



VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS FAKULTETAS
MECHANIKOS IR MEDŽIAGŲ INŽINERIJOS KATEDRA

Justas Pacevičius

TRIUKŠMO SLOPINTUVO EFEKTYVUMO TYRIMAI
RESEARCH OF NOISE SILENCER EFFICIENCY

Baigiamasis magistro darbas

Pramonės inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 6211EX055

Pramonės technologijos specializacija

Gamybos inžinerijos studijų kryptis

Vilnius, 2019

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS FAKULTETAS
MECHANIKOS IR MEDŽIAGŲ INŽINERIJOS KATEDRA

TVIRTINU
Katedros vedėjas

(Parašas)
J. Pacevičius
(Vardas, pavardė)
2019-05-23
(Data)

Justas Pacevičius

TRIUKŠO SLOPINTUVO EFEKTYVUMO TYRIMAI
RESEARCH OF SILENCER EFFICIENCY

Baigiamasis magistro darbas

Pramonės inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 6211EX055

Pramonės technologijos specializacija

Gamybos inžinerijos studijų kryptis

Vadovas

Dr. Artūras Kilikūnas
(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)
(Parašas)
2019-05-23
(Data)

Konsultantas

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)
(Parašas)
(Data)

Konsultantas

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)
(Parašas)
(Data)

Lietuvių kalbos konsultantas

Dr. Robertas Skučinas
(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)
(Parašas)
2019-05-23
(Data)

Vilnius, 2019

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS FAKULTETAS
MECHANIKOS IR MEDŽIAGŲ INŽINERIJOS KATEDRA

Gamybos inžinerijos studijų kryptis

Mechanikos studijų programa, valstybinis kodas 6211EX055

Pramonės technologijos specializacija

TVIRTINU
Katedros vedėjas

(Parašas)
Mindaugas Jurevičius
(Vardas, pavardė)
2019 04 24
(Data)

**BAIGIAMOJO MAGISTRO DARBO
UŽDUOTIS**

2019 04 24 Nr. 02
Vilnius

Studentui Justui Pacevičiui
(Vardas, pavardė)

Baigiamojo darbo tema: Triukšmo slopintuvo efektyvumo tyrimai

patvirtinta 2019m. balandžio 10 d. dekanato potvarkiu Nr. 107me

Baigiamojo darbo užbaigimo terminas 2019m. 05 14 d.

BAIGIAMOJO DARBO UŽDUOTIS:

Įvadas. Literatūros apžvalga.

Analitiniai triukšmo slopintuvo tyrimai.

Eksperimentiniai triukšmo slopintuvo efektyvumo tyrimai.

Analitinių ir eksperimentinių rezultatų palyginimas ir analizė.

Baigiamosios išvados.

Literatūros sąrašas.

Baigiamojo darbo rengimo konsultantai:

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)

Vadovas

(Parašas)

doc. dr. Artūras Kilikevičius
(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)

Užduotį gavau

(Parašas)

Justas Pacevičius

(Vardas, pavardė)

2019-04-24

(Data)

Vilniaus Gedimino technikos universitetas
Mechanikos fakultetas
Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedra

ISBN ISSN
Egz. sk.
Data-.....-.....

Antrosios pakopos studijų **Pramonės inžinerijos** programos magistro baigiamasis darbas 4

Pavadinimas

Triukšmo slopintuvo efektyvumo tyrimai

Autorius

Justas Pacevičius

Vadovas

Artūras Kilikevičius

Kalba: lietuvių

Anotacija

Baigiamajame magistro darbe atlikti teoriniai bei eksperimentiniai triukšmo slopintuvo efektyvumo tyrimai. Eksperimento metu buvo tiriami 4 skirtingi slopintuvai 0–500 Hz dažnio ruože. Teorinio tyrimo metu taikant kompiuterinę simuliaciją buvo nustatyti 3 skirtingų konstrukcijų triukšmo slopintuvų efektyvumas slopinant triukšmą 0–500 Hz diapozone. Darbo apimtis - 52 lapai be priedų, 53 iliustracijos ir 7 lentelės.

Prasminiai žodžiai: triukšmas, slopinimas, slopintuvas, perdavimo nuostolis, akustika, garsas, garso galia, akustinė varža.

Vilnius Gediminas Technical University
Faculty of Mechanics
Department of Mechanical and Material Engineering

ISBN _____ ISSN _____
Copies No.
Date-.....-.....

Master Degree Studies **Industrial Engineering** study programme Master Graduation Thesis 4

Title **Research of Noise Silencer Efficiency**
Author **Justas Pacevičius**
Academic supervisor **Artūras Kilikevičius**

Thesis language: Lithuanian

Annotation

In the final master thesis, theoretical and experimental research of noise silencer efficiency was performed. In the experimental research 4 different mufflers in 0–500 Hz frequency range were analyzed. In the theoretical research computer simulation was used to examine 3 different silencers in 0–500 Hz frequency range. Thesis consists of 52 pages without appendixes, 53 pictures and 7 tables.

Keywords: noise, attenuation, muffler, silencer, transmission loss, acoustics, sound, power of sound, impedance.

(Baigiamojo darbo sąžiningumo deklaracijos forma)

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Justas Pacevičius, 20133580

(Studento vardas ir pavardė, studento pažymėjimo Nr.)

Mechanikos fakultetas

(Fakultetas)

Pramonės inžinerija, PTfm-17

(Studijų programa, akademinė grupė)

BAIGIAMOJO DARBO (PROJEKTO)

SĄŽININGUMO DEKLARACIJA

2019 m. gegužės 22 d.

Patvirtinu, kad mano baigiamasis darbas tema „Triukšmo slopintuvo efektyvumo tyrimai“ patvirtintas 2019 m. balandžio 10 d. dekanų potvarkiu Nr. 107me, yra savarankiškai parašytas. Šiame darbe pateikta medžiaga nėra plagijuota. Tiesiogiai ar netiesiogiai panaudotos kitų šaltinių citatos pažymėtos literatūros nuorodose.

Parentant ir įvertinant medžiagą bei rengiant baigiamąjį darbą, mane konsultavo mokslininkai ir specialistai: docentas daktaras Artūras Kiliukevičius. Mano darbo vadovas docentas daktaras Artūras Kiliukevičius.

Kitų asmenų indėlio į parengtą baigiamąjį darbą nėra. Jokių įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs (-usi).



(Parašas)

Justas Pacevičius
(Vardas ir pavardė)

TURINYS

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS	8
LENTELIŲ SĄRAŠAS	10
ĮVADAS	11
1. TEORINĖ DALIS	12
1.1. Garsas ir jo parametrai	12
1.2. Slopintuvai ir jų tipai	13
1.3. Absorbciniai slopintuvai	14
1.4. Reaktyvieji slopintuvai	15
1.5. Hibridiniai slopintuvai	16
1.6. Pagrindinės slopintuvų charakteristikos	17
1.7. Triukšmo slopintuvo projektavimo pagrindai.....	18
1.8. Srities savybių pokyčiai	18
1.9. Įėjimas, išėjimas, deflektoriai	20
1.10. Akustiniai užpildai	20
1.11. Išorinės slopintuvo sienos, korpusas	21
2. MOKSLINĖS LITERATŪROS APŽVALGA	23
2.1. Išsiplėtimo kambario optimizavimas	23
2.2. Akustinio filtro triukšmui slopinti projektavimas ir analizė	26
2.3. Mikroperforuoti medžiagų taikymas slopintuvuose	31
3. EKSPERIMENTINIS BANDYMAS.....	36
3.1. Tyrimo stendas.....	36
3.2. Tyrimo eiga.....	37
3.3. Rezultatai	40
4. KOMPIUTERINIS SLOPINTUVO MODELIAVIMAS IR TYRIMAS BEM.....	44
4.1. Atskaitos sistema	44
4.2. Slopintuvas Nr. 1	45
4.3. Slopintuvas Nr. 2	47
4.4. Slopintuvas Nr. 3	48
IŠVADOS.....	52
LITERATŪROS SĄRAŠAS.....	53

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

1 pav.	Pramoninio triukšmo šaltiniai - kaminai.	11
1.1 pav.	Triukšmo slopintuvas	14
1.2 pav.	Absorbciniai slopintuvai: a – kocentrinis, b – stačiakampis.	15
1.3 pav.	Rezonansinis slopintuvas	16
1.4 pav.	Hibridinio triukšmo slopintuvo sandara	16
2.1 pav.	Priemonės garso slopinimo efektui gauti: a) geometrijos keitimas, b) pertvaros, c) perforuotos ir mikroperforuotos medžiagos.	23
2.2 pav.	Garso slopinimo efektyvumas kintant kameros pločiui.	23
2.3 pav.	Garso slopinimo efektyvumas kintant kameros aukščiui.	24
2.4 pav.	Garso slopinimo efektyvumas kintant pertvaros ilgiui.	24
2.5 pav.	Garso slopinimo efektyvumas kintant skylės skersmeniui.	25
2.6 pav.	Kombinuoti daugiakameriniai slopintuvai.	26
2.7 pav.	ETR ir CCR tipo slopintuvų efektyvumas tiriamame dažnių diapozone.	27
2.8 pav.	CCR slopintuvas: kairėje – su perforuota konstrukcija, dešinėje – konstrukcija su įpjovomis	27
2.9 pav.	Slopintuvo schema.	28
2.10 pav.	Tyrimo stendas: s1, s2 – atstumai tarp mikrofonų prieš ir po slopinimo, l1, l2 – atstumai nuo mikrofonų iki slopintuvo įėjimo, d – slopintuvo ilgis.	29
2.11 pav.	1-ojo slopintuvo rezultatų tyrimo palyginimas.	29
2.12 pav.	2-ojo slopintuvo rezultatų tyrimo palyginimas.	30
2.13 pav.	3-ojo slopintuvo rezultatų tyrimo palyginimas.	30
2.14 pav.	4-ojo slopintuvo rezultatų tyrimo palyginimas.	30
2.15 pav.	5-ojo slopintuvo rezultatų tyrimo palyginimas.	31
2.16 pav.	Tiriamo slopintuvo schema.	32
2.17 pav.	Periodiškai pasikartojantis slopintuvo elementas.	32
2.18 pav.	Ištisinė linija – su baigtinio ilgio išėjimo iš slopintuvo vamzdžiu. Brūkšninė linija – su begalinio ilgio išėjimo iš slopintuvo vamzdžiu.	33
2.19 pav.	Tyrimo stendas.	33
2.20 pav.	Rezultatų palyginimas: ištisinė – skaitinis; trikampiai – eksperimentinis; taškinė - baigtinių elementų.	34
2.21 pav.	Rezultatai: Ištisinė linija – 1 išsiplėtimo kamera; taškinė linija – 3 išsiplėtimo kameros.	34
2.22 pav.	Rezultatai. Ištisinė linija – kai $d = 0\text{ m}$; taškinė linija – kai $d = 46\text{ m}$	35
3.1 pav.	Bendras tyrimo stendo vaizdas.	36

3.2 pav. Tyrimų stendo principinė schema.	37
3.3 pav. Slėgio matavimo taškai.	38
3.4 pav. Tyrimo objektai.	38
3.5 pav. Slėgio matavimo taškai.	39
3.6 pav. Tyrimo objektas.....	39
3.7 pav. Slėgio matavimo taškai.	40
3.8 pav. Slėgio laikinis ir spektrinio tankio grafikai 0-400 Hz (raudona – 1 taškas; mėlyna – 2 taškas; žalia – 3 taškas);.	40
3.9 pav. Slėgio laikinis ir spektrinio tankio grafikai 0–150 Hz (raudona – 1 taškas; mėlyna – 2 taškas; žalia – 3 taškas).....	41
3.10 pav. Slėgio laikinis ir spektrinio tankio grafikai (raudona – 1 taškas; mėlyna – 2 taškas; žalia – 3 taškas).	41
3.11 pav. Slėgio laikinis ir spektrinio tankio grafikai 30-400 Hz (raudona – 1 taškas; mėlyna – 2).42	
3.12 pav. Slėgio laikinis ir spektrinio tankio grafikai 30-100 Hz (raudona – 1 taškas; mėlyna – 2).42	
4.1 pav. Garsumo pasiskirstymas atskaitos sistemoje pagal dažnį 50-250 Hz.	44
4.2 pav. Garsumo pasiskirstymas atskaitos sistemoje pagal dažnį 300-500 Hz.	44
4.3 pav. Slopintuvas Nr. 1.....	45
4.4 pav. Garsumo pasiskirstymas slopintuve pagal dažnį 50-250 Hz.....	46
4.5 pav. Garsumo pasiskirstymas slopintuve pagal dažnį 300-500 Hz.....	46
4.6 pav. Slopintuvas Nr. 2.....	47
4.7 pav. Garsumo pasiskirstymas slopintuve pagal dažnį 50-250 Hz.....	47
4.8 pav. Garsumo pasiskirstymas slopintuve pagal dažnį 300-500 Hz.....	48
4.9 pav. Slopintuvas Nr 3.....	49
4.10 pav. Akustinio slėgio pasiskirstymas slopintuvo skerspjūviuose, kai $f = 200$ Hz.	49
4.11 pav. Akustinio slėgio pasiskirstymas slopintuvo skerspjūviuose, kai $f = 400$ Hz.	49
4.12 pav. Garsumo pasiskirstymas slopintuve pagal dažnį 50-250 Hz.....	50
4.13 pav. Garsumo pasiskirstymas slopintuve pagal dažnį 300-500 Hz.....	50
4.14 pav. Slopintuvo Nr. 2 sukuriamas slopinimas (Perdavimo nuostolis).	51

LENTELIŲ SĄRAŠAS

1.1 lentelė. Garso stiprio ir garsumo atitiktis, kai garso dažnis 1000 Hz.....	13
2.1 lentelė. Tirtų slopintuvų matmenys.....	28
2.2 lentelė. Slopintuvo kameros parametrai.....	32
4.1 lentelė. 1-os simuliacijos metu gauti rezultatai.....	45
4.2 lentelė. 2-os simuliacijos metu gauti rezultatai.....	46
4.3 lentelė. 3-os simuliacijos metu gauti rezultatai.....	48
4.4 lentelė. 4-os simuliacijos metu gauti rezultatai.....	50

IVADAS

Didėjant susirūpinimui dėl aplinkos taršos, pradėtos naudoti naujos technologijos ne vien kenksmingų dujų, bet ir akustinei taršai sumažinti. Triukšmo tarša – žmogaus veiklos ar mašinų darbo sukurtas triukšmas, kuris trikdo veiklą ar pusiausvyrą žmonių ar gyvūnų gyvenime. Vienas šios taršos pavyzdžių – pramoninis, dar vadinamas profesiniu, triukšmas. Žmonėms, kuriems ilgą laiką tenka praleisti dideliu triukšmu pasižyminčioje aplinkoje, kyla didelė sveikatos sutrikdymo rizika: nuo prastos psichinės būklės iki klausos pažeidimų.

Vienas pramoninio triukšmo šaltinių – kaminas. Kaminas, kurio pagrindinė funkcija yra užtikrinti sklandų degimo produktų ar garų perkėlimą iš įrenginio į atmosferą, atlikdamas savo funkciją, dėl dujinių medžiagų savybių kartu perduoda ir triukšmą. Kamino perduodamam triukšmui mažinti yra taikomos įvairios konstrukcijos, į kurias įeina ir slopintuvai. Slopintuvai, savo ruožtu, taip pat skiriasi savo konstrukcijomis, naudojamomis medžiagomis bei efektyvumu slopinant skirtingo dažnio triukšmą.



1 pav. Pramoninio triukšmo šaltiniai – kaminai (tradeford.com)

Šiame darbe identifikuotos konkrečios priežastys, dėl kurių atsiranda triukšmas, atlikta slopintuvų skirtingų konstrukcijų ir jų efektyvumo analizė. Aptarti panašių tyrimų rezultatai, jų duomenys susisteminti ir apibendrinti. Eksperimentiškai ir BEM (Baigtinių elementų metodu) ištirti skirtingų konstrukcijų slopintuvai. Iš gautų rezultatų padarytos išvados ir pateikti konstrukciniai sprendimai slopintuvo efektyvumui didinti.

1. TEORINĖ DALIS

1.1. Garsas ir jo parametrai

Garsas yra elastingos terpės, pavyzdžiui, oras, pokytis, kurį gali aptikti žmogaus ausis. Triukšmas apibūdinamas kaip nenaudingas garsas. Akustinė energija yra periodinio pobūdžio ir priklauso nuo amplitudės ir dažnio. Garso dydis arba garsumo lygis yra apibūdinamas kaip akustinės energijos intensyvumas ir matuojamas decibelais (dB). Decibelas nusakomas formule (1.1):

$$\text{dB} = 10 \text{Log}_{10}(P_2 / P_1), \quad (1.1)$$

čia P_1 – referencinis garsumas, P_2 – matuojamas garsumas.

Garsumas, arba garso galia, – fizikinis dydis, išreiškiamas energija, kuri skleidžiama per tam tikrą laiko vienetą. Garsumas apibūdinamas kaip klausos organų suvokiamo garso pojūtis. Šis dydis yra subjektyvi garso charakteristika, susijusi su objektyvia jo charakteristika – stipriu (1.2 formulė).

$$P = I \times S, \quad (1.2)$$

čia I – garso stipris, S paviršiaus plotas.

Garso stipris – fizikinis dydis, lygus energijos kiekiui, kurį garso banga per vienetinį laiką skleidžia pro vienetinį plotą, statmeną bangos sklidimo kryptčiai. Garso stipris žymimas raide I (taip pat žymimas ir elektros srovės stipris, tačiau tai skirtingi fizikiniai dydžiai) ir matuojamas vatais kvadratiniam metrui (W/m^2).

Garso stiprio ir garsumo sąryšis buvo nustatytas pavyzdžiu pasirinkus 1000 Hz dažnio garsą. Sutarta girdos slenksčio garsumą (kai garso stipris lygus $10\text{-}12 \text{ W}/\text{m}^2$) laikyti lygų nuliui. Sudarant garsumo skalę buvo daryta prielaida, kad, garso stipriui padidėjus 10 kartų, garsumas padidėja 10 dB. Garso stiprio intervalą nuo girdos iki skausmo slenksčio atitiko 0 – 130 dB garsumo intervalas.

1.1 lentelė. Garso stiprio ir garsumo atitiktis, kai garso dažnis 1000 Hz (sengpielaudio.com)

Garsas	Garso stipris, W/m ²	Garsumas, Db
Girdos slenkstis	10 ⁻¹²	0
Kvėpavimo garsas	10 ⁻¹¹	10
Kišeninio laikrodžio tikslėjimas	10 ⁻¹⁰	20
Lapų čežėjimas	10 ⁻⁹	30
Šnabždesys	10 ⁻⁸	40
Įprasta kalba	10 ⁻⁷	50
Vidutinio garsumo kalba	10 ⁻⁶	60
Garsi kalba	10 ⁻⁵	70
Gatvės triukšmas	10 ⁻⁴	80
Gamyklos cecho triukšmas	10 ⁻³	90
Diskotekos triukšmas	10 ⁻²	100
Pneumatinio kūjo triukšmas	10 ⁻¹	110
Kūjinio perforatoriaus triukšmas	1	120
Reaktyvinis variklis	10	130
Teslos išlydžio triukšmas / 10 milijonų voltų	100	140

Garso stiprio ir garsumo priklausomybė nėra tiesinė, pavyzdžiui, garso stipriui padidėjus tris kartus, garsumas nepatrigubėja. Garsumas mažėja lėčiau negu garso stipris. Garso stipris didėja pagal geometrinę progresiją, o žmogaus suvokiamas garsumas – tik pagal aritmetinę progresiją (Vėberio-Fechnerio dėsnis).

1.2. Slopintuvai ir jų tipai

Gamyklose, kuriose gamybos metu išsiskiria išmetamosios dujos ar garai, paprastai skleidžiamas triukšmas, viršijantis leidžiamas aplinkos taršos normas. Efektyviausias būdas kovoti su triukšmu yra tiesioginis triukšmo šaltinio identifikavimas ir pašalinimas. Tačiau, kadangi triukšmo šaltiniai yra gamybos įrenginiai, praktiškai tai neįgyvendinama. Tam, kad būtų sumažintas triukšmas, naudojamos šios priemonės (Barron, 2003):

1. Visiškas arba dalinis triukšmo šaltinio izoliavimas.
2. Akustinių barjerų tarp triukšmo šaltinių ir gavėjų įterpimas.
3. Garsą sugeriančių medžiagų naudojimas darbo vietoje.
4. Triukšmo slopintuvų išmetimo sistemose naudojimas.

Viena iš populiariausių ir kartu efektyviausių priemonių pramonės kaminų sukuriama triukšmo lygiui mažinti yra pramoniai triukšmo slopintuvai (1.2 pav.). Iš kamino besiveržiantys dūmai ar garai dėl slėgių skirtumo juda turbulentiškai ir dėl šios priežasties atsiranda triukšmas.



1.1 pav. Triukšmo slopintuvas (findtheneedle.co.uk)

Garso slopintuvas yra įrenginys, skirtas įrenginių (ar jų sistemų) per vamzdžius skleidžiamam nepageidaujamam garsui, charakterizuojamam kaip triukšmas, mažinti. Paprastai tokias sistemas turi vidaus degimo varikliai, kompresoriai, oro kondicionavimo sistemos ir t. t.

Šie įrenginiai pasižymi gana nesudėtinga konstrukcija ir pritaikymo galimybių įvairove. Triukšmo slopintuvai montuojami tiesiai ant tokio kamino ir dėl savo konstrukcinių bei medžiagų savybių sugeria dalį dujų dalelių energijos, taip sukuriama triukšmo slopinimo efektas (Reid, 2006). Šiame darbe yra apžvelgiami triukšmo slopintuvai yra skirti pramonės įmonių kaminų sukeliama triukšmui mažinti. Skiriami trys pagrindiniai slopintuvų tipai:

1. Absorbuojantys garso energiją (sklaidieji slopintuvai).
2. Didinantys vamzdžio akustinę varžą (reaktyvieji slopintuvai).
3. Hibridiniai, kuriems būdingos abiejų tipų slopintuvų savybės.

