n x_i = 92,0 + 91,7 + 91,4 + 91,6 + 92,1 + 93,1 + 91,2 + 91,5 + 91,6 + 92,2 = 918,4 \text{ dB}$$

$$\bar{x}_{750} = \frac{858,6}{10} = 85,9 \text{ dB};$$

$$\bar{x}_{3000} = \frac{918,4}{10} = 91,8 \text{ dB}$$

Toliau nustatomas vidutinis kvadratinis nuokrypis naudojant 15 formulė:

$$s = \pm \sqrt{\frac{\sum(x_i - \bar{x})^2}{n}}; \quad (15)$$

čia s – vidutinis kvadratinis nuokrypis.

Vidutinis kvadratinis nuokrypis esant skirtingiems variklio sūkiams:

$$S_{750} = \pm \sqrt{\frac{(84,7-85,9)^2 + (86,2-85,9)^2 + (87,2-85,9)^2 + (89,3-85,9)^2 + (87,8-85,9)^2 + (87,2-85,9)^2 + (84,6-85,9)^2 + (84,4-85,9)^2 + (83,8-85,9)^2 + (83,4-85,9)^2}{10}} = 1,86$$

$$S_{3000} = \pm \sqrt{\frac{(92,0-91,8)^2 + (91,7-91,8)^2 + (91,4-91,8)^2 + (91,6-91,8)^2 + (92,1-91,8)^2 + (93,1-91,8)^2 + (91,2-91,8)^2 + (91,5-91,8)^2 + (91,6-91,8)^2 + (92,2-91,8)^2}{10}} = 0,51$$

Dispersijai nustatyti naudojama 16 formulė:

$$S^2 = \frac{\sum(x_i - \bar{x})^2}{n-1}; \quad (16)$$

čia S^2 – dispersija; n – reikšmių kiekis.

Suskaičiuojama dispersija esant skirtingiems variklio sūkiams:

$$S_{750} = \frac{(84,7 - 85,9)^2 + (86,2 - 85,9)^2 + (87,2 - 85,9)^2 + (89,3 - 85,9)^2 + (87,8 - 85,9)^2 + (87,2 - 85,9)^2 + (84,6 - 85,9)^2 + (84,4 - 85,9)^2 + (83,8 - 85,9)^2 + (83,4 - 85,9)^2}{9} = 3,85$$

$$S_{3000} = \frac{(82 - 91,8)^2 + (91,7 - 91,8)^2 + (91,4 - 91,8)^2 + (91,6 - 91,8)^2 + (92,1 - 91,8)^2 + (93,1 - 91,8)^2 + (91,2 - 91,8)^2 + (81,5 - 91,8)^2 + (91,6 - 91,8)^2 + (92,2 - 91,8)^2}{9} = 0,29$$

Variacijos koeficientui nustatyti naudojama 17 formulė:

$$C_v = \frac{s}{\bar{x}}; \quad (17)$$

Variacijos koeficientas esant skirtingiems variklio sūkiams:

$$C_{v750} = \frac{3,85}{85,9} * 100\% = 4,48\%;$$

$$C_{v3000} = \frac{0,29}{91,8} * 100\% = 0,3\%;$$

Kitų išmetimo sistemų eksperimentiniai rezultatai suskaičiuojami programa „EXCEL“:

- Vidurkiui suskaičiuoti naudojama funkcija „AVERAGE“;
- Vidutiniam kvadratiniam nuokrypiui suskaičiuoti naudojama funkcija „DEVSQ“;
- Variacijos koeficientui suskaičiuoti naudojama funkcija „VAR.S“

Benzininio vidaus degimo variklio išmetimo sistema:

4.5 lentelė. Benzininio vidaus degimo variklio išmetimo sistema

Sūčiai	Triukšmo lygis, dB (Benzininio VDV išmetimo sistema)									
750 Sūčių	79,1	72,9	73,9	72,9	76,1	80,7	76	75,4	72,9	73,1
3000 Sūčių	86,7	84,2	83,7	82,9	84,3	80,4	80,8	81,1	82	82,5
\bar{x}_{750}	75,3	S_{750}	68,82	6,882	$S^2(750)$	7,646667	C_{v750}	10,15494		
\bar{x}_{3000}	82,86	S_{3000}	33,584	3,3584	$S^2(3000)$	3,731556	C_{v3000}	4,503446		

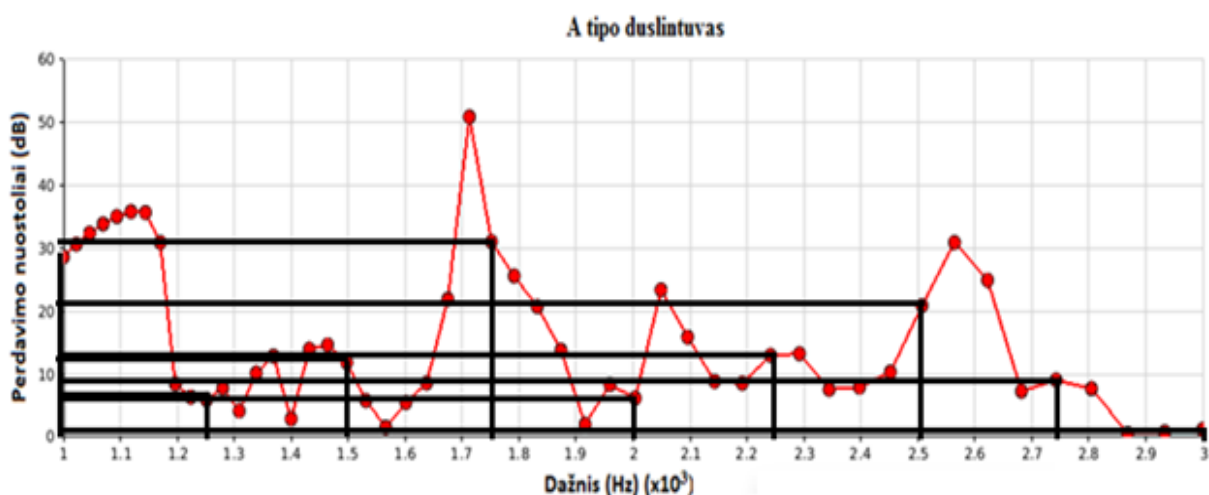
Dyzelinio vidaus degimo variklio išmetimo sistema su padidintu pralaidumu:

4.6 lentelė. Dyzelinio vidaus degimo variklio išmetimo sistema su padidintu pralaidumu

Sūkiiai	Triukšmo lygis, dB (Dyzelinio VDV išmetimo sistema su padidintu pralaidumu)									
750 Sūkių	89,6	92,1	95,2	99,6	98,2	92,7	91,7	97,8	92,5	91,3
3000 Sūkių	102,4	102,3	97,7	100,4	103,5	101,6	103,1	100,8	105,6	100,9
\bar{x} 750	94,07	S_{750}	104,321	10,4321	$S^2(750)$	11,59122	C_{v750}	12,32191		
\bar{x} 3000	101,83	S_{3000}	40,241	4,0241	$S^2(3000)$	4,471222	C_{v3000}	4,390869		

Tam, kad būtų galima palyginti eksperimentinius rezultatus su skaitiniais, iš skaitinių rezultatų grafikų išrenkamos kiekvieno duslintuvo perdavimo nuostolių skaitinės reikšmės kas 250 Hz. Iš viso gaunama po 9 skaitines reikšmes kiekvienam duslintuvui. Toliau apskaičiuojamas šių rezultatų vidurkis naudojant „EXCEL“.