Slopintuvai taip pat skiriami į aktyvius ir pasyviuosius. Aktyvieji slopintuvai remiasi garso bangų tarpusavio sąveika – pašalinimu. Nors pramoniniu lygiu šie įrenginiai dar nėra naudojami, tačiau jau yra plačiai naudojami lėktuvų, automobilių salonuose triukšmo lygiui mažinti.

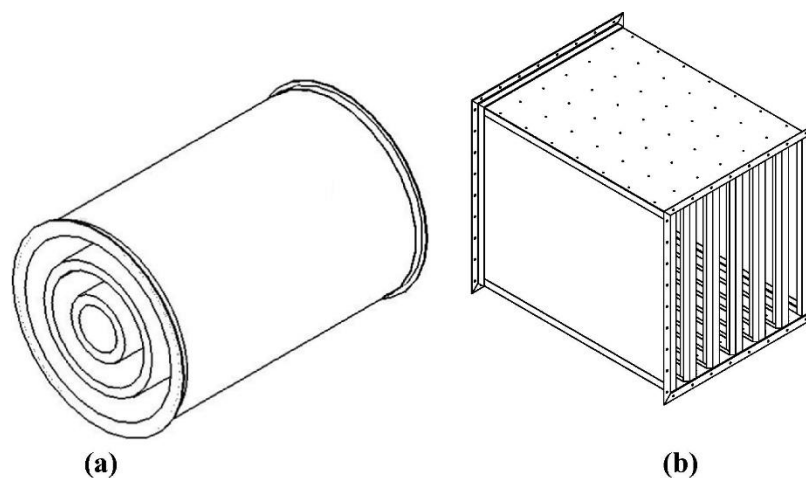
1.3. Absorbciniai slopintuvai

Absorbciniai, dar žinomi kaip rezistoriniai, slopintuvai paprastai yra sudaryti iš apvalaus ar kvadratinio profilio vamzdžio su iš vidaus įtaisyta triukšmą absorbuojančia konstrukcija.

Paprastai tai yra kocentriški mažėjančio skersmens apvalūs vamzdžiai ar skerspjuvyje lygiagrečiai išdėstytos pertvaros, pagamintos iš garsą sugeriančios medžiagos (1.3 pav.).

Tokio tipo slopintuvai yra efektyviausi, kuomet triukšmo šaltinis skleidžia plataus dažnio garsus, o didžiausiu slopinimu pasižymi aukštuose dažniuose. Tačiau jie naudoti netinkami, kai yra aukštas dujų srauto greitis ir temperatūra, taip pat, jeigu dujos pasižymi korozinėmis savybėmis.

Plačiausiai šie įrenginiai naudojami garso slopinimui dulkių šalinimo, oro kondicionavimo, oro įsiurbimo sistemose, vamzdžiuose, sujungtuose su industriniais ventiliatoriais (Barron, 2003).



1.2 pav. Absorbciniai slopintuvai: a – kocentrinis, b – stačiakampis

Rezistoriniai slopintuvai garsą silpnina akustinę energiją versdami į šilumos energiją, dujų daleles, sąveikaujančias su absorbuojančios medžiagos skaidulomis ar poromis. Norint pasiekti optimalų garso slopinimo efektą, absorbento lakšto ilgis turėtų būti dešimt kartų didesnis negu vidinis slopintuvo skersmuo (Papini et al., 2017).

Pasyviojo garso slopintuvo efektyvumą lemia:

1. Absorbuojančios medžiagos akustinė varža.
2. Absorbento lakšto geometrija.
3. Vietos slopintuvui šalinimo sistemoje parinkimas.

Šio tipo slopintuvai yra efektyviausi vidutinių ir aukštų dažnių diapozonuose.

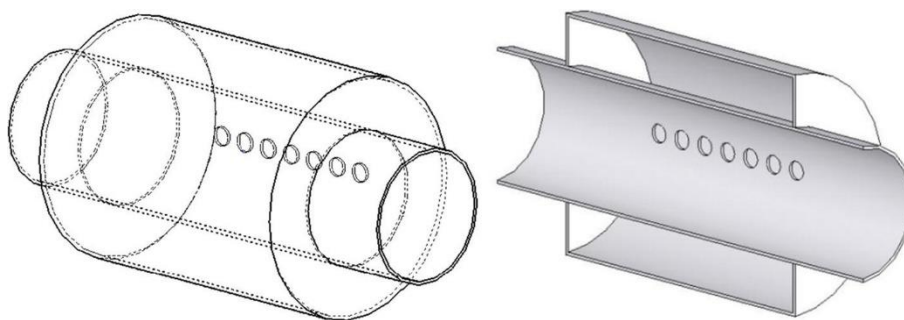
1.4. Reaktyvieji slopintuvai

Reaktyvieji slopintuvai veikia siūsdami garsą per rezonansus ir antirezonansus, kuriuos apibūdina jų geometrinė forma. Vamzdis kartu su vienu ar keletu išsiplėtimo sekcijų gali sudaryti reaktyvųjį slopintuvą, kurio kiekviena sekcija slopina skirtingo dažnio garsus. Šio tipo slopintuvai yra itin efektyvūs norint slopinti specifinio dažnio garsus, ypač žemų ir vidutinių dažnių diapozone, tačiau dėl netinkamos eksploatacijos gali stiprinti triukšmą kituose dažnio diapozonuose.

Reaktyvieji slopintuvai paprastai yra sudaryti iš keleto atskirų skirtingo tūrio ir geometrinių formų kamerų, tarpusavyje sujungtų vamzdžiais. Tokio tipo slopintuvai pasižymi savybe atspindėti garso energiją atgal į garso šaltinį. Iš esmės tokio tipo slopintuvai veikia kaip filtrai ir yra efektyviausi,

kai iš šaltinio sklindantis garsas yra grynas, be pašalinių triukšmų, fiksuoto žemo ar vidutinio dažnio arba kuomet slopinamas karštų, didelio greičio dujų srauto kuriamas triukšmas. Tokios paskirties triukšmo slopintuvas yra sąlyginai nebrangus ir reikalauja mažai priežiūros.

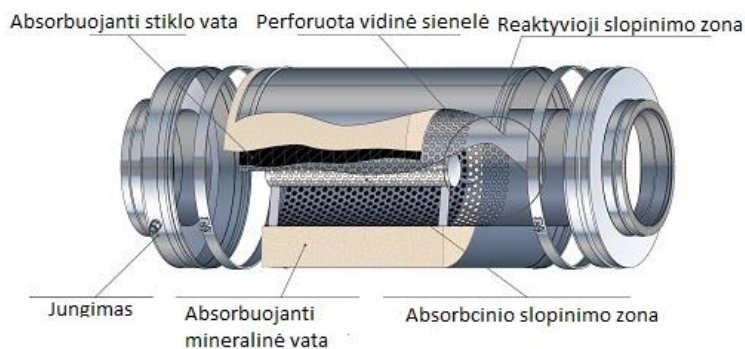
Rezonansiniai slopintuvai, tokie kaip *Helmholtz* slopintuvai (1.4 pav.), standžiai montuojami ant vamzdžio. Iš esmės yra tam tikro tūrio rezervuaras, savo tūriu besijungiantis per skylės vamzdyje. Per šias skylės sklinda garsas į slopintvą, o iš ten atsimušęs grįžta atgal taip prarasdamas savo energiją. Šio tipo slopintuvai yra ekonomiškai ir turi mažą neigiamą poveikį sistemos našumui, nes sukuria nedidelį slėgio kritimą.



1.3 pav. Rezonansinis slopintuvas (Kirby, 2001)

1.5. Hibridiniai slopintuvai

Hibridiniai slopintuvai apjungia reaktyviųjų ir absorbcinių slopintuvų savybes. Tokie slopintuvai yra kombinuoti ir pasižymi abiejų tipų slopintuvams būdinga konstrukcija. Šie kombinuotos konstrukcijos įrenginiai (1.5 pav.) taikomi norint pasiekti garso slopinimą didesniame dažnių diapozone, nei tai gali daryti įprastas slopintuvas. Tokių slopintuvų taikymas itin priklauso nuo konkrečiu atveju keliamos užduoties ir eksploatacinių sąlygų.



1.4 pav. Hibridinio triukšmo slopintuvo sandara (poujoulat.com)

Hibridiniai slopintuvai nėra naujas reiškinys, tačiau dar nėra atrastos optimaliausios jų konstrukcijos. Nors šio tipo slopintuvai efektyviai veikia plačiame dažnių diapozone, jų didžiausi slopinimo pikai, atskirai palyginti su absorbciniais ir rezonansiniais slopintuvais, yra mažesni.

1.6. Pagrindinės slopintuvų charakteristikos

Yra skirami trys pagrindiniai parametrai, nusakantys akustinio slopintuvo slopinimą:

- Triukšmo slopinimas (*Noise Reduction*) NR.
- Įterpties nuostolis (*Insertion Loss*) IL.
- Perdavimo nuostolis (*Transmission Loss*) TL.

Įterpties nuostolis (1.3 formulė) yra apibūdinamas kaip garso slėgių santykis taške už slopinamos sistemos be slopintuvo (atskaitos sistemos) ir tame pačiame taške su slopintuvu. Šis dydis taip pat yra lengvai išmatuojamas, tačiau sunkiai apskaičiuojamas, nors tai yra vienas dažniausiai taikomų dydžių triukšmo slopinimui nusakyti, nes jis tiksliausiai išreiškia slopinimą konkrečiai sistemai. Tačiau tai reiškia, jog, slopintuvą pritaikius kitai sistemai, ankstesnis rezultatas nebus pasiektas (Tao, Seybert, 2003).

$$IL = 20 \log \left(\frac{p_r}{p_m} \right), \quad (1.3)$$

čia p_r - atskaitinės garso bangos slėgis, p_m - išmatuotos garso bangos slėgis.

Perdavimo nuostolis (1.4 formulė) tai yra įeinančios į slopintuvą ir perduotos per slopintuvą garso bangų galių santykis. Kadangi šis parametras priklauso tik nuo paties slopintuvo savybių, dažniausiai yra naudojamas projektuojant slopintuvus. Rezultatą sunku išmatuoti fiziškai, nes norint gauti tikslius skaičius reikia izoliuoti įeinančias ir išeinančias į slopintuvą garso bangas nuo atspindėjusių bangų. Verta paminėti, jog visi metodai, skirti matuoti perdavimo nuostoliui, paremti plokščiųjų bangų teorija.

$$TL = 10 \log \left(\frac{W_i}{W_t} \right), \quad (1.4)$$

čia: W_i - įeinančios į slopintuvą garso bangos galia, W_t - perduotos per slopintuvą garso bangos galia.

Triukšmo slopinimas (1.5 formulė) (NR) yra garso slėgių lygių santykis slopintuve. Tai yra paprasčiausiai išmatuojamas parametras, bet sunkiai apskaičiuojamas ir numanomas. Šis parametras itin priklauso nuo paties slopintuvo ir sistemos, prie kurios yra prijungtas, todėl šį parametrą apskaičiuoti praktiškai neįmanoma. Daugelyje sistemų tyrimų triukšmo slopinimas gali būti laikomas numanomu slopintuvo perdavimo nuostoliu. Dėl šių priežasčių triukšmo slopinimas itin plačiai taikomas slopintuvų tyrimuose.

$$NR = 20 \log \left(\frac{p_u}{p_d} \right), \quad (1.5)$$

čia p_u - įeinančio į slopintuvą garso slėgis, p_d - išeinančio iš slopintuvo garso slėgis.

1.7. Triukšmo slopintuvo projektavimo pagrindai

Pagrindinė triukšmo slopintuvo dizaino funkcija – atspindėti akustinių bangų sklaidimą į jų šaltinį. Kai akustinė banga keliauja per dviejų sričių ribą su skirtingomis akustinėmis varžomis, yra atspindima tam tikra dalis akustinės energijos. Kuo didesnis skirtumas tarp šių varžų, tuo didesnė dalis energijos atspindima. Kuomet banga atspindima, taip pat atsiranda ir fazės pokytis, dėl kurio atsiranda interferencija tarp įeinančios ir atspindėtos garso bangos. Dėl šio fizikinio reiškinių reaktyvieji slopintuvai ir slopina garso šaltinį. Bendrinio atveju šio tipo slopintuvai geriausiai veikia slopinant žemo dažnio triukšmą.

Norint sukurti akustinių varžų skirtumus ir interferencijų laukus, slopintuvo elementai turi būti išdėlioti atstumais, lygiais slopinamo garso dažnio bangos ilgiui. Kadangi kuo aukštesnis dažnis, tuo bangos ilgis trumpesnis, aukšto dažnio triukšmo slopinimui reaktyviųjų slopintuvų pagaminti praktiškai neįmanoma. Slopintuvą sudarantys elementai turi ir papildomų savybių, kaip išklaidyti garso energiją į šilumą ar sumažinti korpuso vibraciją (Selamet et al., 2003).

1.8. Srities savybių pokyčiai

Vamzdžio akustinė varža yra glaudžiai susijusi su vamzdžio skerspjūvio plotu. Staigus skerspjūvio ploto pasikeitimas sukuria varžų skirtumą, reikalingą atspindėti akustinei energijai atgal jos šaltinio link. Kuo didesnis skerspjūvių skirtumas, tuo didesnis varžų skirtumas. Apytikslis tokio skerspjūvio nevientisumui ir išsiplėtimo kambariui perdavimo nuostolio (TL) skaičiavimas pateikiamas Munjal ir Sahasrabudhe (1.6) formulėje:

$$TL = 10 \log \left[\frac{(S_1 + S_2)^2}{4S_1 S_2} \right]; \quad (1.6)$$

Čia: S_1 - pirmojo vamzdžio skerspjūvio plotas, S_2 - antrojo vamzdžio skerspjūvio plotas.

$$TL = 10 \log \left[1 + 0.25(m - m^{-1})^2 \sin^2(kL) \right] \quad (1.7)$$

Čia: m - slopintuvo skerspjūvių plotų santykis, k – bangų skaičius, L – išsiplėtimo kameros ilgis.

Iš formulės (1.6) aiškiai matoma, jog kuo didesnis skirtumas tarp vamzdžių skerspjūvių plotų, tuo didesnis perdavimo nuostolis.

Kadangi (1.7) formulė apibrėžta sinuso funkcija, tai reiškia, jog išsiplėtimo kamera turi cikliškai pasikartojančią slopinimo kreivę. Maksimalus šios kreivės pikų skaičius, dar vadinamas rezonansais, atsiranda, kuomet išsiplėtimo kambario ilgis (1.9 formulė) yra lygus nelyginiam skaičiui, padaugintam iš ketvirčio bangos ilgio.

$$L = \frac{n\lambda}{4} = \frac{nc}{4f}; \quad (1.9)$$

TL Max. kai $n = 1, 3, 5 \dots$ TL Min. kai $n = 2, 4, 6 \dots$

čia L – išsiplėtimo kambario ilgis, λ - bangos ilgis, c – garso greitis.

Šios lygtys yra laikomos tik apytiksliais skaičiavimais, kuomet remiamasi plokščiųjų bangų teorija.

Kuomet projektuojamas keleto kamerų slopintuvas, praktikoje patariama tarp kamerų, skirtų slopinti panašaus dažnio garsams, išlaikyti kuo didesnius atstumus, kad būtų išvengta rezonansų sąveikos. Tokia neigiamą poveikį turinti slopintuvo kamerų sąveika vadinama išderinimu, nes sumažina perdavimo nuostolius (TL). Projektuojant slopintuvą, vienos kameros (ar perforuoto vamzdžio, dar vadinamo deflektoriumi) neslopintų dažnių garsai turėtų būti slopinami kito kambario.

1.9. Įėjimas, išėjimas, deflektoriai

Kuomet projektuojamas daugelio išsiplėtimo kamerų konstrukciją turintis slopintuvas, įprastai yra naudojami perforuoti vamzdžiai, vadinami deflektoriais, kameroms sujungti. Deflektoriai įprastai ne tik sujungia atskirus kambarius, bet ir tam tikru ilgiu įeina į pačias slopinimo kameras. Tas pats gali būti padaryta ir su įėjimo ir išėjimo vamzdžiais. Kiekvienas deflektorius būdamas kameroje sukuria papildomą slopinimą slopintuve (Jang and Lee, 2015).

Kuomet sprendžiama, kiek pratęsti deflektorius į išsiplėtimo kameras, būtina atsižvelgti, jog didinant deflektoriaus ilgį, yra mažinamas efektyvus slopinimo kambario ilgis tarp deflektorių, dėl to keičiasi slopinamų dažnių rezonansai kameroje (Kirby, 2001).

1.10. Akustiniai užpildai

Akustiniai užpildai nesudaro reaktyviosios slopintuvo dalies, tai – sklaidieji konstrukcijos elementai. Tai reiškia, jog triukšmo slopinimas gaunamas dėl garso energijos virsmo šilumine energija. Sklaidieji elementai pasižymi slopinimu visuose dažniuose, tačiau efektyviausi slopinant aukšto dažnio garsus. Dėl šios savybės sklaidieji užpildai komponuojami su reaktyviaisiais elementais, efektyviais slopinant žemų dažnių garsus. Kaip akustiniai užpildai yra naudojamos porėtos medžiagos. Paprastai sklaidžiąja medžiaga yra išklojamas slopintuvo korpusas, tačiau didelių gabaritų slopintuvuose porėtos medžiagos intarpas naudojamas kaip deflektorius. Praktikoje tai yra kocentrinės medžiagos užpildo tubos, prilaikomos pagalbinių konstrukcijų. Kuo storesni užpildo tarpai, tuo slopinimas didėja, tačiau dujų srauto pratekėjimas taip pat mažėja (Gupta, Tiwari, 2015).

Projektuojant slopintuvą su akustinės medžiagos tarpais, medžiaga laikoma izotropine ir homogeniška. Garso sklaidą šiose medžiagose nusako akustinė varža Z ir kompleksinis bangų skaičius k . Šioms savybėms apskaičiuoti taikomas Dalany Bazley modelis (1.10):

$$Z = \rho_0 C_0 \left[\left(1 + 0.0497 \left(\frac{f}{R} \right)^{-0.754} \right) + j \left(-0.0758 \left(\frac{f}{R} \right)^{-0.732} \right) \right] \quad (1.10)$$

$$k = k_0 \left[\left(0.169 \left(\frac{f}{R} \right)^{-0.595} \right) + j \left(1 + 0.0858 \left(\frac{f}{R} \right)^{-0.07} \right) \right] \quad (1.11)$$

čia $Z_0 = \rho_0 c_0$, $k_0 = \frac{\omega}{c_0}$.

čia f – dažnis, R – oro pasipriešinimas, c_0 - garso greitis ore, ρ_0 - oro tankis, Z – akustinė medžiagos varža, Z_0 - akustinė oro varža.

1.11. Išorinės slopintuvo sienos, korpusas

Išorinės slopintuvo sienos taip pat gali būti projektuojamos su reaktyviosiomis ir sklaidžiosiomis savybėmis. Garso bangos, keliaujančios per slopintuvo korpusą, perdavimo nuotolis nusakomas standumo, sugerties ir sienos masės. Dažniuose, žemesniuose nei savitieji sienelės dažniai, perdavimo nuostolio dominuojanti charakteristika yra standumas. Aukštesniuose dažniuose nei savitieji dažniai dominuojanti charakteristika yra sienelės masė. Dažniuose, artimuose savitiesiems dažniams, masė, sugertis ir standumas prisideda panašiomis dalimis prie perdavimo nuostolio. Žemų dažnių ruože TL sumažėja 6dB per oktavą. Aukštuose dažniuose, priešingai, padidėja 6 dB per oktavą. Padvigubinant masę, aukštuose dažniuose sukuriama papildoma, apie 6 dB perdavimo nuotolio efektas. Didelis standumas, sugertis ir masė sukuria papildomą slopinimą, duodantį efektą sienelėje (Gupta and Tiwari, 2015).

Aukštų dažnių akustinės bangos dažniausiai kelia daugiau iššūkių konstrukcijų sienelėms projektuoti negu žemų dažnių. Aukšto dažnio energija, sugeneruota variklio ar srauto tėkmės, gali veikti dviem skirtingomis formomis. Tai yra mechaninės vibracijos ir akustinės bangos, kurios atsiranda iš vidaus degimo variklio ar ventiliatoriaus sparnuotės, ir yra pulsacijos, kurios atsiranda iš turbulentinio srauto tekėjimo vamzdyje. Turbulencija atsiranda, kuomet dujų srauto tėkmei yra kliūtis. Šie aukšti dažniai gali sužadinti savuosius sienelės dažnius ir sukurti vibracijas ir triukšmą. Sienelės, kurios yra veikiamos akustinių bangų, didžiausias triukšmo ir vibracijų perdavimas įvyksta sutapus dažniams. Tai yra dažniai, ties kuriais slopinamos bangos ilgis sutampa su bangos ilgiu sienelėje. Žemiausias sutampantis dažnis sienelėj yra vadinamas kritiniu dažniu ir yra duotas formulėje (1.12).

$$\omega_c = c^2 \sqrt{\frac{m}{D}}; \quad (1.12)$$

čia m – sienelės masė, D – standumas (lenkimo), ϕ - garso bangos santykio su sieniele kampas.

Formulė (1.13), skirta apskaičiuoti sutampančius bangos ir sienelės dažnius

$$\omega_{co} = \frac{\omega_c}{\sin^2 \phi}; \quad (1.13)$$

Sienelės, kurios nėra standžios, sumažins varžų skirtumą, kuris skirtas atspindėti garso bangas atgal į šaltinį. Tai leis daugiau bangų būti perduotoms per slopintuvo komponentus. Taip pat vibracijos gali pakeisti slopinimo kambarių, kuriuose jos atsiranda, rezonansų dažnius, kas lems TL dažnių, kuriems slopinti skirtas kambarys, pasikeitimą. Taip pat korpuso vibracija apeis slopintuvo komponentus ir persiduos per vamzdyną toliau už slopintuvo. Ši vibracija taip pat skleis garsus atgal į vamzdynų vidų ir išorę. Sudėjus visus šiuos faktorius kartu, gali būti stipriai pažeistas perdavimo nuostolių efektyvumas aukštuose dažniuose.

Šiam nepageidaujamam sienelių vibravimui sumažinti yra taikoma keletas priemonių. Paprasčiausias būdas yra pridėti masės prie sienelių. Tai gali būti padaryta projektuojant storesnes sienelės arba darant dviejų sluoksnių sienelę. Dviejų sluoksnių sienelė yra efektyvesnė, nes paprastai maža oro erdvė tarp sienelių prisideda prie slopinimo. Kita priemonė vibracijai slopinti yra papildomi sugeriančių medžiagų sluoksniai iš korpuso išorės (Lima et al., 2011). Dažniausiai taikomi du variantai:

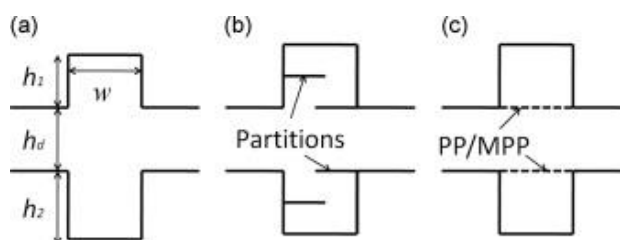
Pirmas variantas – garsą sugeriančios medžiagos sluoksniu padengtas slopintuvo korpusas. Kuomet korpusas deformuojasi, energija išsklaidoma per sugeriančios medžiagos tempimą ir suspaudimą.

Antruoju atveju su uždaru sluoksniu sugerianti medžiaga pridedama iš korpuso išorės ir ant jos uždedama uždarančioji medžiaga. Slopinimas vysta, kai išoriniai sluoksniai patiria lenkimą, o vidurinis slopinantis sluoksnis patiria šlyties deformaciją. Ši šlyties deformacija sukuria daugiau energijos išsklaidymo sugeriančiajame sluoksnyje nei paprastas sugeriančiosios medžiagos sluoksnis.

2. MOKSLINĖS LITERATŪROS APŽVALGA

2.1. Išsiplėtimo kambario optimizavimas

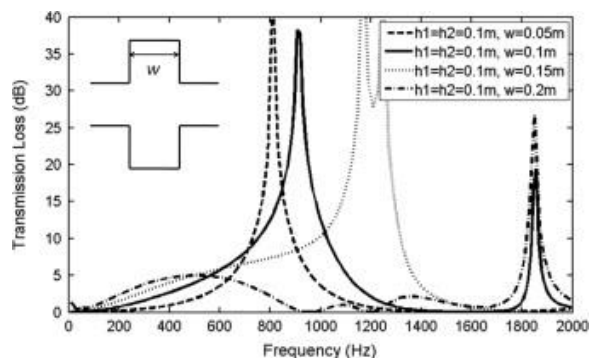
Kinų mokslininkų (Yua, Tongb, Panb and Chenga, 2015.) atliktame tyrime „*Sub-chamber optimization for silencer design*“ buvo tiriama rezonansinio slopintuvo efektyvumo priklausomybė nuo kamerų konstrukcijos. Skirtingoms konstrukcijoms testuoti buvo taikomos trys populiariausios priemonės, naudojamos projektuojant slopintuvus (2.1 pav.).



2.1 pav. Priemonės garso slopinimo efektui gauti: a) geometrijos keitimas, b) pertvaros, c) perforuotos ir mikroperforuotos medžiagos

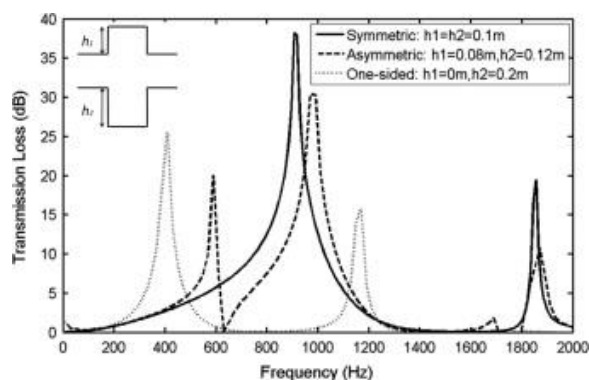
Pirmiausia tyrimas buvo atliktas keičiant geometrinius subkambarių parametrus. Tyrimui sugeneruoti buvo sumodeliuota sistema iš tuščiavidurės kvadrato formos talpos su dviem begalinio ilgio vamzdžiais iš šonų. Kamerų (talpų) geometrinius parametrus nusako plotis w ir aukštis h . Bazinėmis sąlygomis pasirinkta $h=0.1$ m, $w=0.1$ m.

Pirmuoju atveju buvo priimta, jog abiejų kamerų aukštis $h=h_1=h_2=0.1$ m, o plotis w kinta nuo 0.05 m. Bandymo metu gautas efektas atsirado dėl akustinės varžos skirtumų garsui pereinant iš vamdžio į kamerą ir vėl pereinant į vamzdį. Didžiausias slopinimo efektas pasiektas prie 917 Hz su 0,05 m pločio kameromis, o didžiausiame dažnių diapozone veikė 0,15m pločio – 950-1350 Hz. Rezultatai pateikti grafike (2.2. pav.).



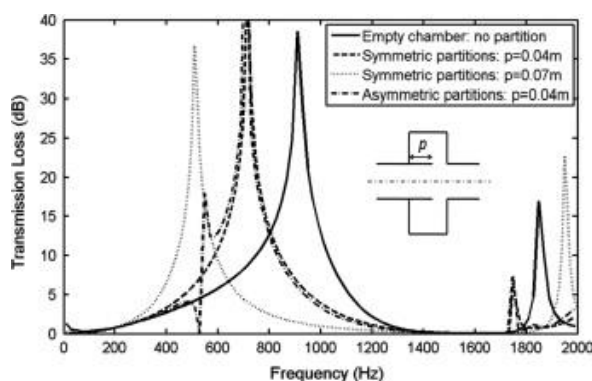
2.2 pav. Garso slopinimo efektyvumas kintant kameros pločiui

Antruoju atveju buvo keičiamas kameros aukštis. Buvo simuliuojamas atvejis, kai abiejų kamerų aukščiai buvo vienodi $h_1=h_2=0.1$ m, asimetrinė konstrukcija $h_1=0.06$ m, $h_2=0.12$ m, ir variantas su viena kamera, kai $h_2=0.2$ m. Didžiausias pikas buvo gautas su simetriška konstrukcija, tačiau skirtingų aukščių kamerų atveju buvo gautas didžiausias slopinimo diapozonas. Vienpusis slopintuvas pasižymėjo slopinimu žemesnių dažnių ruože. Rezultatai pateikti scheme (2.3 pav.).



2.3 pav. Garso slopinimo efektyvumas kintant kameros aukščiui

Tiriant kameras su pertvaromis, buvo projektuojamos bazinio dydžio kameros su skirtingų ilgių pertvaromis. Pirmuoju atveju buvo testuojama sistema be jokių pertvarų, kitu – pertvaros buvo simetriškos ir vienodo ilgio p , trečiuoju atveju pasirinkta pertvaras projektuoti asimetriškas viena kitai, tačiau vienodo ilgio. Simuliacijos metu buvo gauta, jog didžiausias pikas ir plačiausias dažnių ruožas buvo pasiektas ilgio $p=0.04$ m pertvaromis. Rezultatai pateikti scheme (2.4 pav.)

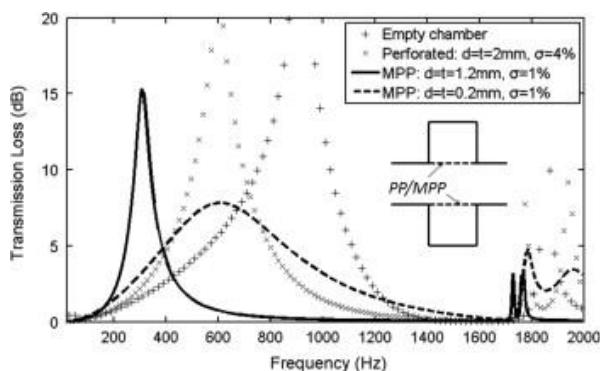


2.4 pav. Garso slopinimo efektyvumas kintant pertvaros ilgiui

Paskutiniu atveju buvo tiriamas kamerų su perforuotais paviršiais triukšmo slopinimo efektyvumas. Kuomet paviršiaus skylių skersmuo didesnis negu 1,5, toks paviršius vadinamas

perforuotu, jeigu skersmuo mažesnis – vadinamas mikroperforavimu. Šiuo atveju buvo priimta, kad skylės skersmuo lygus perforuoto paviršiaus storiui t. y. $d=t$.

Gautus rezultatus lyginant su bazinės kameros rezultatais matoma, jog slopinimas vyksta aukštesnių dažnių negu bazinės kameros ruože. Smulkėjant skylių skersmeniui gaunamas didesnis slopinimo pikas, tačiau mažėja efektyvaus veikimo diapozonas. Rezultatai pateikiami schemeje (2.5 pav.).

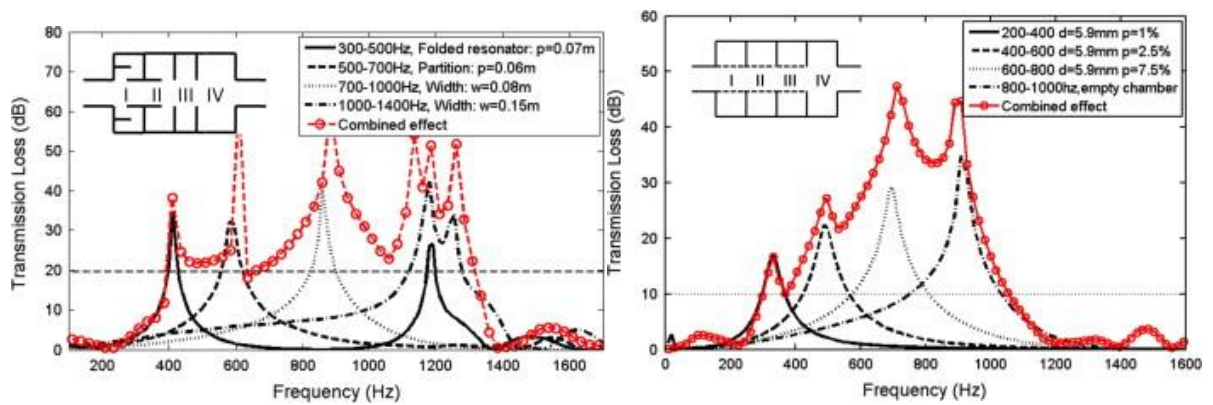


2.5 pav. Garso slopinimo efektyvumas kintant skylės skersmeniui

Darbo metu gautų rezultatų apibendrinimas:

1. Simetrinis tuščių kamerų dizainas tinkamas norint išgauti slopinimo piką 800–1300 Hz diapozone vien varijuojat pločiu w .
2. Asimetrinės konfigūracijos atveju, kaip ir simetrinės, pikas pasireiškia tame pačiame ruože, tik pasižymi dar vienu piku žemesniuose dažniuose.
3. Paringinis slopinimo ruožas gali būti perkeltas žemiau dažnių juostoje naudojant ilgesnes pertvaras ar keletą jų sluoksnių. Tačiau kuo rezonatorius labiau vingiuotas, tuo siauresnis slopinimo diapozonas.
4. Naudojant perforuotas medžiagas, pasiekiamas dvilypis – absorbcinis ir reflekcinis – efektas. Naudojant skirtingos perforacijos profilius galima varijuoti nuo 250 Hz iki 1100 Hz dažnių ruože.

Pagal gautas išvadas autoriai sumodeliavo kombinuotus, daugelio kamerų slopintuvus su kombinuotu efektu. Pirmuoju atveju buvo kombinuota iš tuščiavidurių kamerų ir pertvarų, antruoju buvo panaudotos bazio tūrio kameros su vienodo dydžio, tačiau skirtingo tankio skylėmis. Gauti rezultatai pateikiami scheme (2.6 pav).



2.6 pav. Kombinuoti daugiakameriniai slopintuvai

Darbo metu buvo atlikta:

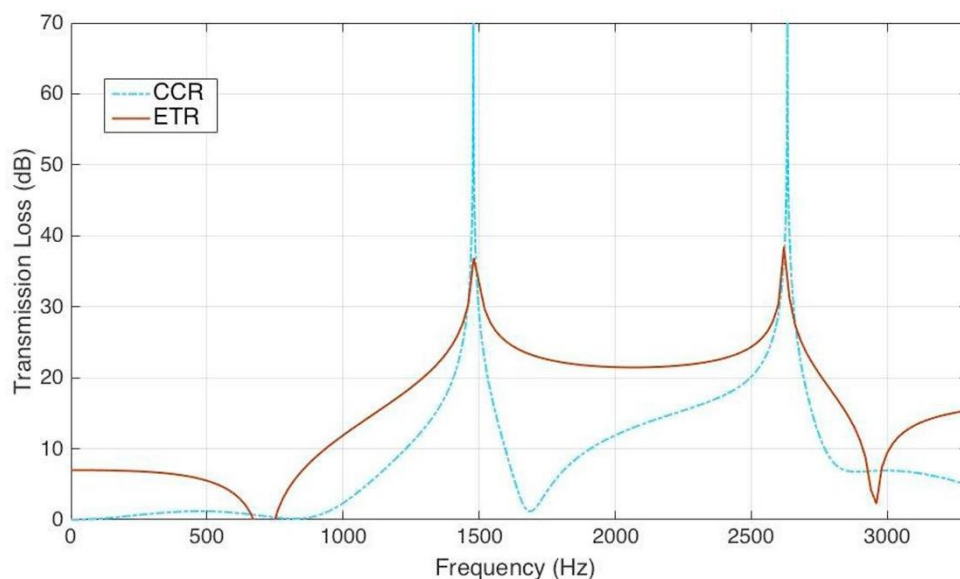
1. Buvo ištirtas pagrindinių slopinimo priemonių efektyvumas.
2. Apibendrinti gauti rezultatai po kiekvieno tyrimo.
3. Išskirti geriausią rezultatą, t. y. didžiausią piką ir plačiausią dažnio diapozoną apimantys parametrai.
4. Nustatyta, jog geriausią ir labiausiai prognozuojamą efektą duoda tuščiaviduriai kambariai ir perforuotos medžiagos.
5. Pasiūlytas kombinuotas daugelio kamerų dizainas plataus dažnio triukšmo slopinimui.
6. Grafiškai pateikti ir palyginti bandymų rezultatai.

2.2. Akustinio filtro triukšmui slopinti projektavimas ir analizė

Kito straipsnio „*Design and analysis of a compact acoustic filter for broad band noise absorption*“ (Chhibber, Kumar, Haldar and Hota., 2018) autoriai taip pat tyrė garso slopintuvo efektyvumo priklausomybę nuo geometrijos. Straipsnyje aprašomi paprastos konstrukcijos, potencialiai nebrangūs ir plačias galimybes pritaikymui turintys ETR (*Extended Tube Resonators* – pratęsto vamzdžio rezonatoriai) ir CCR (*Circular hole Cavity resonator* – kocentrinių kiaurymių rezonatoriai). ETR slopintuvai pasižymi tuo, jog tris ketvirčius viso slopintuvo sudaro įėjimo ir išėjimo vamzdžiai, o vieną ketvirtį – slopinimo kamera. Šio tipo slopintuvai efektyviai tildo žemo dažnio garsus – iki 2000 Hz. CCR slopintuvai pasižymi tuo, jog slopintuvo viduje yra perforuotas vamzdis, einantis per vieną ar keletą slopinimo kamerų. Autorių teigimu, abiejų tipų slopintuvai yra efektyvūs, tačiau ETR tipo slopintuvai turi žymų trūkumą – didelis dujų srauto slėgio kritimas.

Pagal straipsnyje pateiktą metodiką ir iškeltas sąlygas (garso slopinimas 1000–3000 Hz diapozone, kompaktiškai matmenys) analitinio modeliavimo metodu buvo sumodeliuoti abiejų tipų

slopintuvai. Gauti įėjimo ir išėjimo vamzdžių matmenys: 32,4 mm ir 57,2 mm ETR slopintuvui ir 11,58 mm ir 19,30 mm CCR slopintuvui, kas yra beveik 2/3 mažiau negu pirmuoju atveju. Kompiuterinės simuliacijos metu gauti duomenys pateikiami diagramoje (2.7 pav.).



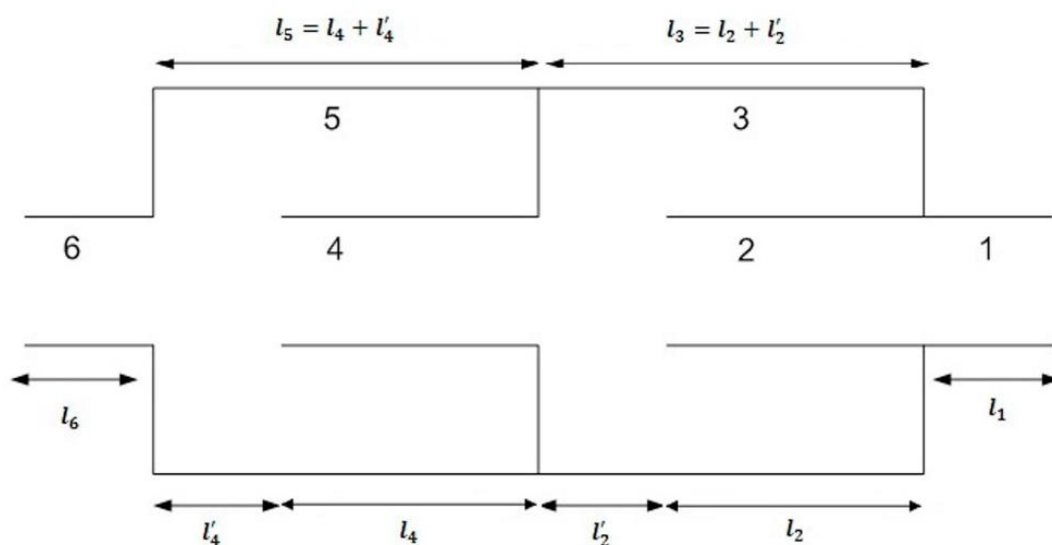
2.7 pav. ETR ir CCR tipo slopintuvų efektyvumas tiriamame dažnių diapozone

Pagal gautus duomenis, daroma išvada, jog CCR tipo slopintuvas yra efektyvesnis dėl itin aukštų savo pikų. Tačiau, autorių teigimu, perforuotą konstrukciją yra gana sudėtinga pagaminti, todėl vietoje skylių galima naudoti vamzdyje įpjovas, kurių plotas turi būti lygus skylių užimamam plotui. Skaičiavimams naudotas pataisos koeficientas k buvo gautas bandymų būdu. CAD modeliai pateikiami paveikslėlyje (2.8 pav.).



2.8 pav. CCR slopintuvas: kairėje – su perforuota konstrukcija, dešinėje – konstrukcija su įpjovomis

Toliau buvo tiriamas CCR slopintuvo su įpjovomis efektyvumas. Tyrimo metu buvo bandoma teoriškai apskaičiuotus duomenis patvirtinti eksperimentiniais matavimais. Tam buvo pagaminti 5 slopintuvai, kurių matmenys yra pateikiami scheme (2.9 pav.) ir lentelėje (2.1 lent.).