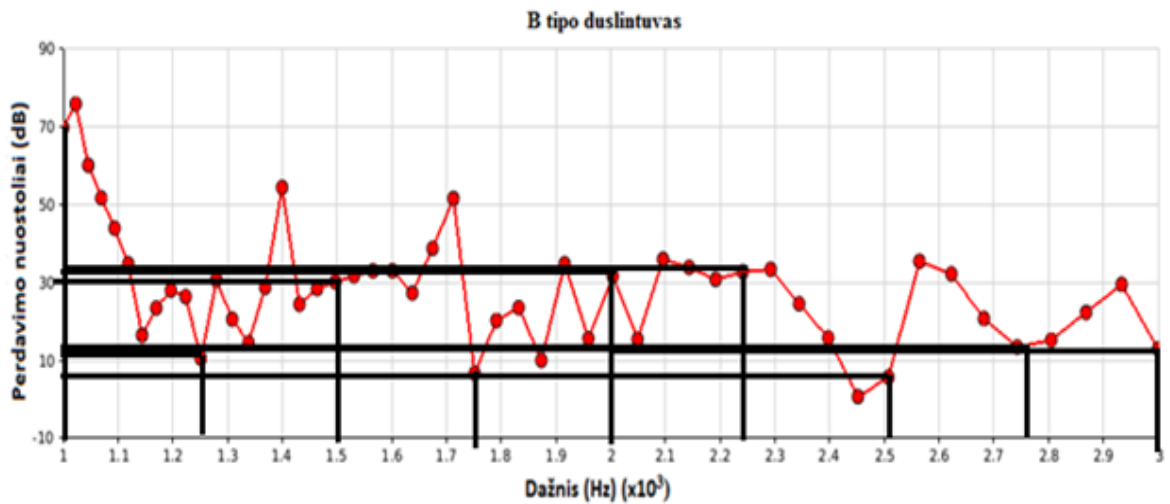
A tipo duslintuvo, kuris atitinka eksperimentiškai tirtą dyzelinio vidaus degimo variklio duslintuvą, skaitinių reikšmių vidurkio nustatymas:



4.13 pav. A tipo duslintuvo skaitinės reikšmės

$$\bar{x}_A = \frac{29 + 8 + 12 + 31 + 8 + 12 + 22 + 9 + 2}{9} = \frac{133}{9} = 14,8 \text{ dB}$$

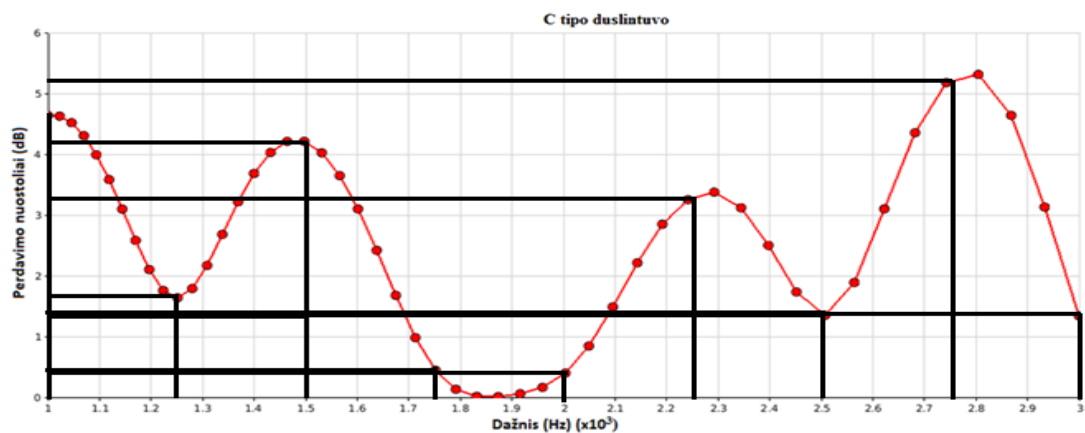
B tipo duslintuvo, kuris atitinka eksperimentiškai tirtą benzininio vidaus degimo variklio duslintuvą, skaitinių reikšmių vidurkio nustatymas:



4.14 pav. B tipo duslintuvo skaitinės reikšmės

$$\bar{x}_B = \frac{70 + 12 + 30 + 8 + 31 + 32 + 8 + 12 + 11}{9} = \frac{214}{9} = 23,8 \text{ dB}$$

C tipo duslintuvo, kuris atitinka eksperimentiškai tirtą dyzelinio vidaus degimo variklio duslintuvą su padidintu pralaidumu, vidurkio nustatymas:



4.15 pav. C tipo duslintuvo skaitinės reikšmės

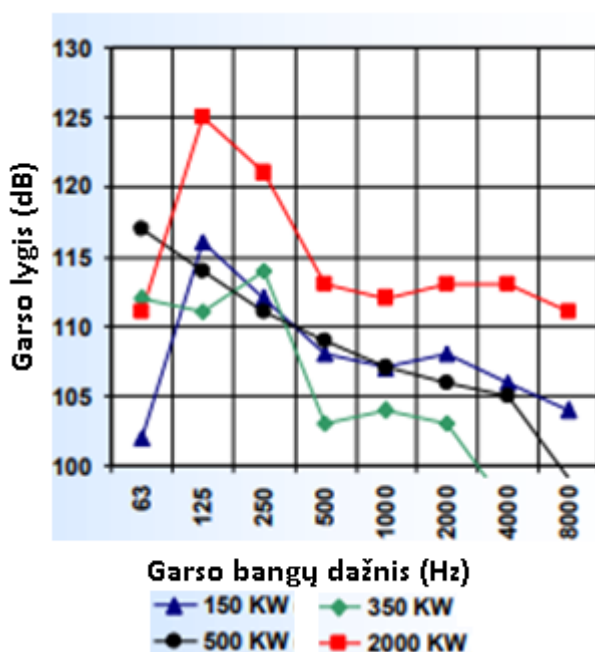
$$\bar{x}_C = \frac{4,8 + 1,7 + 4,2 + 0,5 + 0,4 + 3,3 + 1,3 + 5,2 + 1,4}{9} = \frac{22,8}{9} = 2,5 \text{ dB}$$

Išrinkus visas reikšmes jos surašomos į lentelę lentelė ir apskaičiuojamas visų duslintuvo tipų perdavimo nuostolių vidurkis.