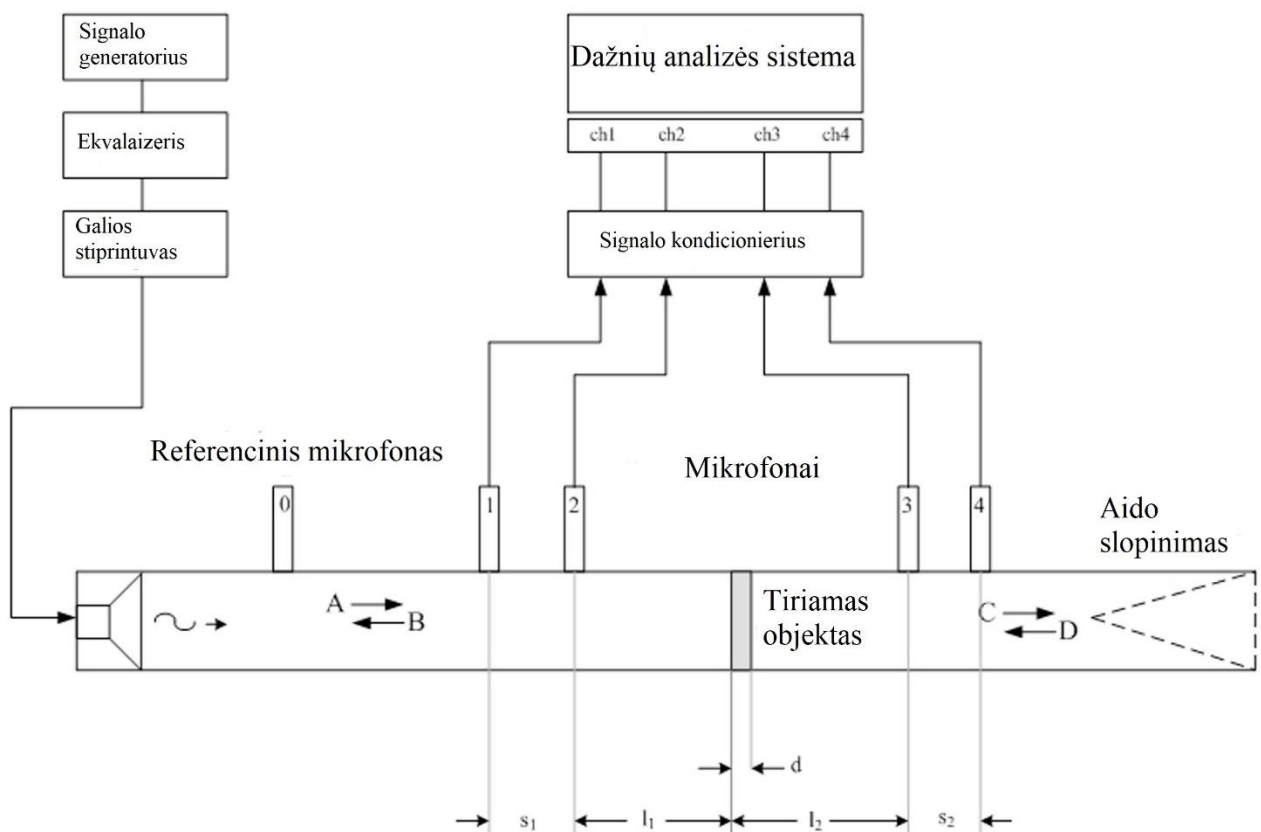


2.9 pav. Slopintuvo schema

2.1 lentelė. Tirtų slopintuvų matmenys

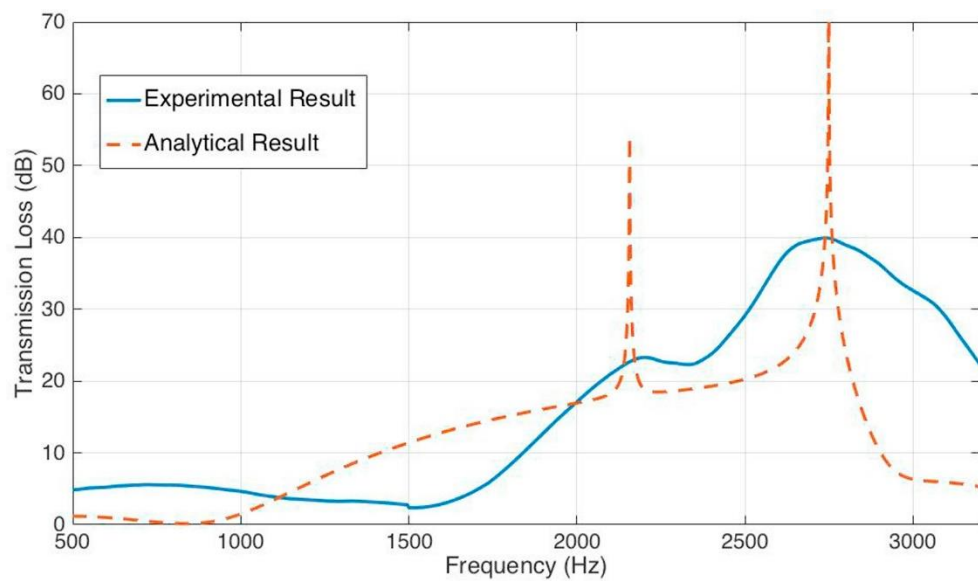
Slopintuvas	Vidinis slopinimo kameros skersmuo D, mm	Bendras kameros ilgis L, mm	Vidinio vamzdžio skersmuo d, mm	Pirmos įpjovos plotis l'_4 , mm	Antros įpjovos plotis l'_2 , mm
1.	74	50,3	43,5	6,13	7,47
2.	74	50,3	43,5	6,08	7,52
3.	74	50,3	43,5	5,43	8,17
4.	74	50,3	43,5	4,93	8,67
5.	74	50,3	43,5	4,1	9,5

Ilgiai l_1 ir l_6 yra apskaičiuoti jau anksčiau analitiniu metodu ir yra vienodi visais tiriamais atvejais. Tyrėjų pasirinkimu įpjovų pločiai l_2 ir l_4 yra atitinkamai lygūs ilgiams l'_2 ir l'_4 : $l_2 = l'_2$, $l_4 = l'_4$. Tyrimui atlikti naudoto stendo schema pateikiama paveikslėlyje (2.10 pav.).

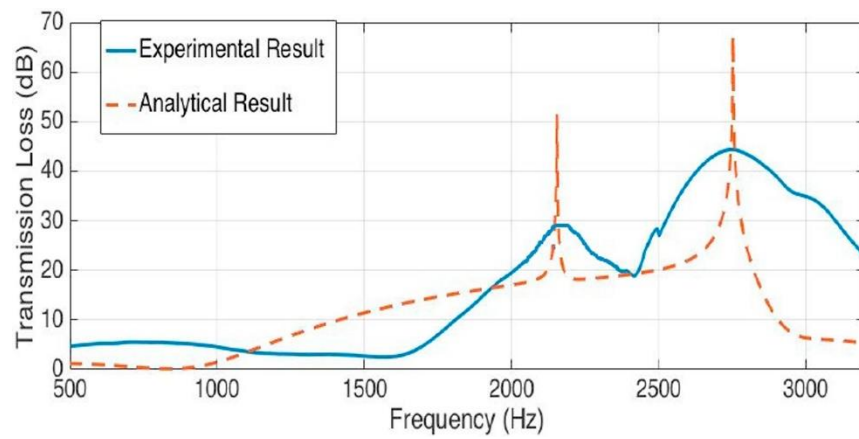


2.10 pav. Tyrimo stendas: s_1 , s_2 – atstumai tarp mikrofonų prieš ir po slopinimo, l_1 , l_2 – atstumai nuo mikrofonų iki slopintuvo įėjimo, d – slopintuvo ilgis

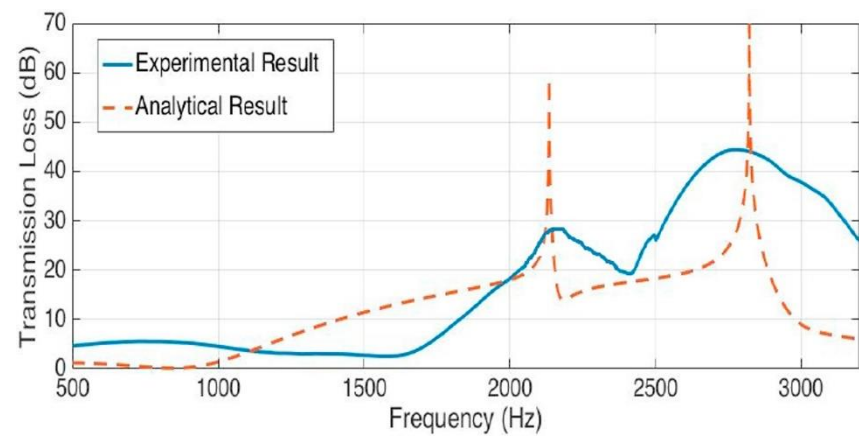
Ekperimentiškai surinkti duomenys palyginti su analitiniu metodu apskaičiuotais duomenimis.



2.11 pav. 1-ojo slopintuvo rezultatų tyrimo palyginimas

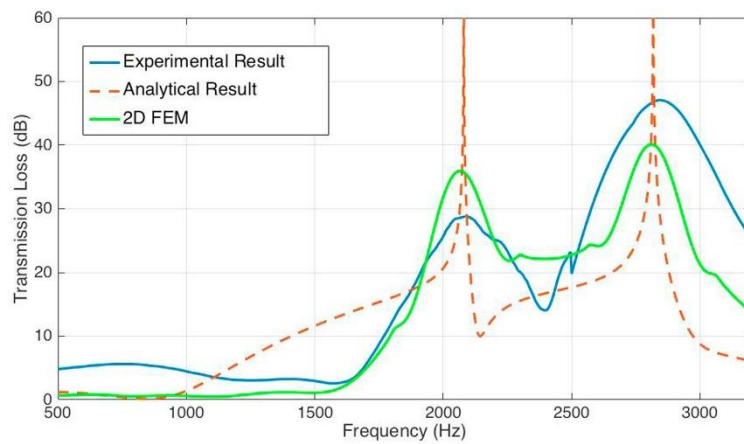


2.12 pav. 2-ojo slopintuvo rezultatų tyrimo palyginimas

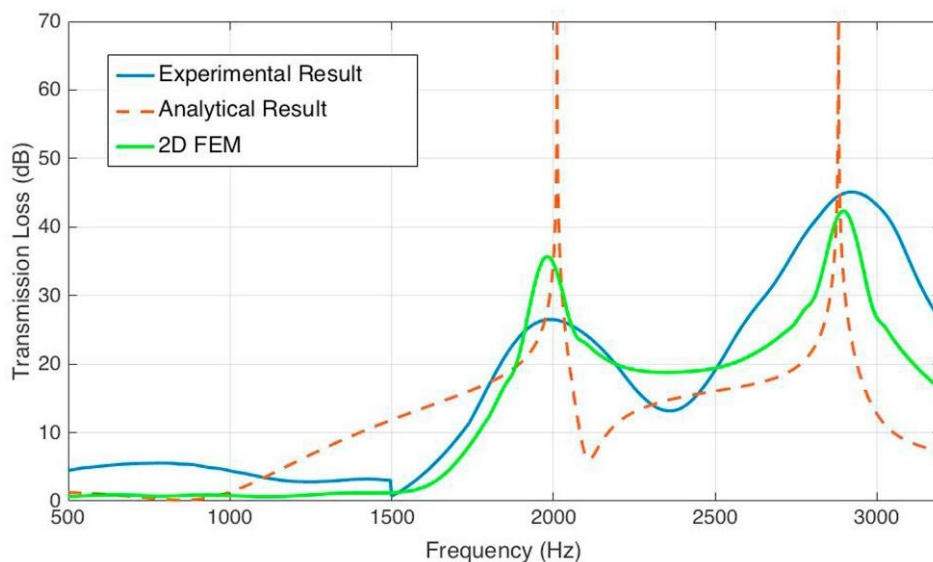


2.13 pav. 3-ojo slopintuvo rezultatų tyrimo palyginimas

4 ir 5 slopintuvų tyrimams autoriai pateikia palyginimą ir baiginių elementų metodu (FEM) apskaičiuotus parametrus.



2.14 pav. 4-ojo slopintuvo rezultatų tyrimo palyginimas



2.15 pav. 5-ojo slopintuvo rezultatų tyrimo palyginimas

Eksperimento metu buvo analitiškai apskaičiuotas ETR ir CCR slopintuvų efektyvumas. Aptarti slopintuvų pranašumai ir trūkumai ir pasirinktas optimaliausias variantas. Pagal išsikeltus reikalavimus suprojektuotas CCR tipo slopintuvas. Eksperimentu ir teoriškai apskaičiuotas ir palygintas slopintuvų efektyvumas. Efektyviausias slopinimas (didžiausi pikai) užfiksuoti slopintuvuose su didžiausiomis įpjovomis. Tačiau tyrimo metu nebuvo atsižvelgta į dujų srauto slėgio praradimą dėl triukšmo slopinimo, kas irgi yra svarbus faktorius projektuojant tokį įrenginį.

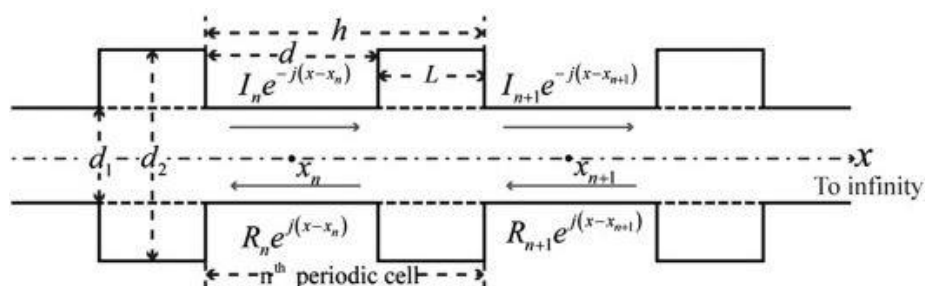
Iš gautų duomenų daromos išvados:

1. Perforuoto vamzdžio skylės pakeičiant įpjovomis pagal autorių naudotą metodiką pataisos koeficientas k turi būti 0,7.
2. Kuo didesnis įpjovos plotis, tuo didesnis gaunamas triukšmo slopinimas.
3. Jeigu dažnių diapozonas tarp slopinimo pikų didesnis nei 1000 Hz, autriai rekomenduojama naudoti daugiau negu dvi slopinimo kameras.
4. Autorių teigimu, aprašytas tyrimas gali būti naudojamas kaip pramoninio triukšmo slopintuvo tyrimo metodika.

2.3. Mikroperforuoti medžiagų taikymas slopintuvuose

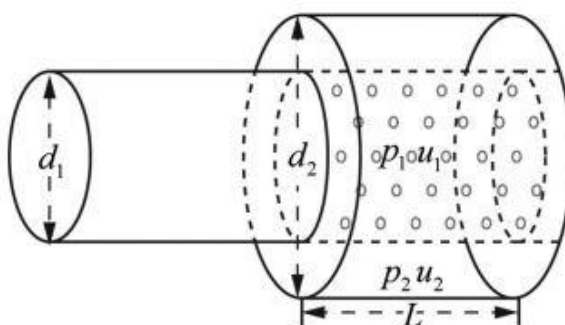
Tyrimo „*Sound attenuation of a periodic array of micro-perforated tube mufflers*“ (Shi and Mak, 2016) objektas – triukšmo slopintuvai su mikroperforuotomis sienelėmis tirti teoriniais, skaitiniais ir eksperimentiniais metodais. Tyrimo esmė yra patikrinti teoriją, jog mikroperforuoti kūnai pasižymi didele akustine varža.

Bendruoju atveju tiriamo slopintuvo schema pateikiama 2.16 pav.



2.16 pav. Tiriamo slopintuvo schema

Slopintuvas sudarytas iš periodiškai pasikartojančių elementų 2.17 pav.

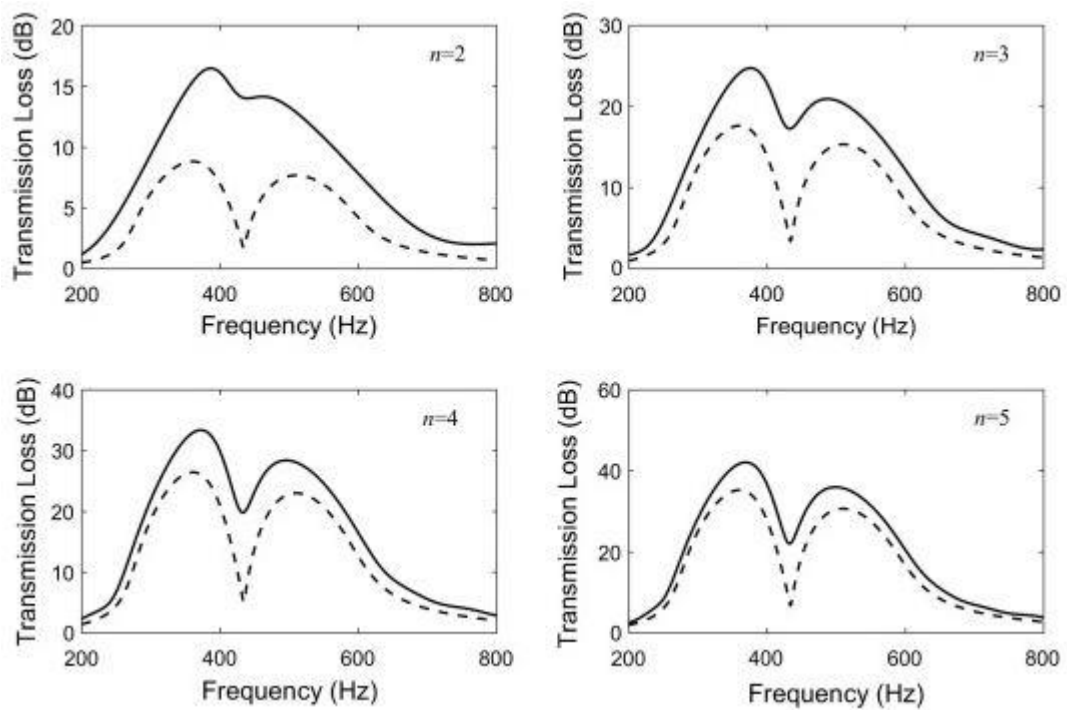


2.17 pav. Periodiškai pasikartojantis slopintuvo elementas

2.2 lentelė. Slopintuvo kameros parametrai.

Vidinis skersmuo, d_1	94 mm
Išorinis skersmuo, d_2	154 mm
Mikroperforuoto vamzdžio ilgis, L	100 mm
Mikroperforacijos skersmuo, d_h	1 mm
Mikroperforuotos medžiagos storis, t	3 mm
Medžiagos porėtumas, σ	0,0085

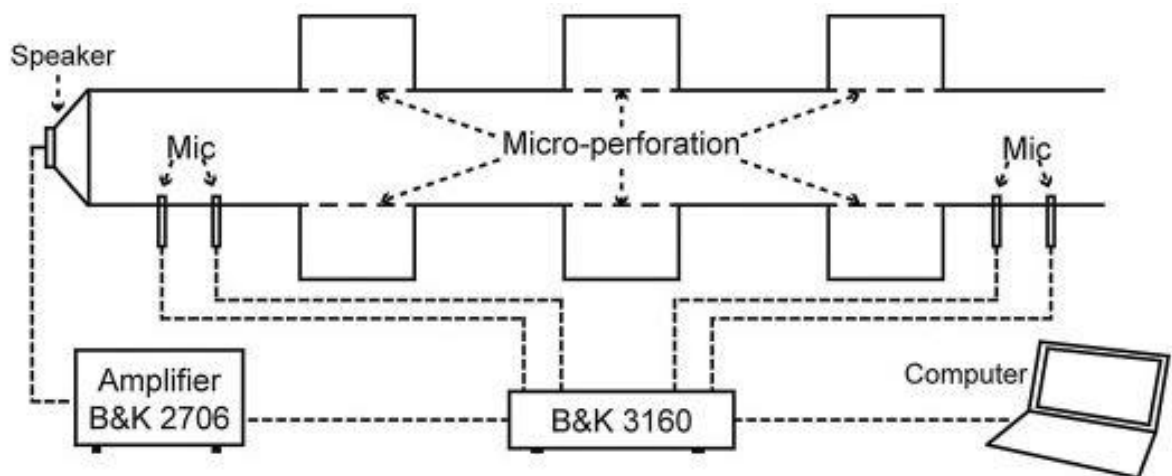
Pirmiausia yra atliekamas tyrimas baigtinių elementų metodu. Šiuo tyrimu nustatoma, kokią slopinimo efektą sukuria slopintuvas 0–1000 Hz dažnių ruože su skirtingu skaičiumi n išsiplėtimo kamerų atstumu $h = 0,40\text{m}$ tarp kamerų. Terpė, kurioje sklinda garsas, yra oras, temperatūra 20°C , oro slėgis 1 atm. Rezultatai pateikiami 2.18 pav.



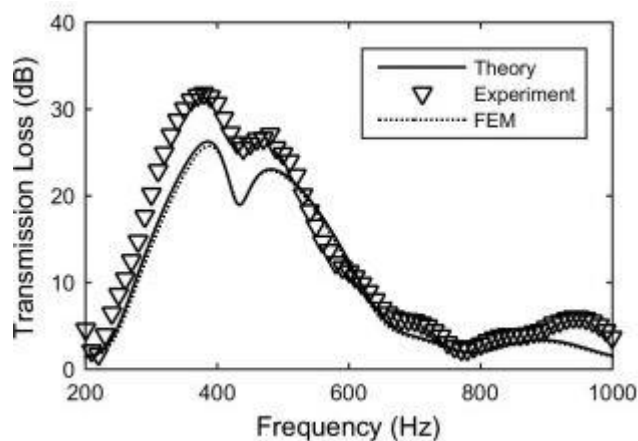
2.18 pav. Ištisinė linija – su baigtinio ilgio išėjimo iš slopintuvo vamzdžiu. Brūkšninė linija – su begalinio ilgio išėjimo iš slopintuvo vamzdžiu

Iš atlikto bandymo matoma, jog didesnis išsiplėtimo kamerų skaičius n lemia didesnę slopinimo efektą, tačiau slopinimo pikų skaičius nesikeičia.

Autoriai pasirinko variantą su 3 išsiplėtimo kameromis ir teoriniu, eksperimentiniu ir baigtinių elementų metodais patikrino tokio slopintuvo efektyvumą. Eksperimentinio tyrimo stendo schema pateikiama 2.19 pav., rezultatai pateikiami 2.20 pav.



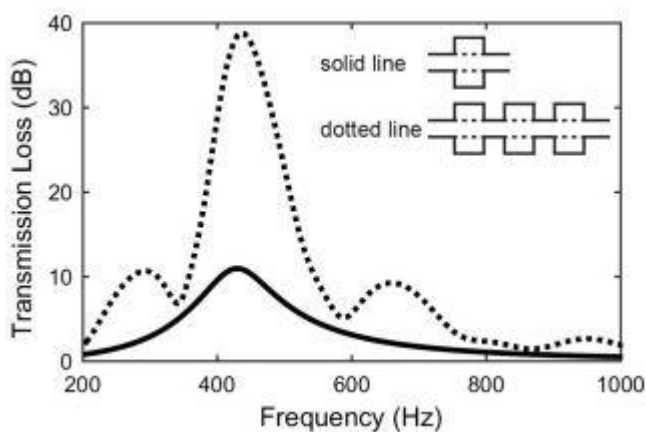
2.19 pav. Tyrimo stendas



2.20 pav. Rezultatų palyginimas: ištisinė – skaitinis; trikampiai – eksperimentinis; taškinė - baigtinių elementų

Visais trim metodais nustatytas slopinimas pasižymi panašia kreive. Eksperimentiškai išmatuotas slopinimas yra didesnis nei nustatytas kitais metodais, tačiau galima paklaida dėl išorinių veiksnių ir matavimo stendo. Atlikus rezultatų palyginimą galima teigti, jog baigtinių elementų metodas yra tikslus būdas modeliuoti ir tirti triukšmo slopintuvus.

Baigtinių elementų metodu apskaičiuotas ir palygintas atskiras vienos ir trijų išsiplėtimo kamerų slopinimas. Atveju su trimis kameromis atstumas $d = 0,46\text{m}$. Rezultatai pateikiami 2.21 pav.

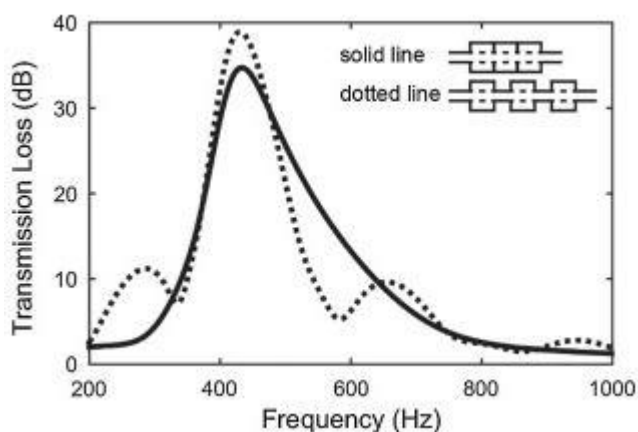


2.21 pav. Rezultatai: Ištisinė linija – 1 išsiplėtimo kamera; taškinė linija – 3 išsiplėtimo kameros

Abiem atvejais didžiausias slopinimas pasiektas ties 430 Hz dažniu, o slopintuvas su 3 kameromis pasižymi papildomais pikais ties 300 Hz ir 640 Hz. Iš gautų rezultatų matoma, jog gautų

slopinimo pikų skaičius tiesiogiai priklauso nuo išsiplėtimo kamerų skaičiaus. Taip pat autoriai pastebi, jog trijų pikų atsiradimą lėmė pasikeitęs atstumas tarp slopinimo kamerų.

Atliktas papildomas tyrimas su 3 išsiplėtimo kameromis, kuomet buvo bandoma nustatyti ryšį tarp slopinimo ir atstumo tarp atskirų kamerų. Rezultatai pateikiami 2.22 pav.



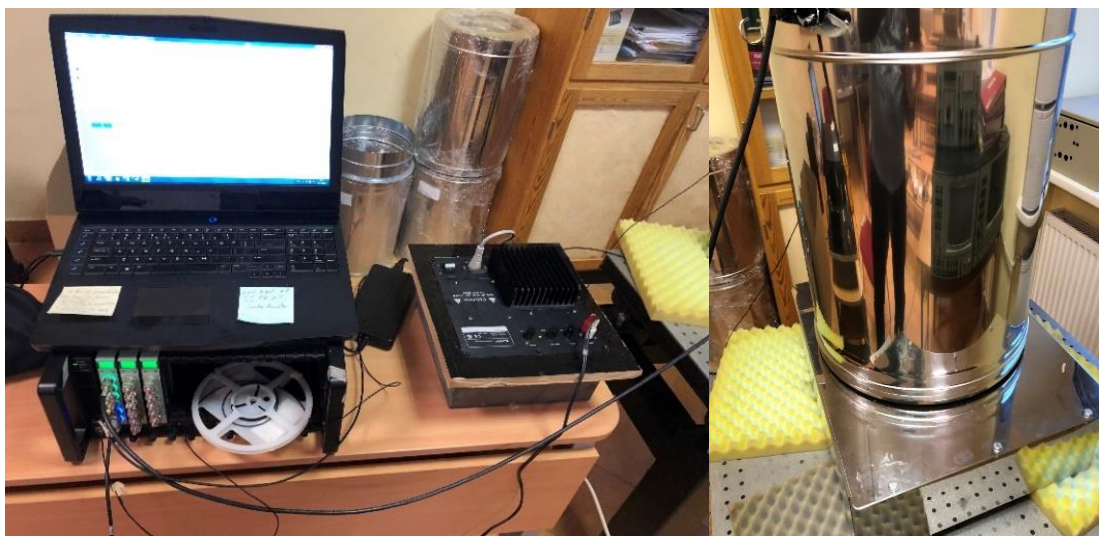
2.22 pav. Rezultatai. Ištininė linija – kai $d = 0$ m ; taškinė linija – kai $d = 46$ m

Iš gautų rezultatų daroma išvada: esant didesniems tarpams tarp slopinimo kamerų pasiekiamas didžiausias slopinimas, tačiau gana siauriame dažnių ruože. Atstumui tarp slopinimo kamerų mažėjant, didžiausias slopinimas mažėja taip pat, bet didėja slopinamų dažnių ruožas. Atlikę tyrimą autoriai teigia, jog mikroperforuotų medžiagų naudojimas slopintuvuose yra efektyvi priemonė triukšmui slopinti.

3. EKSPERIMENTINIS BANDYMAS

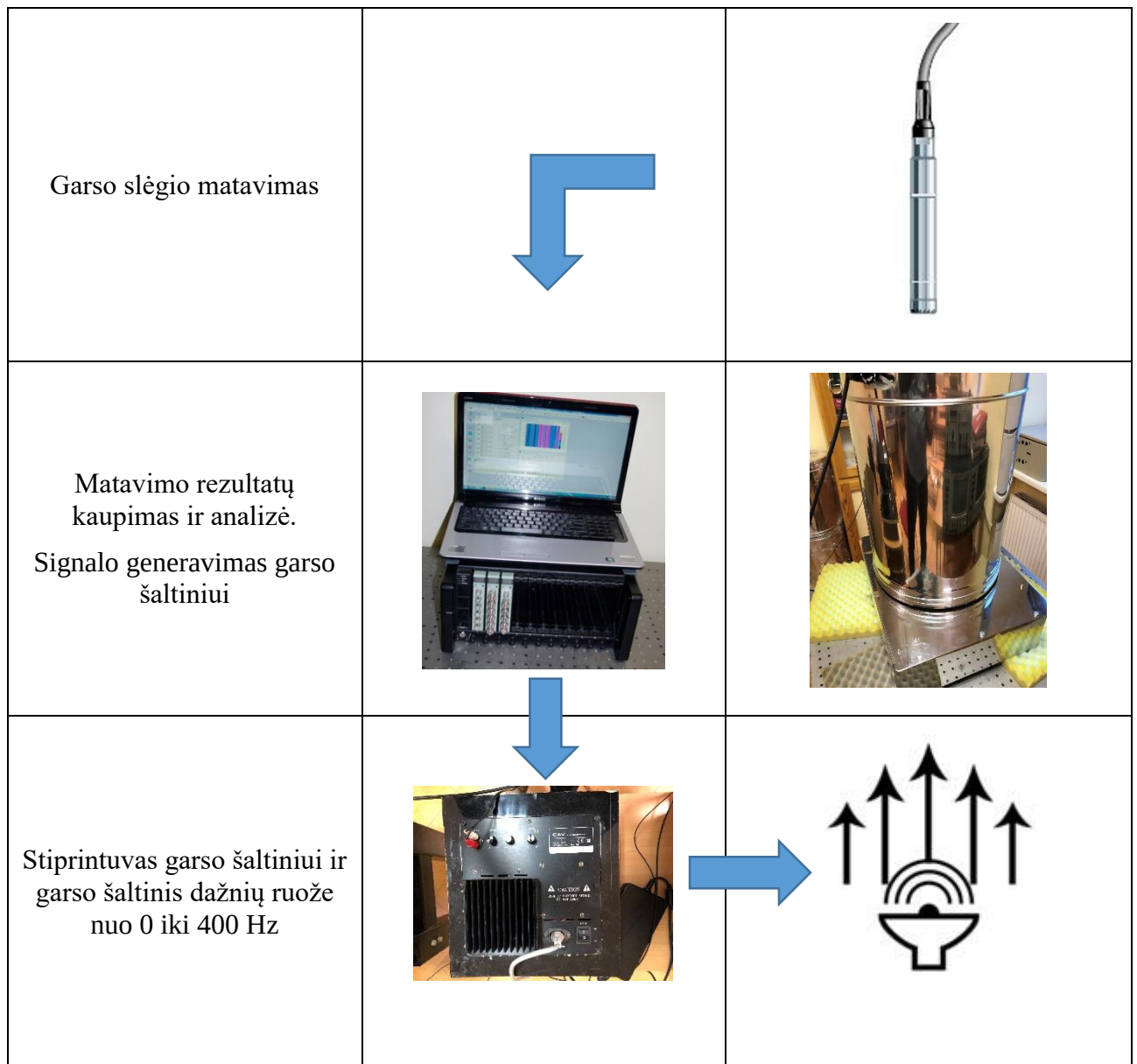
3.1. Tyrimo stendas

Laboratorijoje eksperimentiniu būdu buvo ištirti 4 skirtingų konstrukcijų slopintuvai. Tyrimo metu stende (3.1 pav.) vienodomis sąlygomis (0–500 Hz) buvo matuojamas slėgis trijuose skirtinguose slopintuvo taškuose. Tikslinis slopinamas dažnis buvo pasirinktas 50 Hz.



3.1 pav. Bendras tyrimo stendo vaizdas

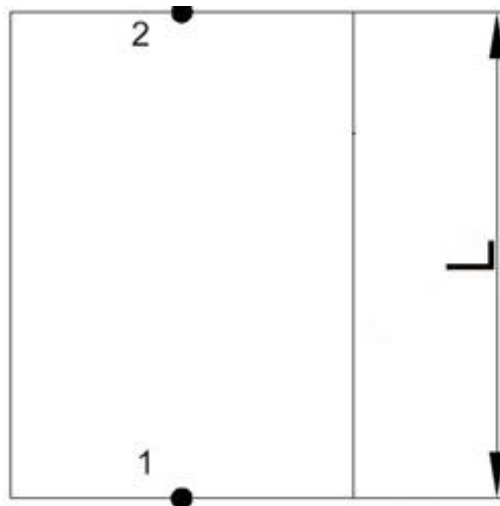
Triukšmo slopintuvo efektyvumui nustatyti buvo naudotas stendas, susidedantis iš mikrofono, garso stiprintuvo, garsiakalbio, dažnio generatoriaus ir registratoriaus. Dažnio generatoriaus ir registratoriaus funkciją atliko kompiuteris, triukšmo šaltinio – garsiakalbis. Garso stiprintuvas užtikrino tikslių dažnių išlaikymą, mikrofonas fiksavo akustinių parametrų pokyčius slopintuve. Veikimo schema pateikiama 3.2 pav.



3.2 pav. Tyrimų stendo veikimo schema

3.2. Tyrimo eiga

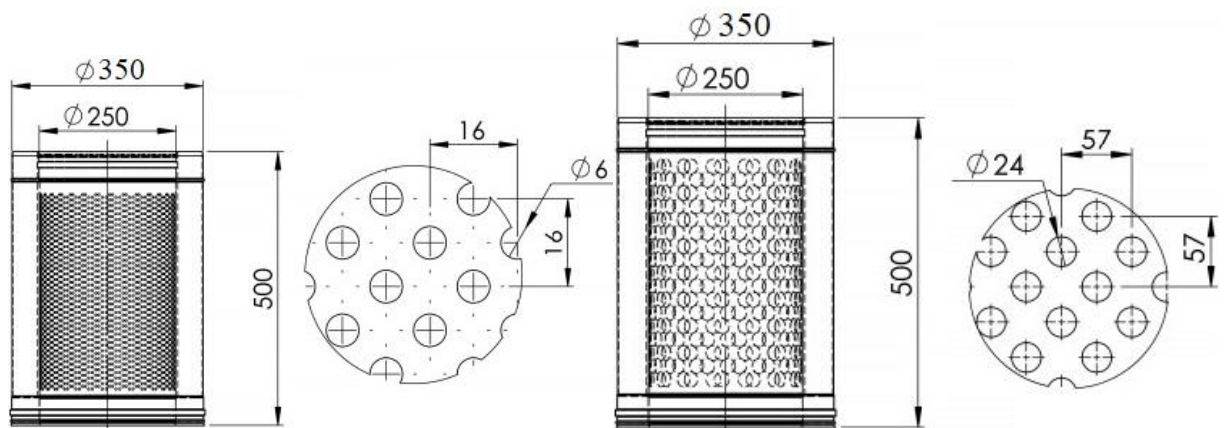
Pirmiausia buvo ištirtas triukšmas, sklaidžiamas atskaitos sistemoje. Kaip atskaitos sistema pasirinktas $D \ Ø250$ skersmens ir $L \ 500 \text{ mm}$ ilgio vamzdis. Slėgių matavimai atlikti slopintuvo pradiniam (1) ir galiniam (2) taškuose (3.3 pav.).



3.3 pav. Slėgio matavimo taškai

Bandymas buvo atliktas 0–500 Hz dažnių ruože. Mikrofonų užfiksuoti slėgiai buvo konvertuoti kitu išvestiniu dydžiu, decibelais, skirtu garsumui matuoti.

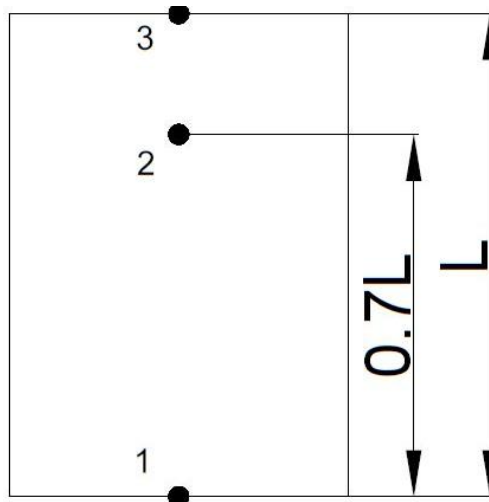
Vėliau buvo pakartoti bandymai su abiejų konstrukcijų slopintuvais (3.4 pav.) esant identiškoms sąlygoms. Garsas į slopintuvą patenka per $D \text{ } \varnothing 250$ perforuotą vamzdį.



3.4 pav. Tyrimo objektai

Iš tyrimo rezultatų buvo nustatyta, jog perforacijos neturėjo jokios įtakos triukšmo perdavimui.

Kadangi slopintuvai yra atskiri segmentai, kuriuos galima laisvai sujungti, buvo pabandyta sujungti abu ir pakartoti bandymą. Sujungus slopintuvus ($L=1 \text{ m}$), (įėjimui pasirinktas slopintuvas su stambesne perforacija) ir pakartojus bandymą, pastebėtas perdavimo nuostolis. Paskutiniu bandymu buvo nutarta uždengti dalį perforacijų, įkišus vamzdį į vidų. Taškai, kuriuose buvo atlikti matavimai, pateikti 3.5 paveikslėlyje.



3.5 pav. Slėgio matavimo taškai

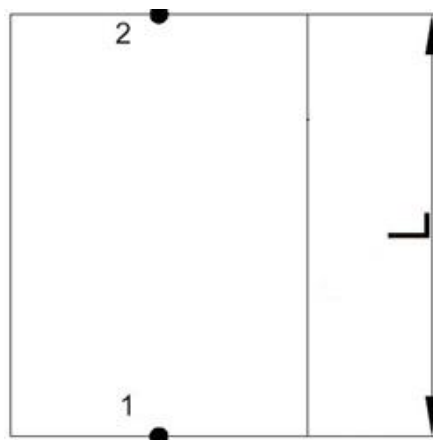
Dažnio generatoriumi buvo generuotas triukšmas 0–500 Hz dažnių ruože, kuris per garsiakalbį buvo perduodamas į slopintuvą.

Vėliau buvo atliktas tyrimas su $L=2$ m ilgio slopintuvu (3.6 pav.). Slopintuvą sudarė anksčiau aprašyti du tarpusavyje sujungti slopintuvai, sudaryti iš atskirų segmentų. Tyrimas šiuo slopintuvu buvo atliekamas tuo pačiu stendu, tačiau tirtas triukšmas 0–500Hz dažnių ruože.



3.6 pav. Tyrimo objektas

Kadangi esminis triukšmo slopinimas, nusakantis slopintuvo efektyvumą, yra tarp įėjusio ir išėjusio iš slopintuvo garsumų, slėgiai buvo matuoti dviejuose taškuose: įėjime (1) ir išėjime (2) (3.7 pav.).

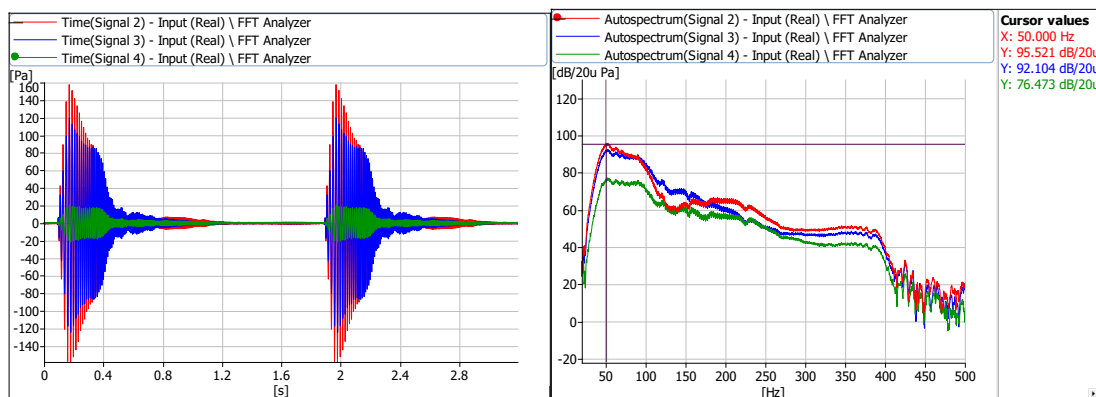


3.7 pav. Slėgio matavimo taškai.

3.3. Rezultatai

Ataskaitoje pateikiami tik sėkmingais laikytinų bandymų (1 ir 2 m ilgio slopintuvai) rezultatai. Rezultatai grafikuose pateikiami iš siauresnių dažnių ruožų nei buvo atliekamas tyrimas dėl grafikų kreivių aiškumo, atmetant dažnių ruožus, kur slopinimo efektas nebuvo pasiektas.

Pirmojo slopintuvo (sujungti abu slopintuvai su iš dalies uždengta perforacija) rezultatai 0–500 Hz dažnių ruože pateikiami 3.8 pav. Tyrimo metu fiksuoti slėgiai trijuose taškuose atvaizduoti grafikuose: įėjimo (1) – raudonas, tarpinis (2) – mėlyna, išėjimo (3) – žalia.

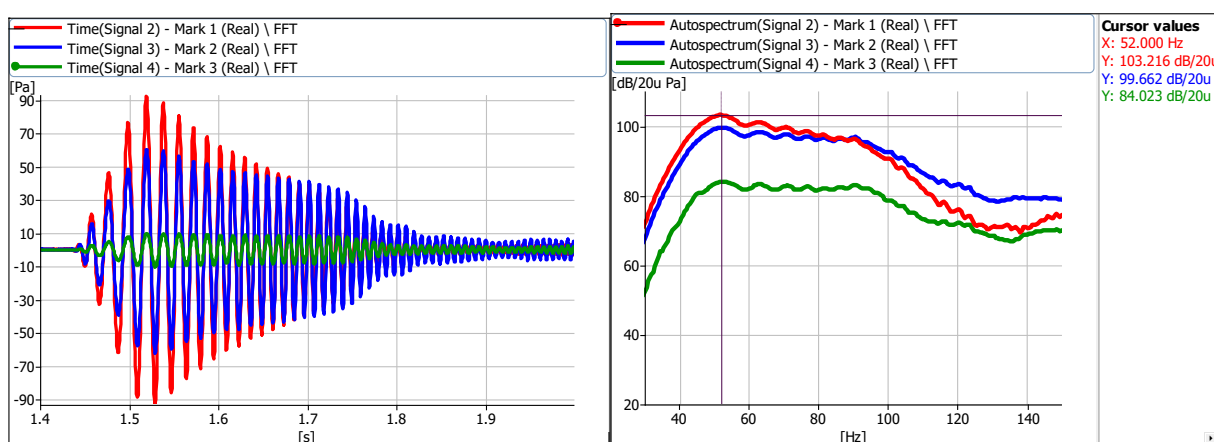


3.8 pav. Slėgio laikinis ir spektrinio tankio grafikai 0–400 Hz (raudona – 1 taškas; mėlyna – 2 taškas; žalia – 3 taškas;).

Triukšmo spektras – tai triukšmo galios pasiskirstymas pagal dažnius. Jis apibūdinamas triukšmo galios spektriniu tankiu – dydžiu, atitinkančiu triukšmo galią vienetiniame dažnių diapazone.

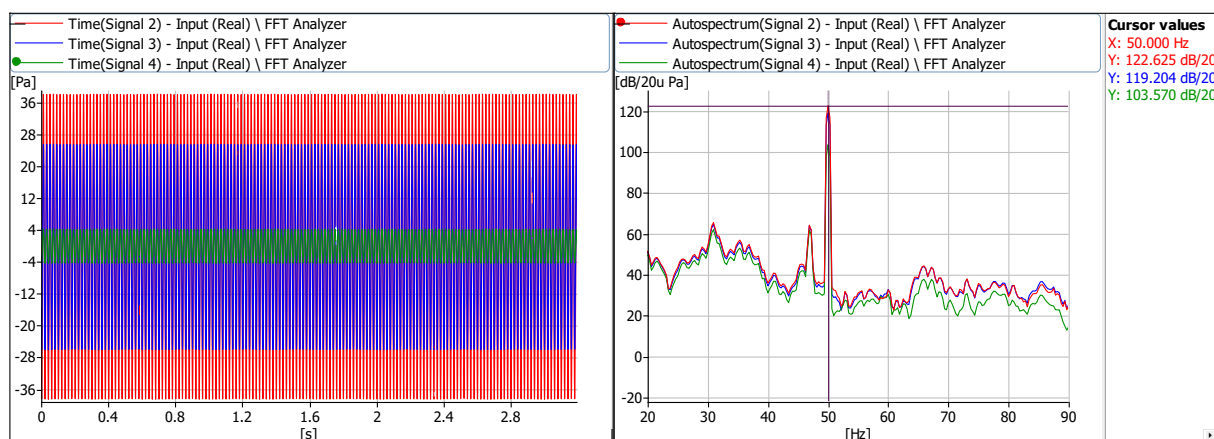
Iš gautų duomenų matoma, jog didžiausias slopinimas yra 40–100 Hz dažnių ruože. Slopinimo pikas pasiekiamas ties 50 Hz yra 22,19 dB. 0–50 Hz dažnių ruože matomas slopinimo efekto augimas. 50–100 Hz dažnių ruože išlaikomas panašus, tačiau mažėjantis slopinimas. 100–400 Hz dažnio ruože slopinimas išlieka panašus, 400–500 Hz slopinimo efektas pasireiškia labai nežymiai ir padrikai, galima teigti, jog slopinimas šiame ruože nevyksta.

Padidinto mastelio grafikai 0–150 Hz diapozone pateikiami 3.9 pav.