4.6 lentelė. Perdavimo nuostolių skaitinės reikšmės

	Perdavimo nuostolių skaitinės reikšmės (dB)									Vidurkis
A tipo	29	8	12	31	8	12	22	9	2	14,8
B tipo	70	12	30	8	31	32	8	12	11	23,8
C tipo	4,8	1,7	4,2	0,5	0,4	3,3	1,3	5,2	1,4	2,5

Tam, kad būtų galima lyginti eksperimentinius ir skaitinius rezultatus reikia perdavimo nuostolių rezultatus skirtinguose duslintuvuose atimti iš skaitinių reikšmių išmetimo sistemoje be duslintuvo. Kad tiksliau būtų galima nustatyti šių išmetimo sistemų skleidžiamą garsą remiamasi moksliniu straipsniu parašytu Jerry G. Lilly, P.E.JGL Acoustics, Inc.Issaquah, WA. Jame nustatytos eksperimentinės reikšmės išmetimo sistemose, kurios nėra slopinamos duslintuvu yra nuo 110 dB iki 120 dB. Norint tiksliau nustatyti reikšmes remiamasi grafiku 4.16 pav.



4.16 pav. Išmetimo sistemos skleidžiamas triukšmas, kurioje nėra duslintuvo [18]

Duomenys atvaizduoti grafike išmatuoti naudojant 6 cilindrų variklius. Renkantis reikšmes naudojama 150KW variklio kreivė, kuri geriausiai atitinka eksperimentiškai tirtų išmetimo sistemų vidaus degimo variklius. Tam, kad būtų galima toliau naudoti rezultatus, suskaičiuojamas kreivės skaitinių reikšmių vidurkis:

$$\bar{x} = \frac{863}{8} = 107,8 \text{ dB.}$$

Galima teigti, kad vidutiniškai vidaus degimo variklių automobiliuose išmetimo sistemos garsas be duslintuvo siekia 108 dB.

4.4 Eksperimentinių rezultatų apibendrinimas ir palyginimas su skaitiniais rezultatais

Atliekant eksperimentinį tyrimą buvo gautos išmetimo sistemų keliamo triukšmo eksperimentinės reikšmės. Skaitiniu metodu nustatinėjama kokie yra perdavimo nuostoliai duslintuvuose, t.y. kiek sumažinamas garsas jam perėjus per išmetimo sistemos duslintuvą. Todėl tam, kad būtų galima lyginti šiuos rezultatus reikia iš grafiko 4.15 pav. eksperimentinių rezultatų atimti skaitiniu būdu gautas rezultatų reikšmes. Gautą reikšmę galima lyginti su darbe eksperimentiniu būdu gautais rezultatais.

4.7 lentelė. Eksperimentiniu ir skaitiniu metodu gauti rezultatai

	Eksperimentiniu tyrimu gauti rezultatai. Garsas (dB)		
	A tipo duslintuvas	B tipo duslintuvas	C tipo duslintuvas
750 sūkių/min	85,9	75,3	94,1
3000 sūkių/min	91,8	82,9	101,8
Eksperimentiniu tyrimu gauti perdavimo nuostoliai (dB)			
750 sūkių/min	21,9	32,5	13,7
3000 sūkių/min	16	24,9	6,0
Skaitiniu metodu gauti perdavimo nuostoliai (dB)			
	14,8	23,8	2,5

Naudojant 4.16 pav. esantį grafiką reikia paminėti, kad rezultatai jame gauti varikliui dirbant maksimaliu režimu, todėl ir lyginant rezultatus tiksliausia būtų juos lyginti naudojant reikšmes gautas eksperimentiniame bandyme ties 3000 sūkių per minutę. Gauta jog A tipo duslintuvas kuris eksperimentiniame tyrime atstoja vidaus degimo variklio su dyzeliniu varikliu išmetimo sistemą, perdavimo nuostoliai siekė 16 dB, o skaitiniu metodu gauta 14,8 dB. B tipo duslintuve, kuris atstoja benzininio vidaus degimo variklio išmetimo sistemą gauta jog perdavimo nuostoliai siekia 24,9 dB, o skaitiniu metodu siekia 23,8 dB. C tipo duslintuve, kuris atstoja dyzelinio vidaus degimo variklio išmetimo sistemą su pralaidžia duslintuvo konstrukcija, gauta, kad perdavimo nuostoliai jame siekia 6 dB, o skaitiniu metodu siekia 2,5 dB. Eksperimentiniai ir skaitiniai rezultatai A ir B tipo duslintuvuose skiriasi nežymiai, todėl galima teigti, kad rezultatai gauti tikslūs abiem atvejais ir tyrimo metodikos buvo pasirinktos ir atliktos teisingai. Didžiausias skirtumas gautas C tipo duslintuve. Galima daryti prielaidą, kad taip įvyko dėl išskirtinės duslintuvo konstrukcijos, kuri yra supaprastinta ir didelio pralaidumo, todėl eksperimentinių matavimų metu gauta didelė rezultatų sklaida dėl kurios gautas rezultatas nėra toks artimas skaitiniu metodu gautiems rezultatams. Abejais metodais gauti rezultatai parodė, kad didžiausi perdavimo nuostoliai, kitaip tariant garso slopinimas, gauti išmetimo sistemos duslintuve su benzininiu vidaus degimo varikliu, mažesnis slopinimas gautas išmetimo sistemoje su dyzeliniu vidaus degimo varikliu, o patys mažiausi perdavimo nuostoliai gauti duslintuve kuris yra supaprastintos konstrukcijos, neturintis garso slopinimo konstrukcijos, tačiau yra didesnio pralaidumo.

4.5 Analitiniai perdavimo nuostolių skaičiavimai

Analitiniai skaičiavimai atliekami pasinaudojant 2.7 skyriuje pateikta perdavimo nuostolių duslintuvuose skaičiavimo formulę. Perdavimo nuostoliai yra skirtumas garso lygio reikšmės ties įėjimu su reikšme ties išėjimu.

$$TL = L_{wi} - L_{wo} = 10 \log_{10} \left| \frac{S_i p_{i+}^2}{S_o p_o^2} \right| \quad (18)$$

čia L_{wi} , L_{wo} – garso lygis ties duslintuvo įėjimo ir išėjimo kanalais; S_i , S_o – duslintuvo įėjimo ir išėjimo kanalų plotas; p_i , p_o – akustinis slėgis ties duslintuvo įėjimo ir išėjimo kanalais.