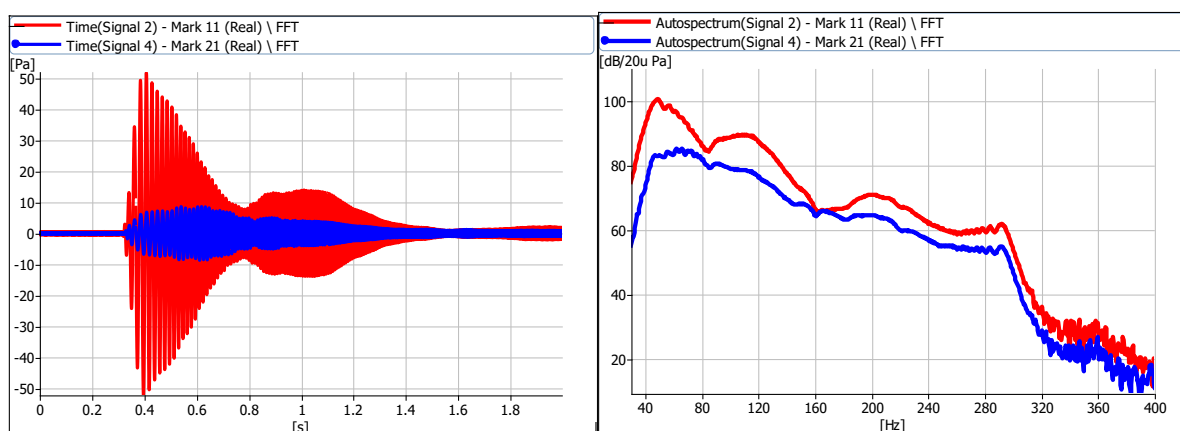
3.9 pav. Slėgio laikinis ir spektrinio tankio grafikai 0–150 Hz (raudona – 1 taškas; mėlyna – 2 taškas; žalia – 3 taškas)

Papildomi padidinto mastelio grafikai 20–90 Hz diapozone pateikiami 3.10 pav.



3.10 pav. Slėgio laikinis ir spektrinio tankio grafikai (raudona – 1 taškas; mėlyna – 2 taškas; žalia – 3 taškas)

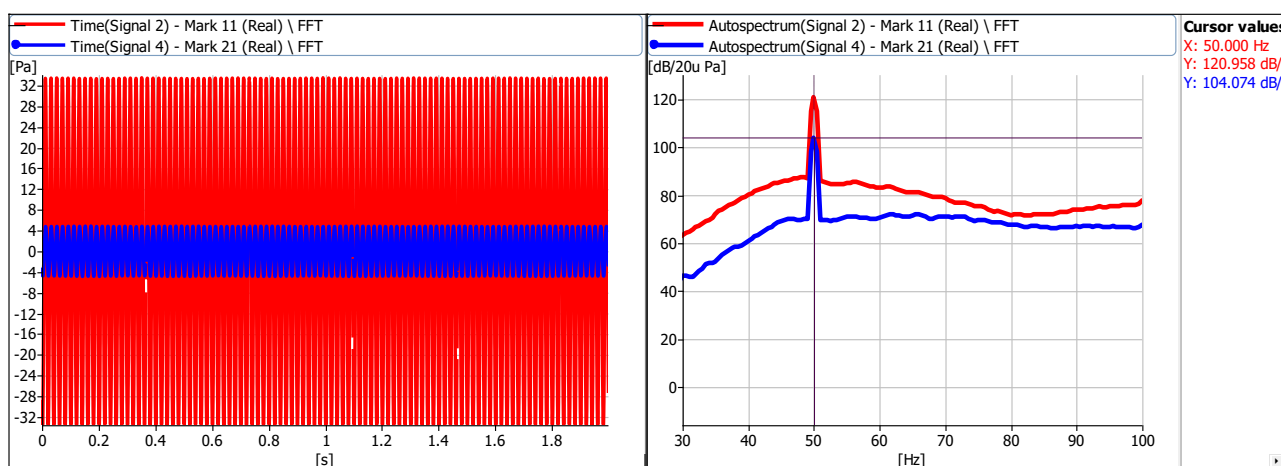
Antrojo slopintuvo (2m) rezultatai 30–400 Hz dažnių ruože pateikiami 3.11 pav. Tyrimo metu fiksuoti slėgiai dviejuose taškuose atvaizduoti grafikuose: įėjimo (1) – raudonas, išėjimo (2) – mėlyna.



3.11 pav. Slėgio laikinis ir spektrinio tankio grafikai 30–400 Hz (raudona – 1 taškas; mėlyna – 2)

Iš gautų duomenų matoma, jog didžiausias slopinimas yra 30–90 Hz ir 100–140 Hz dažnių ruožuose. Slopinimo pikas pasiekiamas ties 50 Hz yra 16,88 dB. 0–50 Hz dažnių ruože matomas stabilus, beveik nekintantis slopinimo efektas. 200–320 Hz dažnių ruože išlaikomas panašus, tačiau mažėjantis slopinimas. 320–400 Hz dažnio ruože slopinimas pasireiškia labai nežymiai ir padrikai, galima teigti, jog slopinimas šiame ruože nevyksta.

Padidinto mastelio grafikai 30–100 Hz diapozone pateikiami 3.12 pav.



3.12 pav. Slėgio laikinis ir spektrinio tankio grafikai 30–100 Hz (raudona – 1 taškas; mėlyna – 2 taškas)

Laboratorinio bandymo metu buvo iširtos 2 skirtingų konstrukcijų slopintuvai. Kadangi joks žymus slopinimo efektas, lyginant su atskaitos sistema, nebuvo pasiektas, daroma prielaida, kad žemų dažnių triukšmui slopinti slopintuvo ilgis buvo per mažas. Perforacijų dydis ir išdėstymas tirtų dažnių garsų slopinimui įtakos neturėjo.

Sujungus abu slopintuvus į vieną ir gavus didesnę nei prieš tai slopinimo efektą, buvo patvirtinta prielaida dėl slopintuvo ilgio ir perforacijų geometrijos.

Bandyme su 1 m ilgio konstrukcija, kuomet iš dalies buvo uždengtos perforacijos, gautas ženklus 22,19 dB slopinimo efektas 50 Hz dažnyje.

Bandymo su 2 m konstrukcijos slopintuvu buvo pasiektas didžiausias 16,88 dB slopinimas. Tyrimo metu pasiektas bendras slopintuvo efektyvumas buvo mažesnis lyginant su 1m ilgio slopintuvu.

Iš gautų rezultatų daroma išvada, kad slopinimo efektui pasiekti itin didelę svarbą turi slopinamo dažnio bangos ilgis, pagal kurį reikia projektuoti slopintuvo ilgį ir perdavimo nuostolį didinančius elementus (šiuo atveju perforacijas ir pertvaras).

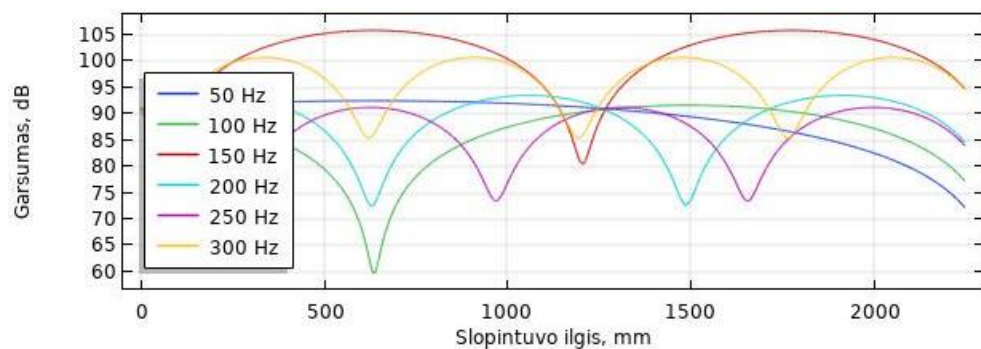
4. KOMPIUTERINIS SLOPINTUVO MODELIAVIMAS IR TYRIMAS BEM

4.1. Atskaitos sistema

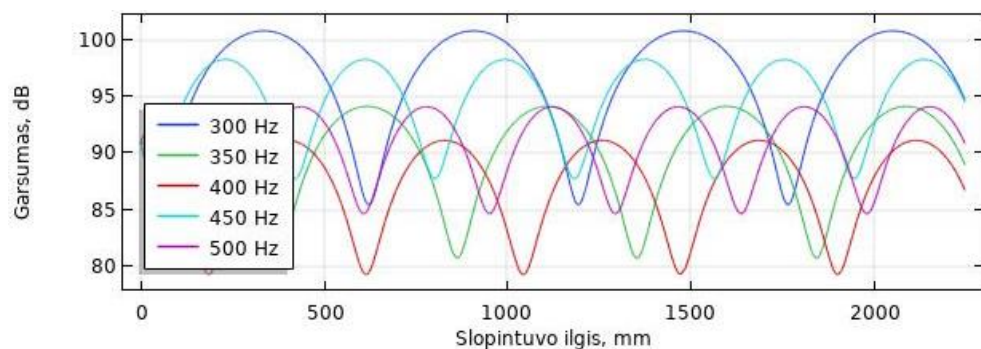
Atskaitos sistema – materialių kūnų ar įrenginių sistema, kurios atžvilgiu nusakoma kitų kūnų ar įrenginių padėtis ir būseną arba įvykių vieta ir laikas. Matematinį sąryšių, nusakančių kūnų būseną, pavidalas priklauso nuo atskaitos sistemos, kuri yra laisvai pasirenkama (Desmet, Vandepitte, 2013).

Atskaitos sistema pasirenkamas vamzdis, kurio ilgis $L=2250$ mm ir skersmuo $\varnothing 250$ mm. Į slopintuvą įeinantis akustinis slėgis $p = 1$ Pa, tiriami dažniai 50-500 Hz.

Kompiuterinis modeliavimas ir tyrimas BEM atliekamas su COMSOL *Multiphysics* programiniu paketu.



4.1 pav. Garsumo pasiskirstymas atskaitos sistemoje pagal dažnį 50–250 Hz.



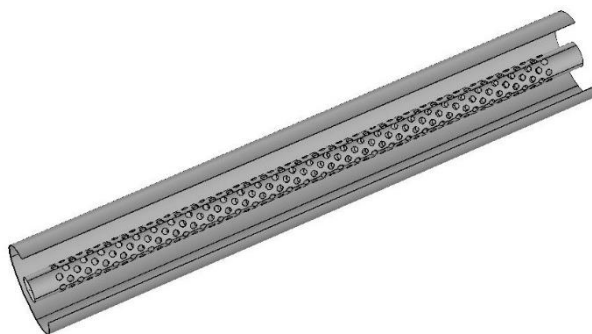
4.2 pav. Garsumo pasiskirstymas atskaitos sistemoje pagal dažnį 300–500 Hz

4.1 lentelė. 1-os simuliacijos metu gauti rezultatai

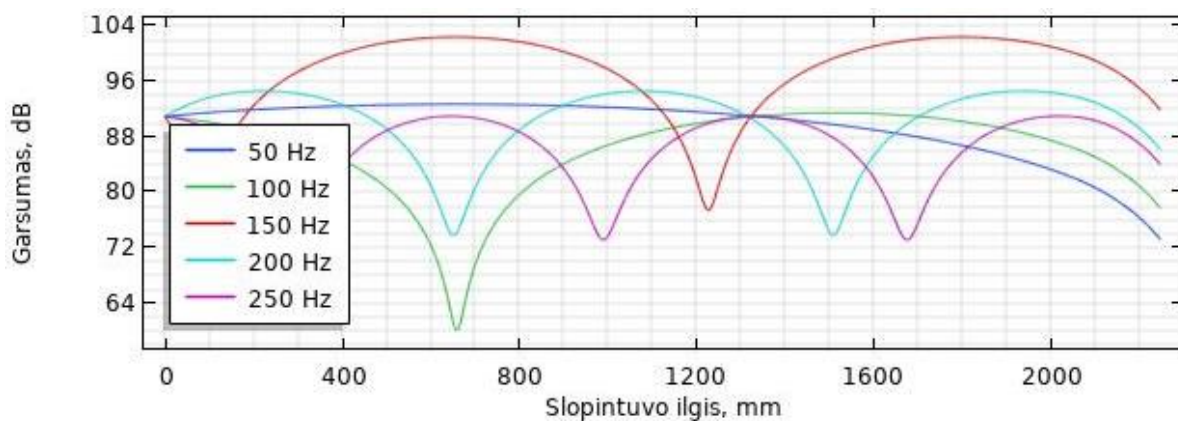
Dažnis, Hz	Iėjimo garsumas, dB	Išėjimo garsumas, dB	Perdavimo nuotolis, dB
50	90,97	72,24	18,73
100	90,97	77,26	13,71
150	90,97	94,77	-3,8
200	90,97	84,63	6,34
250	90,97	83,94	7,03
300	90,97	94,67	-3,7
350	90,97	88,96	2,01
400	90,97	86,73	4,24
450	90,97	94,49	-3,52
500	90,97	90,85	0,12

4.2. Slopintuvas Nr. 1

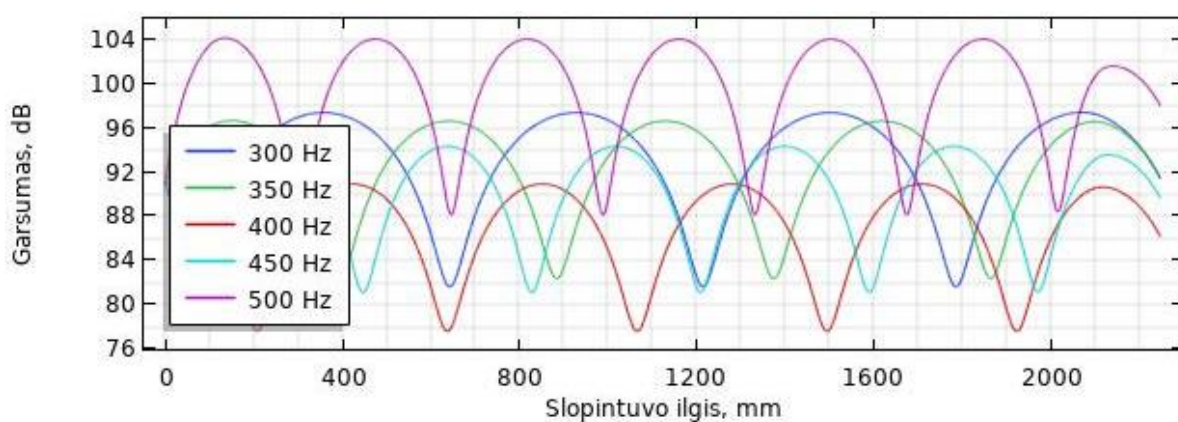
Antruoju bandymu tokio paties skersmens vamzdyje naudotas deflektorius (4.3 pav.) (perforuotas vamzdis uždarais galais), kurio skersmuo $\varnothing 100$ mm, ilgis $L=2250$ mm, perforacijų skersmuo $\varnothing 24$ mm, atstumas tarp perforacijų centrų $l=57$ mm, perforacijų pradžia nuo deflektoriaus galų $l_{of} = 100$ mm.

**4.3 pav.** Slopintuvas Nr. 1.

Didžiausias slopinimas 17,82 dB pasiektas slopinant 50 Hz dažnio triukšmą. Pastebima tendencija, kad didėjant dažniui, slopinimas mažėja ir galiausiai pasiekiamas priešingas, triukšmą stiprinantis efektas, didžiausias ties 500 Hz ir siekiantis 6,97 dB.



4.4 pav. Garsumo pasiskirstymas slopintuve pagal dažnį 50–250 Hz



4.5 pav. Garsumo pasiskirstymas slopintuve pagal dažnį 300–500 Hz

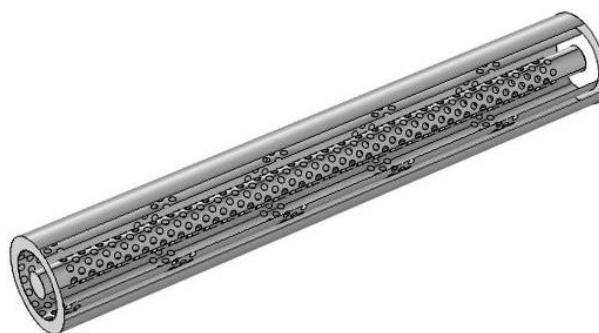
Iš pateiktų grafikų matoma, jog pats deflektoriaus atsiradimas slopinimo praktiškai neveikė, o atsiradę rezultatai (lyginant su atskaitos sistema) skirtumai yra itin nežymūs. Slopinimo efektas gautas tik dėl slopinamo dažnio garso bangos ilgio ir slopintuvo ilgio santykio.

4.2 lentelė. 2-os simuliacijos metu gauti rezultatai

Dažnis, Hz	Iėjimo garsumas, dB	Išėjimo garsumas, dB	Perdavimo nuotolis, dB
50	90,97	73,15	17,82
100	90,97	77,71	13,26
150	90,97	91,87	-0,9
200	90,97	86,16	4,81
250	90,97	83,99	6,98
300	90,97	91,43	-0,46
350	90,97	91,40	-0,43
400	90,97	86,14	4,83
450	90,97	89,60	1,37
500	90,97	97,94	-6,97

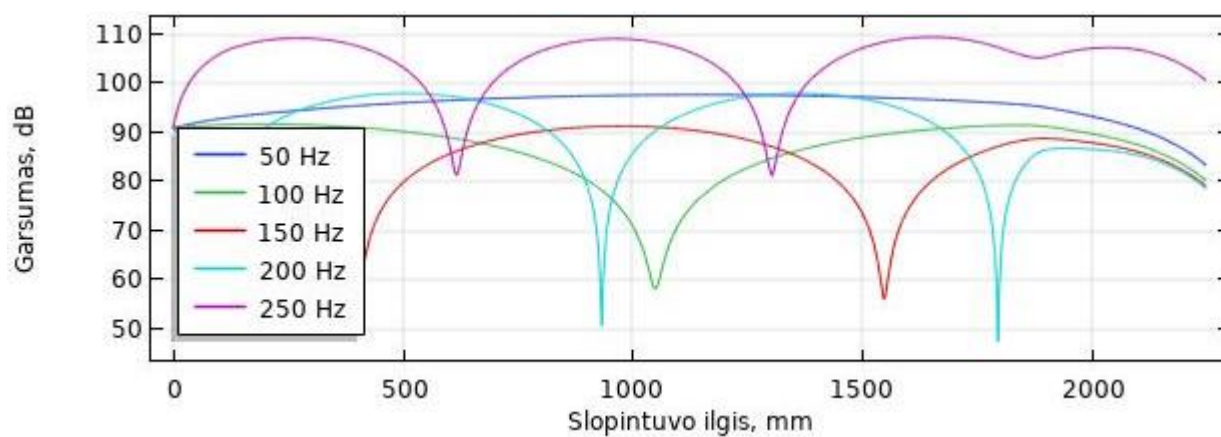
4.3. Slopintuvas Nr. 2

Trečiuoju bandymu tiriamas slopintuvas (4.6 pav.) su modifikuota prieš tai buvusio slopintuvo konstrukcija: visas slopintuvas patalpintas į Ø350 mm vamzdį. Remiantis „Sub-chamber optimization for silencer design“ (Yua et al., 2018) straipsnyje aprašytu tyrimu ir pastebėjimais, vamzdyje su skersmeniu Ø250 mm atitinkamai kas 450 mm padarytos 5 grupės, turinčios po tris eiles perforacijų. Autorių teigimu, vienos išsiplėtimo kameros slopintuve naudojant perforacijas sienelėse triukšmo slopinimo efektas padidėja.

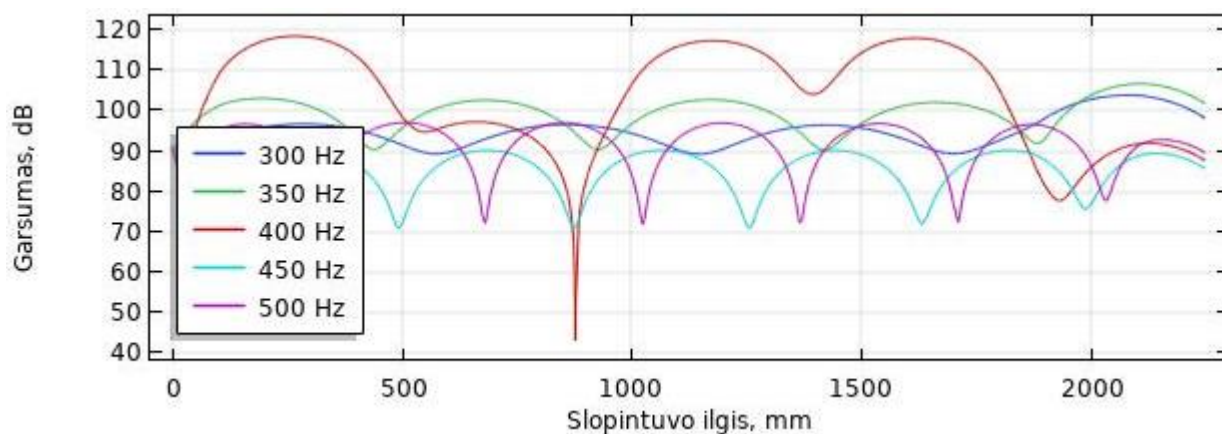


4.6 pav. Slopintuvas Nr. 2

Didžiausias skirtumas tarp įėjusio ir išėjusio triukšmo garsumo 12,25 dB pasiektas slopinant 200 Hz dažnio triukšmą.



4.7 pav. Garsumo pasiskirstymas slopintuve pagal dažnį 50-250 Hz



4.8 pav. Garsumo pasiskirstymas slopintuve pagal dažnį 300–500 Hz

4.3 lentelė. 3-os simuliacijos metu gauti rezultatai

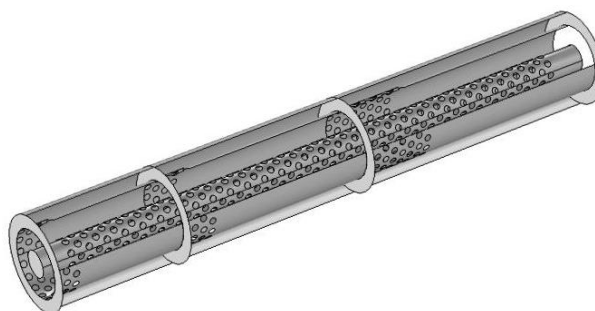
Dažnis, Hz	Iėjimo garsumas, dB	Išėjimo garsumas, dB	Perdavimo nuotolis, dB
50	90,97	83,40	7,57
100	90,97	80,24	10,73
150	90,97	79,08	11,89
200	90,97	78,72	12,25
250	90,97	100,63	-9,66
300	90,97	98,22	-7,25
350	90,97	101,81	-7,21
400	90,97	87,65	3,32
450	90,97	85,70	5,27
500	90,97	89,61	1,36

Daroma išvada, jog perforacijų atsiradimas 50–250 Hz dažniuose slopinimą labiausiai lėmė arčiausiai slopintuvo išėjimo esanti perforacija. Išskirtinis slopinimo efektas slopintuvo viduje pastebimas 400 Hz dažnyje ties 900 mm, t. y. ties trečia perforacija.

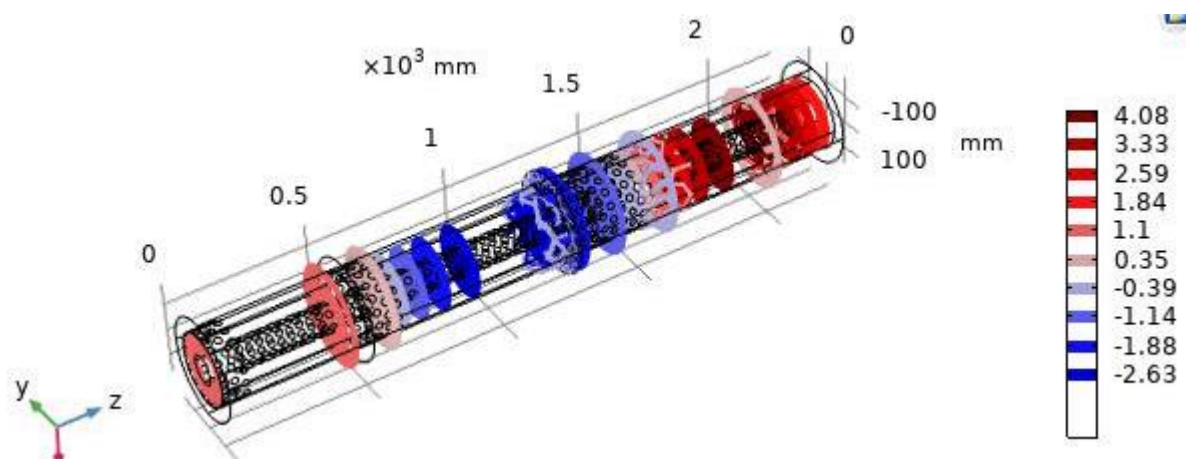
4.4. Slopintuvas Nr. 3

Trečiuoju bandymu tiriamas slopintuvas su modifikuota prieš tai buvusio slopintuvo konstrukcija: Ø350 mm vamzdis, į kurį patalpintas slopintuvas, suskirstytas į tris atskirus kambarius $L_1 = 500$ mm, $L_2 = 750$ mm, $L_3 = 1000$ mm. Slopintuvas padalytas į atskiras kameras remiantis „*Design and analysis of a compact acoustic filter for broad band noise absorption*“ (Chhibber et al., 2018) straipsniu. Straipsnyje aprašytas iš keleto atskirų išsiplėtimo kamerų sudaryto slopintuvo tyrimas, kuriuo buvo nustatyta, jog skirtingų tūrių kambariai slopina skirtingų dažnių triukšmą.

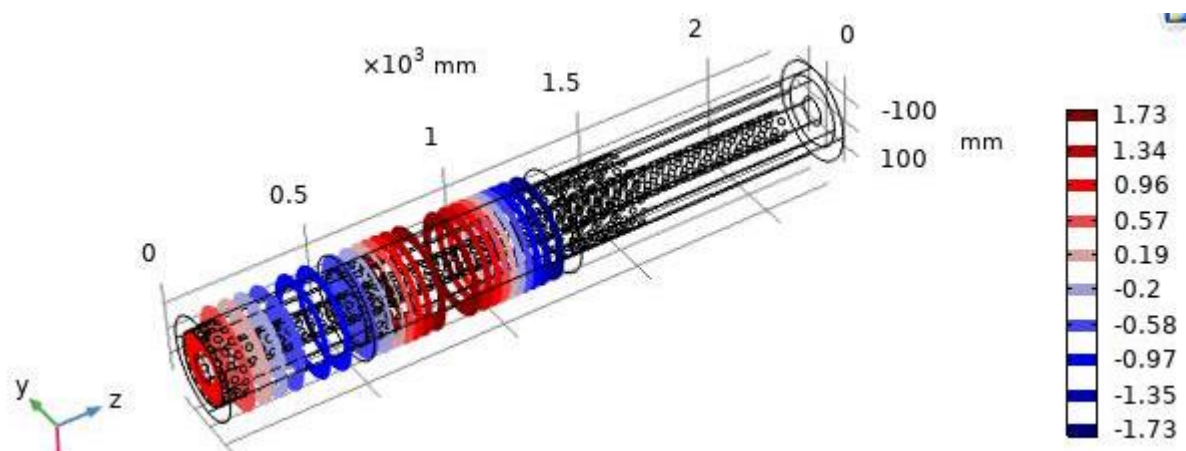
Vamzdyje su skersmeniu $\varnothing 250$ mm atitinkamai kambariams padarytos perforacijos: 1 kambariui – 3 eilės, 2 kambariui – 5 eilės, 3 kambariui – 8 eilės.



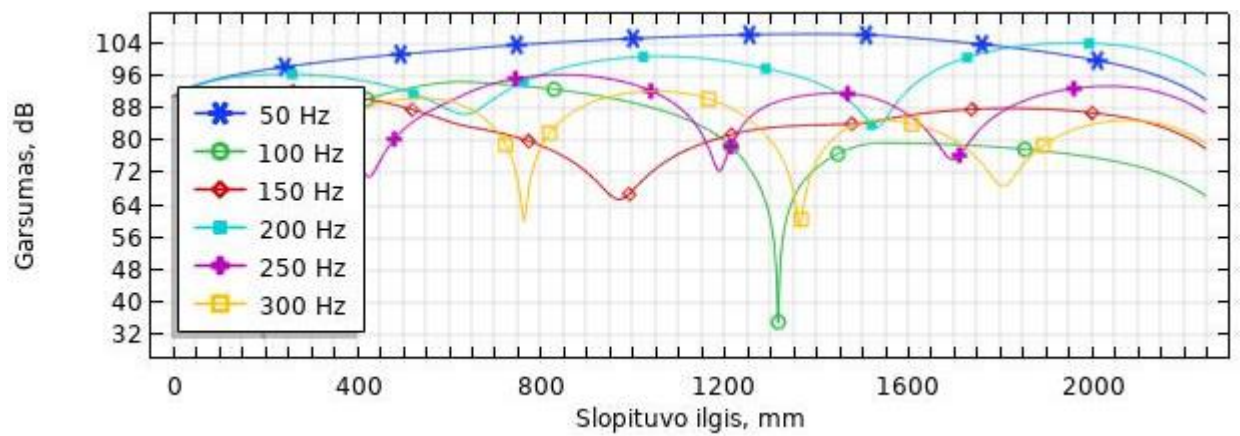
4.9 pav. Slopintuvas Nr 3



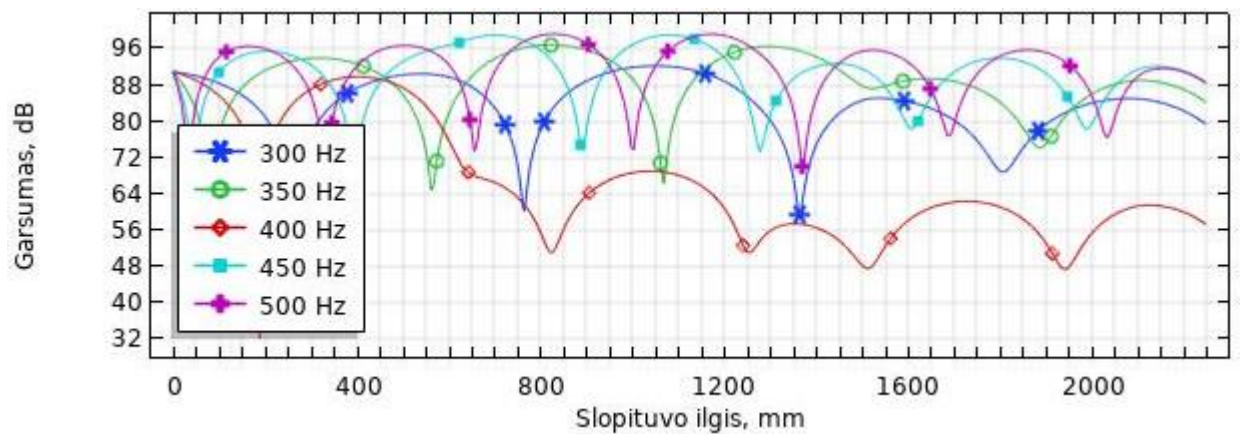
4.10 pav. Akustinio slėgio pasiskirstymas slopintuvo skerspjūviuose, kai $f = 200$ Hz



4.11 pav. Akustinio slėgio pasiskirstymas slopintuvo skerspjūviuose, kai $f = 400$ Hz



4.12 pav. Garsumo pasiskirstymas slopintuve pagal dažnį 50–250 Hz

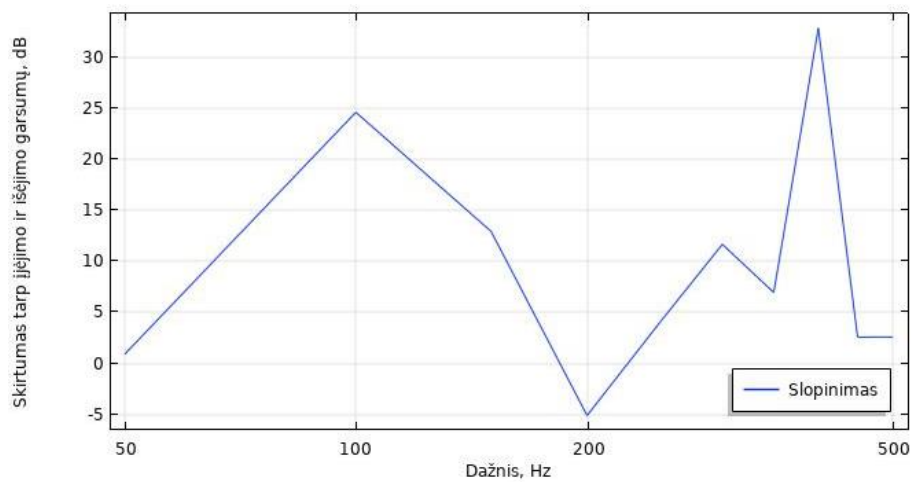


4.13 pav. Garsumo pasiskirstymas slopintuve pagal dažnį 300–500 Hz

Iš grafikų matoma, jog didžiausias garsumo kritimas slopintuve pasiektas su 100 Hz ir 400 Hz dažniais.

4.4 lentelė. 4-os simuliacijos metu gauti rezultatai

Dažnis, Hz	Iėjimo garsumas, dB	Išėjimo garsumas, dB	Perdavimo nuotolis, dB
50	90,97	90,06	0,91
100	90,97	66,34	24,63
150	90,97	78,00	12,97
200	90,97	96,08	-5,11
250	90,97	86,73	4,24
300	90,97	79,28	11,69
350	90,97	84,25	6,72
400	90,97	57,13	33,84
450	90,97	88,42	2,55
500	90,97	88,42	2,55



4.14 pav. Slopintuvo Nr. 3 sukuriamas slopinimas (perdavimo nuostolis)

Atlikus simuliacijas daromos išvados, jog efektyvus triukšmo slopinimas gali būti pasiektas tik labai siauruose dažnių ruožuose. Projektuojant slopintuvą būtina atsižvelgti į slopinamo dažnio bangos ilgį. Nustatyta, jog kiti triukšmą slopinantys elementai, tokie kaip pertvaros ir perforacijos, efektyvūs yra tik tuo atveju, jeigu jų geometrinis išdėstymas sutampa su žemiausiais bangos amplitudės taškais.

Bandymo metu didžiausias perdavimo nuostolis (TL) buvo pasiektas su slopintuvu Nr.3. Slopinimas išsiskyrė dviem slopinimo pikais 24,63 dB ir 33,84 dB ties 100 Hz ir 400 Hz dažniais.

IŠVADOS

Baigiamajame darbe apžvelgtas temos aktualumas, nepageidaujamo garso, charakterizuojamo kaip triukšmas, prigimtis, pagrindiniai parametrai, poveikis žmogui.

Apžvelgta pramonėje naudojami slopintuvai ir jų tipai, praktikoje taikomų slopintuvų sadara ir veikimo principai, efektyviausi pritaikymo dažniai kiekvieno tipo slopintuvams.

Aprašyti pagrindiniai dydžiai, nusakantys slopintuvo efektyvumą pateiktos metodikos slopintuvų sandaros elementams apskaičiuoti.

Išanalizuoti 3 jau atlikti panašūs tyrimai, kurių autoriai tyrė atskirų slopintuvo elementų įtaką triukšmo slopinimo efektyvumui.

Atliktas eksperimentinis tyrimas (0–500 Hz dažnių ruože), kurio metu buvo ištirti 2 skirtingų konstrukcijų slopintuvai ir 2 jų tarpusavio jungimo konfigūracijos. Bandymu su 1 m ilgio konstrukcija, kuomet iš dalies buvo uždengtos perforacijos, gautas žymus 22,19 dB slopinimo efektas 50 Hz dažnyje.

Atliktas kompiuterinis slopintuvų modeliavimas COMSOL *Multiphysics* programiniu paketu ir ištirtas jų efektyvumas Baigtinių elementų metodu (BEM). Iš viso buvo ištirti trijų skirtingų konstrukcijų slopintuvai (0–500 Hz dažnių ruože). Bandymo metu didžiausias triukšmo slopinimas buvo pasiektas su slopintuvu Nr.3. Slopinimas išsiskyrė dviem slopinimo pikais 24,63 dB ir 33,84 dB ties 100 Hz ir 400 Hz dažniais.

Iš gautų duomenų daroma išvada, kad maksimaliam slopinimo efektui pasiekti itin didelę svarbą slopintuvo projektavimo etape turi slopinamo dažnio bangos ilgis, pagal kurį reikia projektuoti slopintuvo ilgį ir perdavimo nuostolį didinančius elementus (šiuo atveju perforacijas ir pertvaras). Didžiausią slopinimo efektą tyrimo metu sukūrė skirtingų tūrių išsiplėtimo kameros, mažiausią – perforuotas strypas – deflektorius.

LITERATŪROS SĄRAŠAS

1. Acoustics - Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes. (1998). *International Standard (10534 2)*. Prieiga per internetą: <https://www.iso.org/standard/22851.html>
2. Barron, R. F. (2003). *Industrial noise control and acoustics*. New York: Marcel Dekker.
3. Boij, S. (2013). Scattering of sound waves at an area expansion in a cylindrical flow duct. *The Journal of Acoustical Society of America*, 133(5), 32–65. Prieiga per internetą: https://www.researchgate.net/publication/236662872_Scattering_of_sound_waves_at_an_area_expansion_in_a_cylindrical_flow_duct.
4. Chhibber, U., Kumar, R., Halder, S. and Hota, R. N. (2018). Design and analysis of a compact acoustic filter for broad band noise absorption. *Applied Acoustics*, 140, 30–38. Prieiga per internetą: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0003682X18301282>
5. *Conversion: Sound pressure to Sound intensity and vice versa (Formulas)*. (2013). Prieiga per internetą: <http://www.sengpielaudio.com/SoundPressureToSoundIntensityFormula.pdf>.
6. *Decibel table – SPL – Loudness Comparison Chart*. Prieiga per internetą: <http://www.sengpielaudio.com/TableOfSoundPressureLevels.htm>.
7. Desmet, W. and Vandepitte, D. (2002). Finite Element Method for Acoustics. Pranešimas konferencijoje: ISAAC13 – International seminar on Applied Acoustics, Leuven, USA. Prieiga per internetą: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.740.4745&rep=rep1&type=pdf>
8. *Excilense Silencer, Noise Reduction*. Prieiga per internetą: <http://www.poujoulat.com/produit/43/18/1/double-wall-insulated-and-single-wall-chimneys/single-wall-and-double-wall-silencer-cylindrical-system-dedicated-for-reducing-the-level-of-noise.html>.
9. Gupta, A. K. and Tiwari A. (2015). Performance of Transmission Loss on hybrid muffler by using rock wool and glass wool as absorbing materials. *International Journal of Advances in Materials Science and Engineering*, 4, 49–57. Prieiga per internetą: https://www.researchgate.net/publication/283648867_Performance_of_Transmission_Loss_on_Hybrid_Muffler_by_Using_Rock_Wool_and_Glass_Fiber_as_a_Absorbing_Materials
10. Ih, J. G. (1992). The Reactive Attenuation of Rectangular Plenum Chambers, *Journal of Sound and Vibration*, 157(1), 93–122. Prieiga per internetą: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0022460X9290569J>

11. Yua, X., Tongb, Y., Panb, J. and Chenga, L. (2015). Sub-chamber optimization for silencer design. *Journal of Sound and Vibration*, 351, 57–67. Prieiga per internetą: <http://www.mypolyuweb.hk/mmlcheng/assets/pdf/003.pdf>
12. Jang, G. W. and Lee, J. W. (2015). Optimal partition layout of expansion chamber muffler with offset inlet/outlet. *International Journal of Automotive Technology*, 16(5), 885–893. Prieiga per internetą: <https://link.springer.com/article/10.1007/s12239-015-0090-6>
13. Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B. and Sanders J. V. (2000). *Fundamentals of Acoustics* 4thed. New York: John Wiley & Sons Inc.
14. Kirby, R. (2001). Simplified techniques for predicting the transmission loss of a circular dissipative silencer. *Journal of Sound and Vibration*, 243(3), 403–426.. Prieiga per internetą: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X00934254>
15. Lee, J. W. and Jang, G. W. (2012). Topology design of reactive mufflers for enhancing their acoustic attenuation performance and flow characteristics simultaneously. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 91(5), 552–570. Prieiga per internetą: https://www.researchgate.net/publication/258653808_Topology_design_of_reactive_mufflers_for_enhancing_their_acoustic_attenuation_performance_and_flow_characteristics_simultaneously
16. Lima, K., Lenzi, A. and Barbieri, R. (2011). The study of reactive silencers by shape and parametric optimization techniques, 72(4), 142–150. Prieiga per internetą: <https://www.infona.pl/resource/bwmeta1.element.elsevier-56f64657-f123-3787-a466-721a9824c43e>
17. *Loud Machinery Industrial Silencers*. Prieiga per internetą: <https://www.findtheneedle.co.uk/companies/ventx-limited/products/loud-machinery-industrial-silencers>
18. Munjal, M. L. (1987). *Acoustics of Ducts and Mufflers*. New York: Wiley – Interscience Inc.
19. Papini, G. S., Pinto, R. L. U. F., Medeiros, E. B. and Coelho, F. B. G. (2017). Hybrid approach to noise control of industrial exhaust systems. *Applied Acoustics*, 125, 102–112. Prieiga per internetą: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0003682X17303079>
20. *Power plant ETC*. Prieiga per internetą: https://bangladesh.tradeford.com/bd320917/power-plant-epc_p381704.html
21. Reid, S. (2006). Noise attenuation for chimney engineers. Pranešimas konferencijoje: CICIND Conference, Lisbon, Portugal. Prieiga per internetą: https://www.foxequipment.com/wp-content/uploads/2019/04/IES_65_Reid.pdf
22. Shasrabudhe, A. D., Munjal, M. L. and Anantha, S. (1992), Design of Expansion Chamber Mufflers Incorporating 3-D Effects. *Noise Control Engineering Journal*, 38(1). Prieiga per

interneta:

https://www.researchgate.net/publication/243584743_Design_of_Expansion_Chamber_Mufflers_Incorporating_3-D_Effects

23. Selamat, A., Denia, F. D. and Besa, A. J. (2003). Acoustic behavior of circular dual-chamber mufflers. *Journal of Sound and Vibration*, 265(5), 967–985. Prieiga per internetą: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X02012580>
24. Shi, X. and Mak, C. M. (2016). Sound attenuation of a periodic array of micro-perforated tube mufflers. *Applied Acoustics*, 115, 15–22. Prieiga per internetą: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0003682X16302432>
25. Soh, Y. P., Yap, E. W. T. and Gan, B. H. L. (2015). Industrial Resonator Muffler Design. *International review of Mechanical Engineering*, 9(3), 231–236. Prieiga per internetą: <https://www.praiseworthyprize.org/jsm/index.php?journal=ireme&page=article&op=view&path%5B%5D=17171>
26. Tao, Z. and Seybert, A. F. (2003). A Review of Current Techniques for Measuring Mufflers Transmission Loss. SAE Technical Paper. Prieiga per internetą: <https://tfacoustics.com/assets/pdf/Muffler-TL.pdf>
27. *Triukšmai*. Prieiga per internetą: <http://www.vartiklis.lt/science/physics/noises.htm>

PRIEDAI

TRIUKŠMO SLOPINTUVO EFEKTYVUMO TYRIMAS

Justas PACEVIČIUS¹, Artūras KILIKEVIČIUS²

Vilniaus Gedimino technikos universitetas

Santrauka. Straipsnyje pateikti baigtinių elementų metodu atliktų atskaitos sistemos ir dviejų skirtingų konstrukcijų triukšmo slopintuvų geometrinių parametrų įtakos slopintuvo efektyvumui metodika ir rezultatai. Baigtinių elementų metodu skaičiuojamas atsirandantis akustinių slėgių pasiskirstymas slopintuvo skerspjuvniuose, lyginamas triukšmo lygių skirtumas tarp įėjimo ir išėjimo kanalų.

Reikšminiai žodžiai: triukšmas, slopinimas, slopintuvas, perdavimo nuostolis, akustika, garsas, garso galia.