Tam, kad įtraukti daugiau parametrų, analitiškai skaičiuojama panaudojant tirtų duslintuvų įėjimo ir išėjimo vamzdžių skersmenis (4.8 lentelė). Iš skersmens suskaičiuojamas vamzdžių (išėjimo kanalų) plotas. B ir C tipo duslintuvai turi po du vienodus išėjimo kanalus, todėl išėjimo kanalo plotas padauginamas iš dviejų. Išmetimo sistemos garsas be duslintuvo 107,8dB (pagal 4.15 pav. esantį grafiką). Ši reikšmė imama kaip įėjimo kanalo garso slėgio reikšmė. Garso slėgio ties išėjimu eksperimentinės reikšmės naudojamos iš 4.7 lentelės.

4.8 lentelė. Duslintuvų įėjimo ir išėjimo kanalų skersmenys

A tipo skersmuo (m)		B tipo skersmuo (m)		C tipo skersmuo (m)	
Įėjimo	Išėjimo	Įėjimo	Išėjimo	Įėjimo	Išėjimo
0,05	0,05	0,045	0,045	0,06	0,035

Suskaičiuojami perdavimo nuostoliai A tipo duslintuve. Toliau rezultatai bus suskaičiuoti naudojant „EXCEL“.

$$S = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{3,14 * 0,05^2}{4} = 0,002 \text{ m}^2$$

$$TL = 10 \log_{10} \left| \frac{0,002 * 107,8^2}{0,002 * 91,8^2} \right| = 16,1 \text{ dB}$$

Turint visus parametrus programa „EXCEL“, panaudojant 18 formulę programos aplinkoje, ($=10 * \text{LOG}10((M73 * (\$I\$66^2)) / (N73 * F72^2))$), suskaičiuojami perdavimo nuostoliai:

4.9 lentelė. Visų metodų rezultatai

A tipo duslintuvai	B tipo duslintuvai	C tipo duslintuvai
Eksperimentiniu tyrimu gauti perdavimo nuostoliai (dB)		
16	24,9	6,0
Skaitiniu metodu gauti perdavimo nuostoliai (dB)		
14,8	23,8	2,5
Analitiniu metodu gauti perdavimo nuostoliai (dB)		
16,1	22,8	4,2

4.9 Lentelėje pateikti analitiniu metodu suskaičiuoti perdavimo nuostoliai. Šalia jų pateikiami eksperimentiniu ir skaitiniu metodu gauti perdavimo nuostoliai. Iš rezultatų lentelės galime matyti, kad visu trijų tyrimu rezultatai skiriasi nežymiai ir parodo tokį patį dėsningumą, t.y. B tipo duslintuve vyrauja didžiausi perdavimo nuostoliai (didžiausias garso slėgio slopinimas (22,8 dB analitiniu metodu)), A tipo duslintuve gauti mažesni perdavimo nuostoliai (16,1 dB analitiniu metodu), o C tipo duslintuve garso slopinimas yra mažiausias (4,2 dB analitiniu metodu).

5 Skaitiniu metodu gautų parametų koreliacijos nustatymas

Skaitiniu metodu gautų rezultatų koreliacijos nustatymui naudojamas B tipo duslintuvas. Nustatinėjamas išmetamųjų dujų greičio, priešpriešinio slėgio bei garso slėgio perdavimo nuostolių koreliacija. Parametų koreliacija nustatinėjama keičiant duslintuvo ir jo komponentų geometrinius parametrus. Pirmame etape keičiamas visų, duslintuve esančių, skylių skersmuo. Originalaus duslintuvo rezonuojančių skylių skersmuo yra 4,5 mm. Skersmuo yra padidinamas 0,25mm, užrašomi rezultatai. Toliau skersmuo didinamas 0,5mm. Vėliau skersmuo yra atitinkamai mažinamas 0,25 ir 0,5 mm. Su visais pakeistais modeliais atliekami skaičiavimai „SolidWorks“ ir „ANSYS AIM“ aplinkose. Visi rezultatai fiksuojami tolimesniam rezultatų interpretavimui. Kitu atveju keičiamas bakelio ilgis. Prie originalaus bakelio ilgio (400 mm) pridedama po 40 mm du kartus, o vėliau sumažinama po 40 mm, vėl gi, du kartus. Rezultatai fiksuojami rezultatų lentelėje (5.1 lentelė). Trečiajame etape keičiami visų vamzdelių skersmenys (rezonatorių bei įėjimo ir išėjimo vamzdziai). Pirmame etape skersmuo didinamas 1 mm, antrame 2 mm, toliau skersmuo atitinkamai sumažinamas po 1 ir 2 mm.

5.1 lentelė. Modifikuoto duslintuvo rezultatai parametų koreliacijai nustatyti

Skylių skersmuo					
	-0,5 mm	-0,25 mm	Originalaus	+0,25 mm	+ 0,5 mm
Slėgis (Pa)	107901,20	107899,53	108155,26	107902,24	107896,65
Greitis (m/s)	55,59	55,61	56,91	55,63	55,6
Akustiniai perdavimo nuostoliai (dB)	82,95	90,85	75,97	91,23	73,88
Bakelio ilgis					
	320 mm	360 mm	Originalaus	440 mm	480 mm
Slėgis (Pa)	107245,71	108031,2	108155,26	107726,80	108069,80
Greitis (m/s)	54,80	56,15	56,91	56,44	57,54
Akustiniai perdavimo nuostoliai (dB)	79,27	61,43	75,97	97,43	95,30
Vamzdelių skersmuo					
	2 mm mažesnis	1 mm mažesnis	Originalaus	1 mm didesnis	2 mm didesnis
Slėgis (Pa)	110164,54	108526,76	108155,26	106664,83	105834,95
Greitis (m/s)	84,03	63,95	56,91	52,77	50,96
Akustiniai perdavimo nuostoliai (dB)	70,05	71,02	75,97	73,49	60,41

Mažinant ir didinant skylių skersmenį priešpriešinis slėgis nežymiai keičiasi, visais atvejais slėgis gaunamas mažesnis už originalaus duslintuvo. Išmetamųjų dujų greitis taip pat kaskart sumažėja apie 1 m/s. Akustiniai perdavimo nuostoliai mažinant skylių skersmenį padidėja. Padidinus skersmenį iki 3,25 mm gaunami didžiausi perdavimo nuostoliai lygūs 91,24 dB, mažiausi – 73,88 dB gaunami padidinus skersmenį iki 3,5 mm.

Keičiant duslintuvo ilgį, priešpriešinis slėgis visada sumažėja, nepriklausomai nuo to ar didinamas ar mažinamas ilgis. Išmetamųjų greitis didėja tol, kol pasiekiamas didžiausias tyrime naudotas ilgis (440 mm) ties šiuo ilgiu greitis sumažėja iki 56,44 m/s. Garso slėgio perdavimo nuostoliai didžiausi esant didžiausiam bakelio ilgiui ir siekia 97,44 dB, o mažiausias garso slopinimas gautas esant mažiausiam duslintuvo ilgiui (360 mm) ir yra lygus 61,44 dB.

Didinant vamzdelių skersmenį priešpriešinis slėgis kaskart sumažėja kaip ir išmetamųjų dujų greitis. Garso perdavimo nuostoliai visais atvejais liko mažesni nei originalaus duslintuvo, tai leidžia daryti prielaidą, kad duslintuvas yra optimizuotas konstruktorių.

5.1 Koreliacijos koeficientai

Skaitiniu metodu, kiekvienu skaičiavimu, gauti rezultatai naudojant „EXCEL“ programos funkciją „Data Analysis Correlation“ apdorojami ir gaunama koeficientų matrica. Ši matrica leidžia konstruojant duslintuvą numatyti kaip keisis vienas ar kitas parametras, priklausomai nuo to, kokia konstrukcijos savybė keičiama.

5.2 lentelė. Parametrų koreliacijos matrica

Keičiant skylių skersmenį	Slėgis	Greitis	Akustika
Slėgis	1		
Greitis	0,9994	1	
Akustika	-0,4545	-0,4607	1
Keičiant kamerų ilgį	Slėgis	Greitis	Akustika
Slėgis	1		
Greitis	0,8638	1	
Akustika	-0,0991	0,4042	1
Keičiant vamzdelių skersmenį	Slėgis	Greitis	Akustika
Slėgis	1		
Greitis	0,9349	1	
Akustika	0,4252	0,1405	1

Keičiant duslintuve esančių skylių skersmenį, išmetamųjų dujų greičio ir pasipriešinimo slėgio ryšys yra teigiamas tiesinis, labai stiprus. Garso slėgio perdavimo nuostolių ryšys su priešpriešiniu

slėgiu yra neigiamas tiesinis, vidutinis. Garso slėgio perdavimo nuostolių ryšys su išmetamųjų dujų greičiu yra neigiamas tiesinis, vidutinis.

Keičiant duslintuvo, ilgį išmetamųjų dujų greičio ir pasipriešinimo slėgio ryšys yra teigiamas tiesinis, stiprus. Garso slėgio perdavimo nuostolių ryšys su priešpriešiniu slėgiu yra neigiamas tiesinis, labai silpnas. Garso slėgio perdavimo nuostolių ryšys su išmetamųjų dujų greičiu yra teigiamas tiesinis, vidutinis.

Keičiant vamzdelių, išmetamųjų dujų greičio ir pasipriešinimo slėgio ryšys yra teigiamas tiesinis, labai stiprus. Garso slėgio perdavimo nuostolių ryšys su priešpriešiniu slėgiu yra teigiamas tiesinis, vidutinis. Garso slėgio perdavimo nuostolių ryšys su išmetamųjų dujų greičiu yra teigiamas tiesinis, labai silpnas.

Išvados

1. Šiame darbe buvo atliktas eksperimentinis ir analitinis duslintuvų tyrimas. Skaitinių, eksperimentinių ir analitinių rezultatų palyginimas.
2. Eksperimentiniu tyrimu didžiausias garso slėgis gautas trečiajame duslintuve, kuris yra padidinto pralaidumo ir jis siekia 101,8 dB. Mažiausias garso slėgis gautas benzininio vidaus degimo variklio išmetimo sistemoje – 82,9 dB. Dyzelinio vidaus degimo variklio išmetimo sistemoje – 91,8 dB.
3. Skaitiniu metodu gauta, kad geriausiai garsą slopina B tipo duslintuvas. Garso slėgio perdavimo nuostoliai jame siekia 75,6 dB. Silpniausiai garsą slopina C tipo duslintuvas, garso slėgio perdavimo nuostoliai jame siekia 5,3 dB. Galima daryti prielaidą, kad taip yra dėl paprastos C tipo duslintuvo konstrukcijos.
4. Keičiant B tipo modelio ilgį, geriausias garso slopinimas gautas esant didžiausiam (440 mm) bakelio ilgiui, pasiekiamas 97,44 dB slopinimas, mažiausias – 61,44 dB esant mažiausiam bakelio ilgiui (360 mm).
5. Eksperimentiniu tyrimu gauti perdavimo nuostoliai A tipo duslintuve – 16 dB, skaitiniu – 14,8 dB, analitiniu metodu 26,1 dB. B tipo duslintuve eksperimentiniu metodu – 24,9 dB, skaitiniu - 23,8 dB, analitiniu – 22,8 dB. C tipo duslintuve eksperimentiniu metodu – 6 dB, skaitiniu – 2,5 dB, analitiniu – 4,2 dB.
6. Nustačius koreliacijos koeficientus, matyti, kad stipriausią ryšį turi pasipriešinimo slėgis, bei išmetamųjų dujų greitis, koeficientas netoli 1. Garso slėgio perdavimo nuostoliai ir pasipriešinimo slėgis pasiekia vidutinį ryšį - 0,46. Išmetamųjų dujų slėgio ir garso slėgio perdavimo nuostolių koreliacijos koeficientas taip pat pasiekia vidutinį ryšį - 0,46.
7. Iš koreliacijos koeficientų galima spręsti, kad norint padidinti duslintuvo garso slopinimą geriausia yra didinti bakelio ilgį. Didinant vamzdelių skersmenį, mažėja duslintuvo pasipriešinimo slėgis išmetamosioms dujoms. Rezonuojančių vamzdelių skylių skersmens keitimas didžiausią poveikį turi tik garso slėgio (akustiniams) perdavimo nuostoliams.