Įvadas

Didėjant susirūpinimui dėl aplinkos taršos, pradėtos naudoti naujos technologijos, ne vien kenksmingų dujų, bet ir akustinei taršai sumažinti. Garsas yra elastingos terpės, tokios kaip oras, pakitimas, kurį gali aptikti žmogaus ausis. Triukšmas apibūdinamas kaip nenaudingas garsas (Kinsler et al., 2000).

Gamyklose, kuriose gamybos metu išsiskiria išmetamosios dujos ar garai, paprastai skleidžia triukšmą viršijantį leidžiamas aplinkos taršos normas. Efektyviausias būdas kovoti su triukšmu, yra tiesioginis triukšmo šaltinio identifikavimas ir pašalinimas (Barron et al. 2003). Kadangi praktikoje triukšmo šaltiniai yra gamybos įrenginiai, praktiškai tas neįgyvendinama Viena iš populiariausių, tuo pačiu ir efektyviausių priemonių pramonės kaminų sukuriama triukšmo lygio mažinimui, yra pramoniniai triukšmo slopintuvai. Iš kamino besiveržiantys dūmai ar garai, dėl slėgių skirtumo juda turbulentiškai ir dėl šios priežasties atsiranda triukšmas (Munjál 1987).

Garso slopintuvas yra įrenginys skirtas sumažinti įrenginių (ar jų sistemų) per vamzdžius skleidžiamą nepageidaujamą garsą, charakterizuojamą kaip triukšmas.

Šio tyrimo objektas – reaktyvusis slopintuvas. Reaktyvieji slopintuvai veikia siųsdami garsą per rezonansus ir antirezonansus, kuriuos apibūdina jų geometrinė forma. Šio tipo slopintuvai yra itin efektyvūs norint slopinti specifinio dažnio garsus, ypač žemų ir vidutinių dažnių diapazone, tačiau dėl netinkamos eksploatacijos gali stiprinti triukšmą kituose dažnio diapazonuose (Reid 2006).

Tyrimo metodika

Tyrimo metu buvo taikomos šios prielaidos: terpė kurioje sklinda garsas yra oras, slopintuvo sienelės yra kieti, nesideformuojantys kūnai. Modeliui sudaryti reikalingos dvi esminės sąlygos: į slopintuvą įeinančio srauto akustinis slėgis ir terpės akustinė varža.

Akustinė varža COMSOL aprašoma lygtimi (1.1):

$$-n \left(\frac{1}{\rho_c} (\nabla p_t - q_d) \right) = -p_t \frac{i\omega}{Z_{end}}, \quad (1.1)$$

Taikytina supaprastinta formulė COMSOL aprašoma lygtimi (1.2):

$$Z = \rho \cdot c = \frac{p}{v} = \frac{I}{v^2} = \frac{p^2}{I}. \quad (1.2)$$

čia: ω - kampinis dažnis; ρ - terpės, kurioje sklinda garsas, tankis, p – akustinis slėgis.

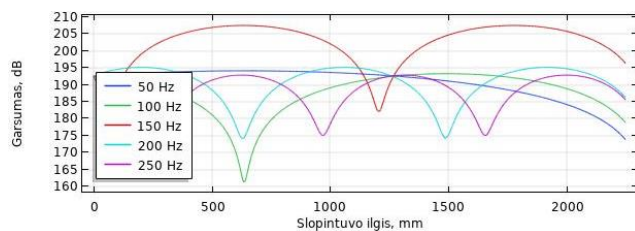
Triukšmo slopintuvo efektyvumui nustatyti pasirinktas triukšmo slopinimo NR (noise reduction) parametras (1.3 formulė), kuris šiame tyrime laikomas ir perdavimo nuostoliu. Šis parametras nusako skirtumą decibelais (dB), tarp į slopintuvą įeinančių ir išeinančių iš slopintuvo akustinių slėgių (Papini et al., 2017).

$$NR = 20 \log_{10} \left(\frac{p_o}{p} \right), \quad (1.3)$$

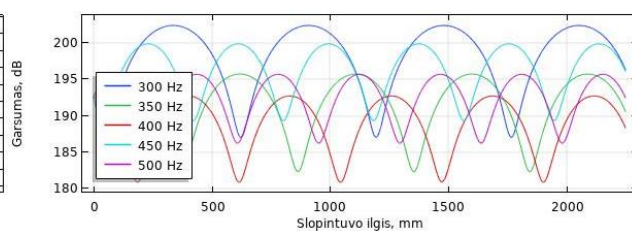
čia: p_o - įeinančio į slopintuvą garso slėgis, p - išeinančio iš slopintuvo garso slėgis

Atskaitos sistema

Atskaitos sistema pasirenkamas vamzdis, kurio ilgis $L=2250$ mm ir skersmuo $\varnothing 250$ mm. Į slopintuvą įeinantis akustinis slėgis $p = 1$ Pa, tiriami dažniai 50-500 Hz su žingsniu 50 Hz.



a)

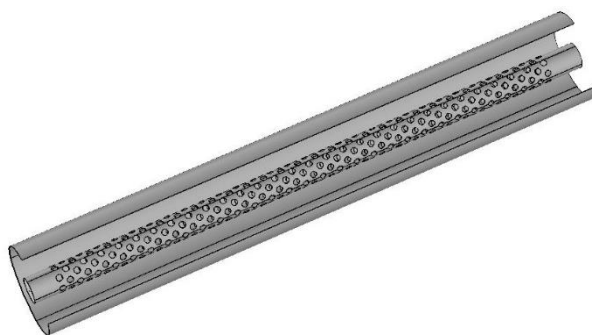


b)

1.1 pav. Garsumo pasiskirstymas atskaitos sistemoje pagal dažnį: a – 50-250 Hz; b - 300-500 Hz

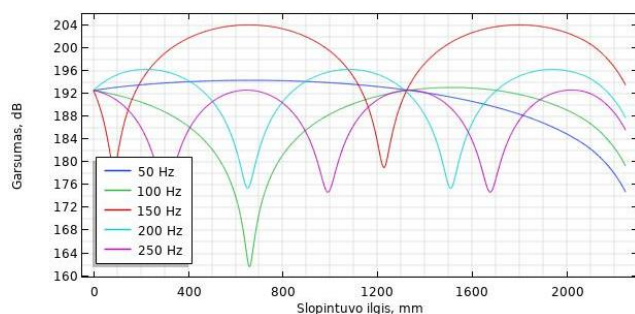
Slopintuvus Nr. 1

Antruoju bandymu, tokio paties skersmens vamzdyje naudotas deflektorius (1.2 pav.) (perforuotas vamzdis uždarais galais), kurio skersmuo $\varnothing 100$ mm, ilgis $L=2250$ mm, perforacijų skersmuo $\varnothing 24$ mm, atstumas tarp perforacijų centrų $l=57$ mm, perforacijų pradžia nuo deflektoriaus galų $l_{of} = 100$ mm.

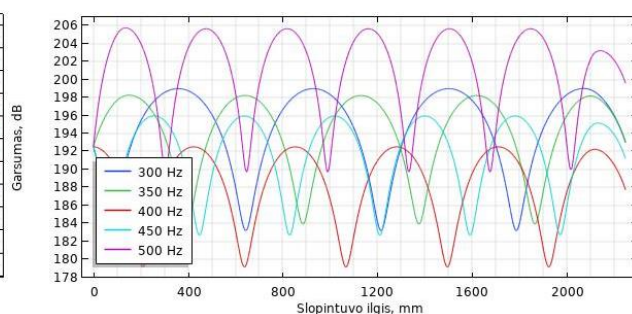


1.2 pav. Slopintuvus Nr. 1

Didžiausias slopinimas 17,82 dB pasiektas slopinant 50 Hz dažnio triukšmą. Pastebima tendencija, kad didėjant dažniui, slopinimas mažėja ir galiausiai pasiekiamas priešingas, triukšmą stiprinantis efektas didžiausias ties 500 Hz ir siekia 6,97 dB.



a)



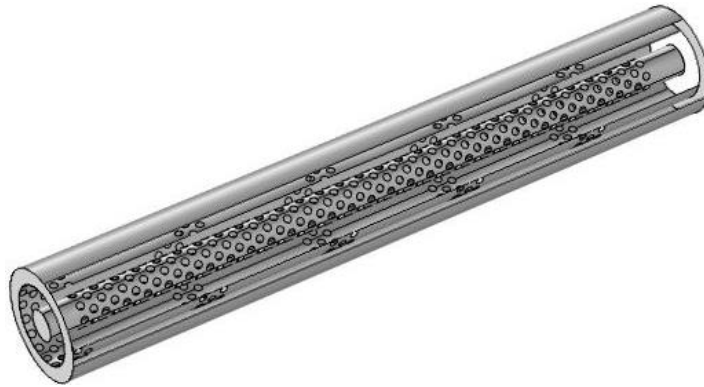
b)

1.3 pav. Garsumo pasiskirstymas slopintuve pagal dažnį: a – 50-300Hz; b - 300-500Hz

Iš pateiktų grafikų matoma, jog pats deflektoriaus atsiradimas slopinimo neįtakojo arba įtakojo itin nežymiai. Slopinimo efektas gautas tik dėl slopinamo dažnio garso bangos ilgio ir slopintuvo ilgio santykio.

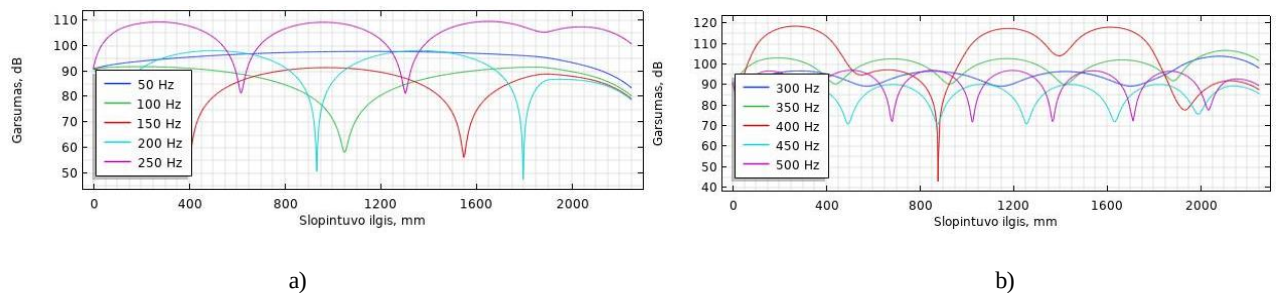
Slopintuvas Nr. 2

Trečiuoju bandymu tiriamas slopintuvas (1.4 pav.) su modifikuota prieš tai buvusio slopintuvo konstrukcija: visas slopintuvas patalpintas į Ø350 mm vamzdį. Remiantis „Sub-chamber optimization for silencer design“ (Yua et al., 2018) straipsnyje aprašytu tyrimu ir pastebėjimais vamzdyje su skersmeniu Ø250 mm atitinkamai kas 450 mm padarytos 5 grupės, turinčios po tris eiles perforacijų. Autorių teigimu, vienos išsiplėtimo kameros slopintuve naudojant perforacijas sienelėse triukšmo slopinimo efektas padidėja.



1.4 pav. Slopintuvas Nr. 2

Didžiausias skirtumas tarp įėjusio ir išėjusio triukšmo garsumo 12,25 dB pasiektas slopinant 200 Hz dažnio triukšmą

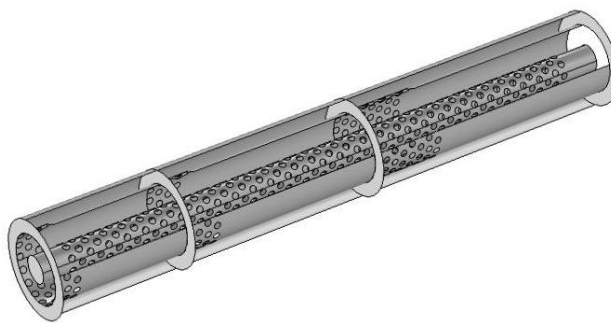


1.5 pav. Garsumo pasiskirstymas slopintuve pagal dažnį: a – 50-300 Hz; b - 300-500 Hz

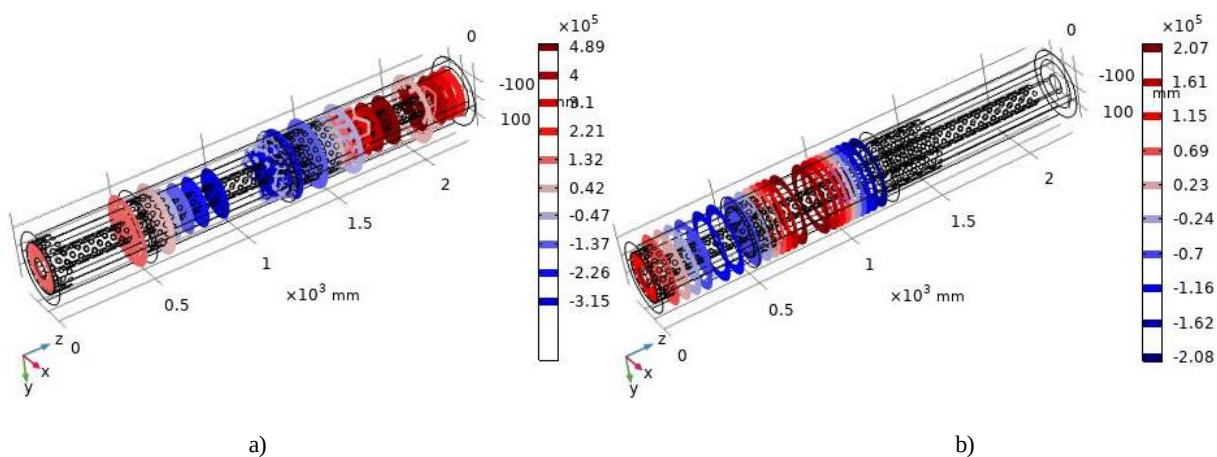
Daroma išvada, jog perforacijų atsiradimas 50-250 Hz dažniuose slopinimą labiausiai įtakoja arčiausiai slopintuvo išėjimo esanti perforacija. Išskirtinis slopinimo efektas pastebimas 400 Hz dažnyje, ties 900 mm t.y. ties trečia perforacija.

Slopintuvas Nr. 3

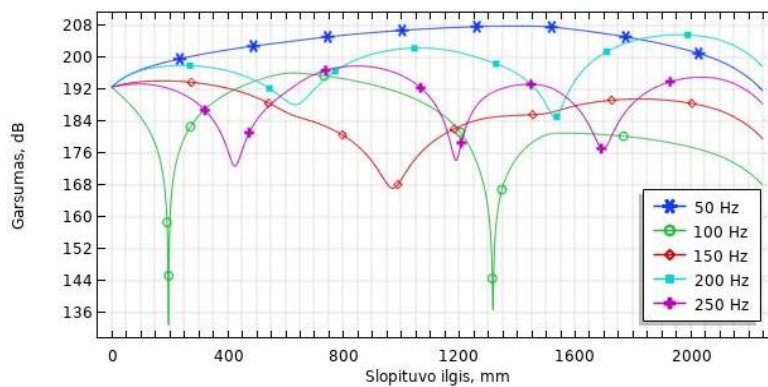
Trečiuoju bandymu tiriamas slopintuvas su modifikuota prieš tai buvusio slopintuvo konstrukcija: Ø350 mm vamzdis, į kurį patalpintas slopintuvas, suskirstytas į tris atskirus kambarius $L_1 = 500$ mm, $L_2 = 750$ mm, $L_3 = 1000$ mm. Slopintuvas padalintas į atskiras kameras remiantis „Design and analysis of a compact acoustic filter for broad band noise absorption“ (Chhibber et al., 2018) straipsniu. Straipsnyje aprašytas iš keleto atskirų išsiplėtimo kamerų sudaryto slopintuvo tyrimas, kuriuo buvo nustatyta, jog skirtingų tūrių kambariai slopina skirtingų dažnių triukšmą. Vamzdyje su skersmeniu Ø250 mm atitinkamai kambariams padarytos perforacijos: 1 kambariui – 3 eilės, 2 kambariui – 5 eilės, 3 kambariui – 8 eilės.



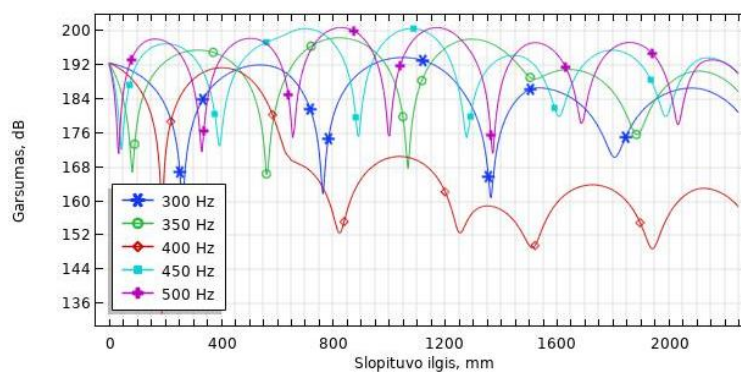
1.6 pav. Slopintuvas Nr 3



1.7 pav. Akustinių slėgių pasiskirstymai slopintuvo skerspjūviuose: a – 200Hz, b – 400Hz

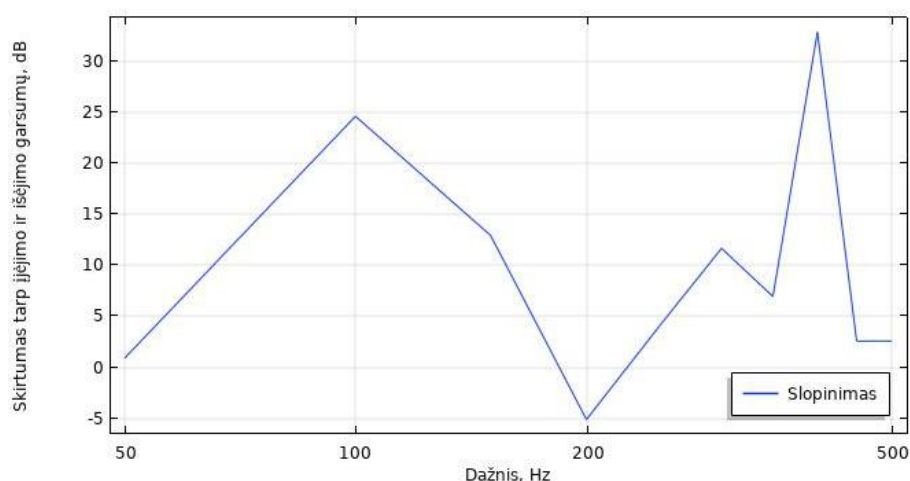


1.8 pav. Garsumo pasiskirstymas slopintuve pagal dažnį 50-250 Hz.



1.9 pav. Garsumo pasiskirstymas slopintuve pagal dažnį 300-500 Hz

Iš grafikų matoma, jog didžiausias garsumo kritimas slopintuve pasiektas su 100 Hz ir 400 Hz dažniais.



1.10 pav. Slopintuvo Nr. 2 sukuriamas slopinimas (Perdavimo nuostolis)

Atlikus bandymą iš grafiko matoma, jog slopinimas išsiskiria dvejais pikais, pasiekiamas prie 100 Hz ir 400 Hz dažnių, atitinkamai 24,63dB ir 33,84dB. Tačiau, atsiranda ir nepageidaujamas, triukšmą 5,11 dB sustiprinantis, efektas ties 200 Hz dažniu.

Išvados

Atlikus simuliacijas daromos išvados, jog efektyvus triukšmo slopinimas gali būti pasiektas tik labai siauruose dažnių ruožuose. Projektuojant slopintuvą būtina atsižvelgti į slopinamo dažnio bangos ilgį. Nustatyta, jog kiti triukšmą slopinantys elementai, tokie kaip pertvaros ir perforacijos, efektyvūs yra tik tuo atveju, jeigu jų geometrinis išdėstymas sutampa su žemiausiais bangos amplitudės taškais.

Bandymo metu didžiausias triukšmo slopinimas (NR) buvo pasiektas su slopintuvu Nr. 3. Slopinimas išsiskyrė dvejais slopinimo pikais 24,63 dB ir 33,84 dB ties 100 Hz ir 400 Hz dažniais.

Summary

Industrial exhaust system noise makes a huge contribution to the exterior noise pollution of the area. There are a number of acoustic dampening measures developed by institutions and industries to predict the acoustic properties of exhaust systems. The present project discusses and validates, through measurements, the proper modelling of these systems using COMSOL and discusses the ideas to properly convert a geometrical model of an exhaust muffler to an acoustic model. The various elements and their properties are also discussed. When it comes to Acoustic properties there are several parameters that describe the performance of a muffler, the Noise Reduction (NR) can be useful to check the validity of a mathematical model.

Literatūros sąrašas

1. Barron, R. F. (2003). Industrial noise control and acoustics. New York: Marcel Dekker.
2. Chhibber, U., Kumar R., Haldar S. and Hota R. N. (2018). Design and analysis of a compact acoustic filter for broad band noise absorption. Applied Acoustics, 140, 30–38. Prieiga per internetą: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0003682X18301282>
3. Yua, X., Tongb, Y., Panb, J., and Chenga, L. (2015). Sub-chamber optimization for silencer design. Journal of Sound and Vibration, 351, 57–67. Prieiga per internetą: <http://www.mypolyuweb.hk/mmlcheng/assets/pdf/003.pdf>
4. Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B. and Sanders, J. V. (2000). Fundamentals of Acoustics 4th ed. New York: John Wiley & Sons Inc.
5. Munjal, M. L. (1987). Acoustics of Ducts and Mufflers. New York: Wiley – Interscience Inc..
6. Papini, G. S., Pinto, R. L. U. F., Medeiros, E. B., Coelho and F. B. G. (2017). Hybrid approach to noise control of industrial exhaust systems. Applied Acoustics, 125, 102–112. Prieiga per internetą: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0003682X17303079>
7. Reid, S. (2006). Noise attenuation for chimney engineers. Pranešimas konferencijoje: CICIND Conference, Lisbon, Portugal. Prieiga per internetą: https://www.foxequipment.com/wp-content/uploads/2019/04/IES_65_Reid.pdf