Literatūra

1. Stanislovas Buteliauskas, „Automobilių sandara ir priežiūra“ 2008.
2. R. Barauskas, R. Kačianauskas, R. Belevičius „Baigtinių elementų metodo pagrindai“ 2004.
3. Juozas Navickas, Vidmantas Ambrasas, Dalia Girdauskienė, Ona Majauskienė, Reginda Šaudienė „Specialioji fizika“ Kaunas, Ardivas, 2008.
4. Išmetimo sistema. [žiūrėta 2019-03-24] Prieiga per internetą: <http://www.carmechnicslow-vsc.co.uk/exhausts-replacements/>
5. Duslintuvų tipai. [žiūrėta 2018-09-24] Prieiga per internetą: http://www.engr.uky.edu/~dwherr01/ME510_Old/Chapter_10_6_Slides.pdf
6. Išmetamosios dujos, Euro standartai. [žiūrėta 2019-03-24] Prieiga per internetą: <http://www.theaa.com/driving-advice/fuels-environment/emissions>
7. Detailed modeling of mufflers with perforated tubes using substructure boundary element method. University of Kentucky Master's Theses. 2004 [žiūrėta 2019-05-11] Prieiga per internetą: http://uknowledge.uky.edu/gradschool_theses/333/
8. Nuostolių, patiriamų dėl neigiamo transporto poveikio urbanistinėse zonose, įvertinimas. Valentinas Skaržauskas, 2008m. [žiūrėta 2019-05-11] Prieiga per internetą: https://sumin.lrv.lt/uploads/sumin/documents/files/Teisine_informacija/Tyrimai_ir_analizes/SVEKOTRANS_2009.pdf
9. User Manual for the CR:261S Vehicle Noise Measurement Sound Level Meter. [žiūrėta 2018-05-11] Prieiga per internetą: https://nanopdf.com/download/user-manual-for-the-cr261s-sound-level-meter_pdf
10. Backpressure Study in Exhaust Muffler of Single Cylinder Diesel Engine using CFD Analysis. 2015 India Altair Technology Conference. [žiūrėta 2018-04-11] Prieiga per internetą: http://www.altairatc.com/india/bangalore/technical-presentations/CFD-13_Backpressure_Study_in_Exhaust%20_Muffler_of_Siddaganga.pdf
11. Design and analysis of perforated muffler in Automobile Exhaust System. International Journal of Multidisciplinary Research and Development. 2015. [žiūrėta 2019-04-10] Prieiga per internetą: www.allsubjectjournal.com/download/1017/83
12. Noise Measurement Procedure Manual [žiūrėta 2019-04-10] Prieiga per internetą: https://epa.tas.gov.au/Documents/Noise_Measurement_Procedures_Manual_2008.pdf
13. EUROPOS PARLAMENTO IR TARYBOS REGLAMENTAS (ES) Nr. 540/2014 2014 m. balandžio 16 d. [žiūrėta 2019-04-10] Prieiga per internetą: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/LT/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R0540&from=EN>
14. Čepelė, A. (2015). Termohidraulinių procesų tyrimas branduolinio reaktoriaus aktyviojoje zonoje Ansys programų paketo aplinkoje: Magistro darbas. Kaunas: Kauno technologijos universitetas. Prieiga per eLABa – nacionalinė Lietuvos akademinė elektroninė biblioteka.
15. Garsas. [žiūrėta 2019-04-19] Prieiga per internetą: <https://lt.wikipedia.org/wiki/Garsas>
16. Dyzelinių variklių su įvairiomis įpurškimo sistemomis išmetamųjų dujų tyrimas. Mantas SMOLNIKOVAS, Gintas VISELGA, Greta VISELGAIT Ė, Algirdas JASINSKAS. Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Vilnius, Lietuva. [žiūrėta 2018-09-20] Prieiga per internetą: www.mla.vgtu.lt/index.php/mla/article/download/841/pdf_1

17. Asta Jostaitė. JUDANČIO AUTOMOBILIO GIRDIMUMO VERTINIMAS TRIUKŠMINGOJE APLINKOJE. VYTAUTO DIDŽIOJO UNIVERSITETAS GAMTOS MOKSLŲ FAKULTETAS. 2010.
18. Jerry G. Lilly, P.E. JGL Acoustics, Inc. Issaquah, WA. Engine Exhaust Noise Control. [žiūrėta 2019-04-20] Prieiga per internetą: http://www.enoisecontrol.com/wp-content/uploads/2014/12/engine_exhaust_sound_control_barrier_wall.pdf
19. Shital Shah Defiance Technologies Ltd, Chennai Saisankaranarayana K, Kalyankumar S. Hatti Ashok Leyland Technical Centre, Chennai Prof. D. G.Thombare. A Practical Approach towards Muffler Design, Development and Prototype Validation. [žiūrėta 2018-08-15] Prieiga per internetą: <https://pdfs.semanticscholar.org/e7ab/924e1d5cd72291f7d0e876bd7aaae82b45ea.pdf>
20. CK261S Vehicle Noise Measurement Kit. . [žiūrėta 2019-03-15] Prieiga per internetą: <https://www.noisemeters.ca/pdf/cr261s.pdf>
21. Dispersija. [žiūrėta 2019-04-18] Prieiga per internetą: <https://lt.wikipedia.org/wiki/Dispersija>
22. Joe Wolfe. What is a Sound Spectrum? [žiūrėta 2019-01-23] Prieiga per internetą: <http://newt.phys.unsw.edu.au/jw/sound.spectrum.html>
23. 1998–2019 Glenn Elert. The Physics Hypertextbook. [žiūrėta 2019-02-18] Prieiga per internetą: <https://physics.info/sound/>
24. Propagation of an Electromagnetic Wave. [žiūrėta 2019-03-18] Prieiga per internetą: <https://www.physicsclassroom.com/mmedia/waves/em.cfm>
25. Jolanta Baskutienė, Ginas Čižauskas, Kęstutis Pilkauskas. BAIGIAMŲJŲ PROJEKTŲ RENGIMO METODINIAI NURODYMAI. KAUNAS 2019.
26. Daiva Steponavičienė. KAIP CITUOTI ŠALTINIUS IR PARENGTI LITERATŪROS SĄRAŠĄ (ISO 690:2010).

6 Priedai

Koreliacijos koeficientų matricai sudaryti naudotų tyrimų rezultatai.

Min/Max Table

Parameter	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m ³]	1.80	1.94
Pressure [Pa]	99526.49	107901.20
Temperature [K]	292.02	293.85
Temperature (Fluid) [K]	292.02	293.85
Velocity [m/s]	0	55.599
Velocity (X) [m/s]	-22.203	33.379

Duslintuvo su Ø2,5mm skylutėmis

Min/Max Table

Parameter	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m ³]	1.80	1.94
Pressure [Pa]	99519.64	107899.53
Temperature [K]	292.02	293.85
Temperature (Fluid) [K]	292.02	293.85
Velocity [m/s]	0	55.617
Velocity (X) [m/s]	-22.211	33.344

Ø2,75mm

Min/Max Table

Parameter	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m ³]	1.80	1.94
Pressure [Pa]	99515.20	107902.94
Temperature [K]	292.01	293.85
Temperature (Fluid) [K]	292.01	293.85
Velocity [m/s]	0	55.635
Velocity (X) [m/s]	-22.211	33.317

Duslintuvo su Ø3,25mm skylutėmis

Min/Max Table

Parameter	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m ³]	1.80	1.94
Pressure [Pa]	99523.15	107896.65
Temperature [K]	292.02	293.85
Temperature (Fluid) [K]	292.02	293.85
Velocity [m/s]	0	55.600

Ø3,5mm

Min/Max Table

Parameter	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m ³]	1.80	1.93
Pressure [Pa]	99505.12	107245.71
Temperature [K]	291.64	293.84
Temperature (Fluid) [K]	291.64	293.84
Velocity [m/s]	0	54.802

80mm trumpesnio duslintuvo

Min/Max Table

Parameter	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m ³]	1.79	1.95
Pressure [Pa]	99251.57	108031.20
Temperature [K]	291.67	293.85
Temperature (Fluid) [K]	291.67	293.85
Velocity [m/s]	0	56.156

40mm trumpesnio

Min/Max Table

Parameter	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m ³]	1.79	1.94
Pressure [Pa]	99481.25	107726.80
Temperature [K]	292.00	293.84
Temperature (Fluid) [K]	292.00	293.84
Velocity [m/s]	0	56.440

40mm ilgesnio duslintuvo

Min/Max Table

Parameter	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m ³]	1.78	1.95
Pressure [Pa]	99009.71	108069.80
Temperature [K]	291.92	293.87
Temperature (Fluid) [K]	291.92	293.87
Velocity [m/s]	0	57.545

80mm ilgesnio

Min/Max Table

Parameter	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m ³]	1.77	1.98
Pressure [Pa]	97807.72	110164.54
Temperature [K]	288.16	293.99
Temperature (Fluid) [K]	288.16	293.99
Velocity [m/s]	0	84.036

Duslintuvo su 2mm mažesniu vamzdelių skersmeniu

Min/Max Table

Parameter	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m ³]	1.78	1.96
Pressure [Pa]	98341.79	108525.76
Temperature [K]	290.61	293.86
Temperature (Fluid) [K]	290.61	293.86
Velocity [m/s]	0	63.952

1mm mažesniu

Min/Max Table

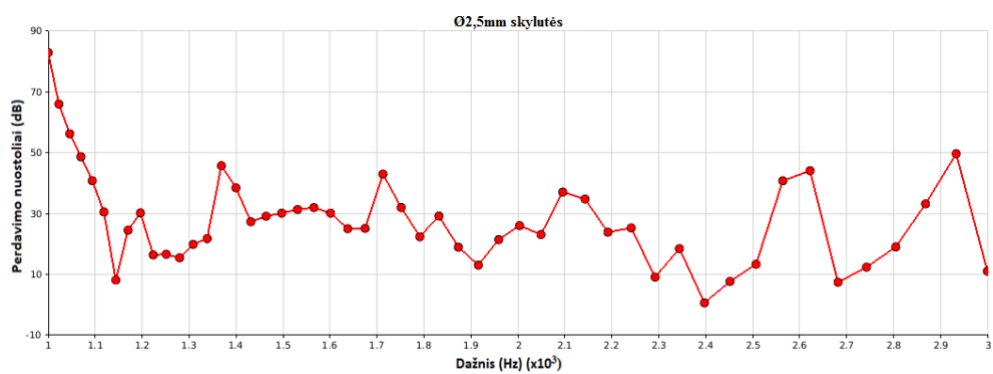
Parameter	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m ³]	1.78	1.92
Pressure [Pa]	98790.62	106664.83
Temperature [K]	291.65	293.75
Temperature (Fluid) [K]	291.65	293.75
Velocity [m/s]	0	52.770

Min/Max Table

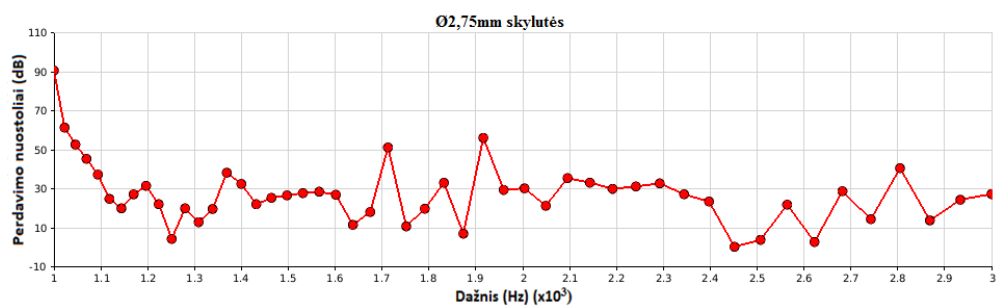
Parameter	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m ³]	1.80	1.91
Pressure [Pa]	99865.71	105834.95
Temperature [K]	292.13	293.67
Temperature (Fluid) [K]	292.13	293.67
Velocity [m/s]	0	50.967

Duslintuvo su 1mm didesniu vamzdelių skersmeniu 2mm didesniu

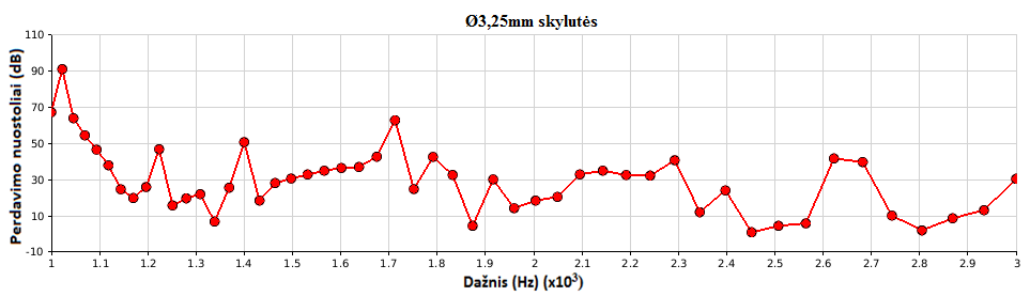
7.1 pav. Išmetamųjų dujų greičio ir pasipriešinimo slėgio rezultatai



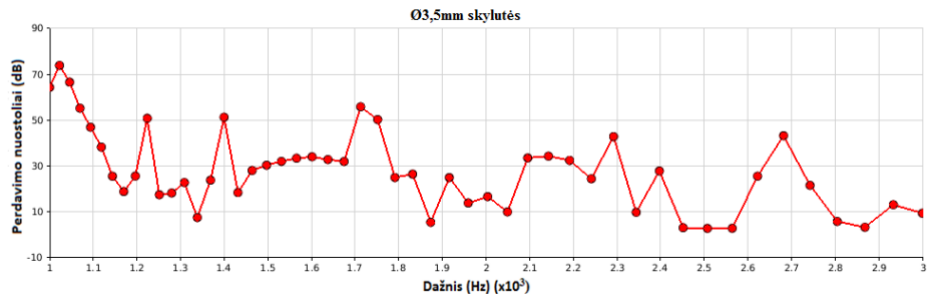
a



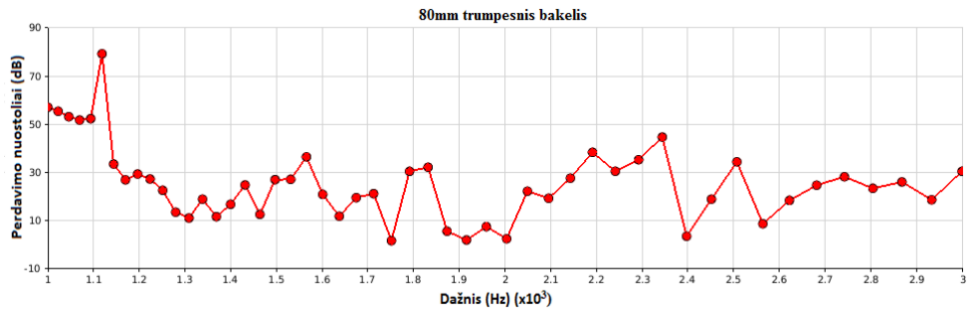
b



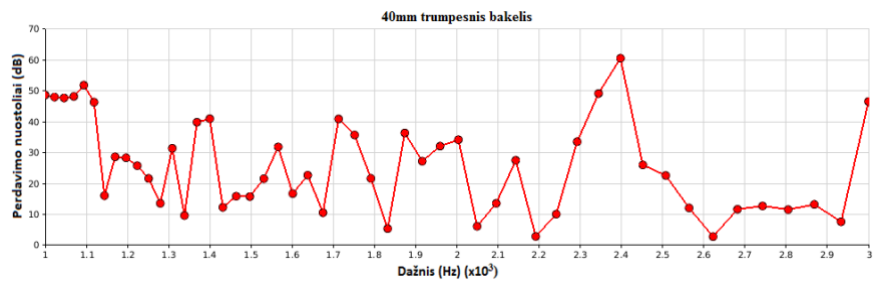
c



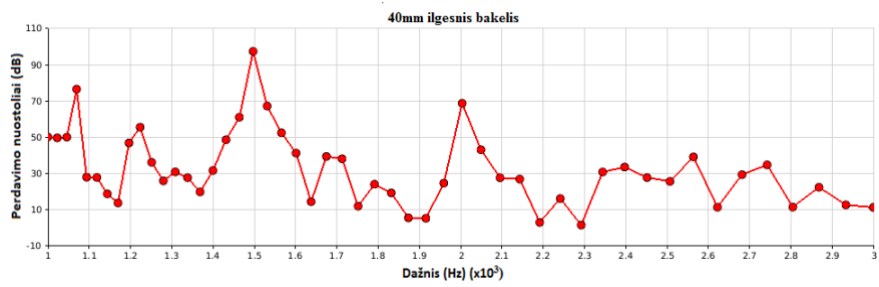
d



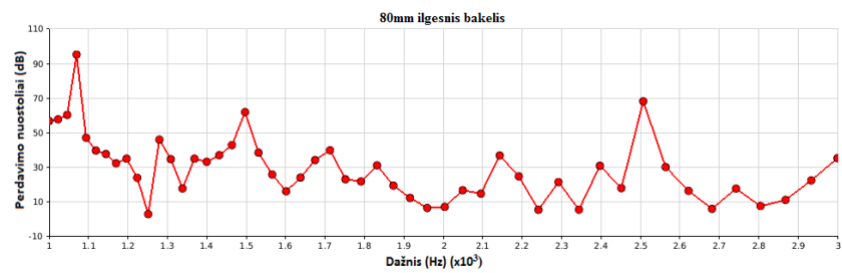
e



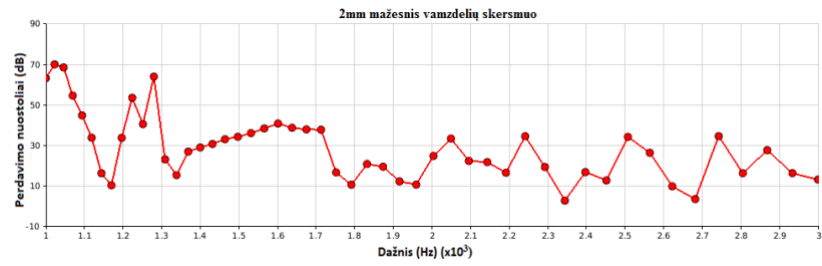
f



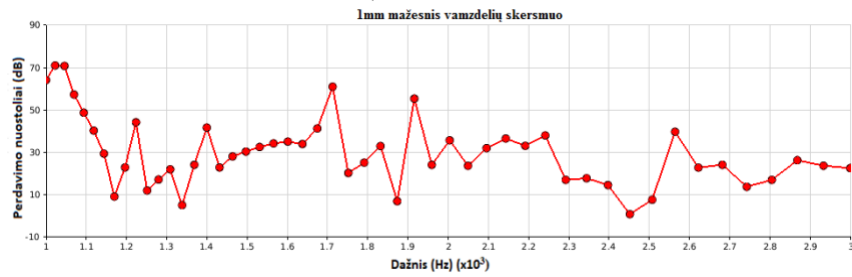
g



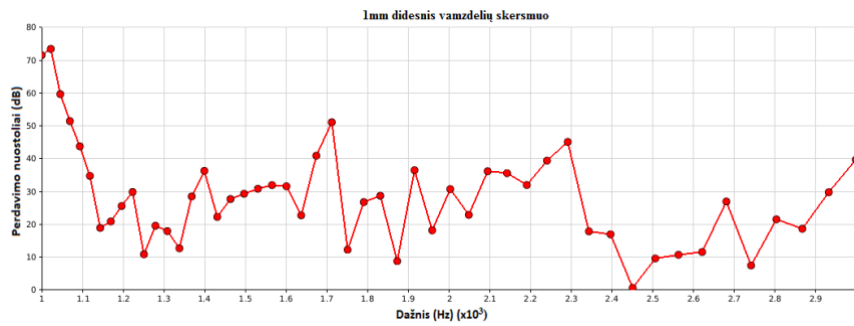
h



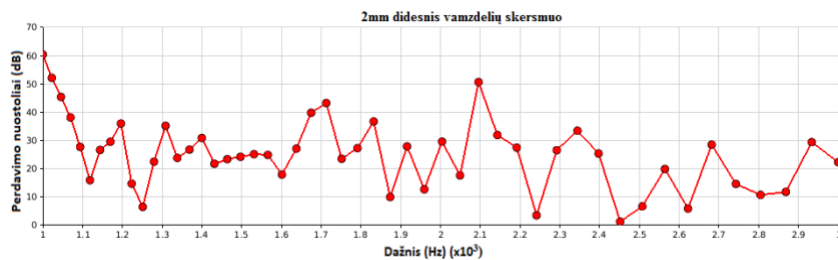
i



j



k



l

7.2 pav. Garso slėgio perdavimo nuostoliai. Duslintuvo su $\varnothing 2,5\text{mm}$ skylutėmis garso slopinimo perdavimo nuostoliai (a); $\varnothing 2,75\text{mm}$ (b); $\varnothing 3,25\text{mm}$ (c); $\varnothing 3,5\text{mm}$ (d); 80mm trumpesnio bakelio akustiniai perdavimo nuostoliai (e); 40mm trumpesnio (f); 40 mm ilgesnio (g); 80 mm ilgesnio (h); Duslintuvo su 2mm mažesniu vamzdelių skersmeniu garso slėgio perdavimo nuostoliai (i); 1 mm mažesniu (j); 1mm didesniu (k); 2mm didesniu (l).