

Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Engenharia Automotiva

ESTUDO EXPERIMENTAL DA PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA DE FILTROS ACÚSTICOS REATIVOS

Autor: Lorrhan Lucas Sousa Lisboa
Orientadora: Prof^ª. Dr^ª. Maria Alzira de Araújo Nunes

Brasília, DF
2022



Lorrhan Lucas Sousa Lisboa

ESTUDO EXPERIMENTAL DA PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA DE FILTROS ACÚSTICOS REATIVOS

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Universidade de Brasília - UnB

Faculdade UnB Gama - FGA

Orientador: Prof^{fa}. Dr^a. Maria Alzira de Araújo Nunes

Brasília, DF

2022

Lorrhan Lucas Sousa Lisboa

ESTUDO EXPERIMENTAL DA PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA DE
FILTROS ACÚSTICOS REATIVOS/ Lorrhan Lucas Sousa Lisboa. – Brasília, DF,
2022-

119 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Prof^ª. Dr^ª. Maria Alzira de Araújo Nunes

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA , 2022.

1. Acoustic muffler. 2. Transmission loss. I. Prof^ª. Dr^ª. Maria Alzira de Araújo
Nunes. II. Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. ESTUDO
EXPERIMENTAL DA PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA DE FILTROS
ACÚSTICOS REATIVOS

CDU 02:141:005.6

Lorrhan Lucas Sousa Lisboa

ESTUDO EXPERIMENTAL DA PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA DE FILTROS ACÚSTICOS REATIVOS

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Trabalho Aprovado. Brasília, DF, 26 de Setembro de 2022

**Prof^ª. Dr^ª. Maria Alzira de Araújo
Nunes**
Orientadora

Prof^ª. Dr^ª. Carla Tatiana Mota Anflor
UnB/FGA

**Prof. Dr. Alessandro Borges de Sousa
Oliveira**
UnB/FGA

Brasília, DF
2022

À todas as pessoas que, durante a graduação, me fortaleceram nos momentos mais difíceis. E principalmente àqueles que jamais descreditaram do meu potencial.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus por todas as bênçãos concedidas durante a minha graduação e por realizar o meu sonho e o da minha família de entrar na Universidade de Brasília e ser o primeiro da família a formar em uma faculdade federal.

À minha rainha, meu alicerce, meu tudo... Minha mãe Sandra, que sempre confiou no meu potencial, sempre investiu em mim, e ao meu pai Gislande por todo apoio e ensinamentos sobre os valores da vida.

Àos meus avós Eneri Dias e Domingos Sousa, que com todos os seus ensinamentos me motivaram a nunca desistir e correr atrás dos meus sonhos, sempre investiram em mim e fizeram tudo que estava a seu alcance para me ver crescer na vida.

À Isabella Policema, obrigado por ser motivo do meu sorriso e por manter minha saúde mental e emocional durante grande parte da minha graduação, obrigado por me ajudar sempre que eu precisei de você e por me incentivar a ser sempre o melhor e a nunca desistir.

Ao meu amigo Victor Hugo, responsável pelo processamento de algumas imagens deste trabalho de conclusão de curso, além disso é um cara sensacional com uma historia de vida incrível que me motivou a estudar e sempre mostrou que o caminho do sucesso vem do esforço e do estudo contínuo.

Aos meus melhores amigos: Lucas Lock, Carlos Yan, Douglas Evaristo e Felipe Mitto, por serem irmãos, leais e verdadeiros comigo, por sempre me ajudarem e motivarem, com todo seu companheirismo e apoio, por serem um simbolo de união e por proporcionar boas risadas durante todos esses anos.

À minha professora de Português no ensino médio, Jacqueline Cavalcante que acompanhou diretamente a elaboração e correção ortográfica deste estudo.

À minha orientadora, Prof^a Dr^a Maria Alzira, agradeço imensamente pelos ensinamentos, paciência, carinho, atenção e disposição para me ajudar e me guiar de forma excelente durante a elaboração deste trabalho.

À toda a equipe de integrantes do LabNVH por disponibilizar o espaço e os equipamentos necessários para elaboração da bancada, pois com ajuda dos estudos na área da acústica desenvolvido por eles ao longo dos anos, foi o que possibilitou o desenvolvimento deste trabalho.

*"Focado no momento e é isso!
Pacífico se possível, violento se necessário.
Não nasci pra pedir, eu tomo.
Não vou subtrair, eu somo"
(Filipe Ret)*

Resumo

Os silenciadores automotivos podem ser filtros acústicos reativos ou dissipativos, sendo os reativos os mais comumente usados na aplicação veicular cujo seu mecanismo de atenuação sonora está associado às descontinuidades geométricas de seu interior, que causam diferentes impedâncias nas ondas sonoras incidentes e refletidas. Na prática, seu funcionamento baseia-se no controle de ruído nos dutos de escape veicular pois estes atenuadores tem um maior desempenho em baixas frequências, que é justamente onde ocorre as maiores amplitudes dos ruídos de combustão. Em sistemas de exaustão veicular, o tipo de silenciador usado é o câmara de expansão, que consiste em expansão e contração súbita da seção transversal do meio em que as ondas sonoras se propagam. Este tipo de silenciador dispensa o uso de materiais de absorção sonora pois suas cavidades e geometrias complexas já são suficientes para uma boa atenuação sonora. Neste trabalho são propostos 7 modelos de câmaras de expansão considerando elementos estendidos e perfurados em seu interior afim de que este seja uma alternativa viável no controle passivo do ruído de exaustão. Com o objetivo principal de determinar a perda de transmissão (*Transmission Loss - TL*) dos modelos de filtros acústicos propostos, sendo obtidos primeiramente de forma analítica através de equações advindas do Método da Matriz de Transferência (MMT) partindo do modelo câmara de expansão simples e câmara de expansão dupla com duto central como referência das variações propostas. Para validação analítica, posteriormente será projetada uma bancada experimental que proporciona a determinação da TL via Método de Duas Cargas. Com isso, é possível analisar o comportamento dos atenuadores e ao comparar com o analítico pode-se observar quais as influências causadas pelas complexidades geométricas impactam na TL.

Palavras-chaves: Filtro Acústico. Perda de Transmissão. Método de Duas Cargas.

Abstract

Automotive mufflers can be reactive or dissipative acoustic filters, the reactive ones being the most commonly used in vehicular application. Its sound attenuation is associated with the geometric discontinuities of its interior, which generate different impedances on the incident and reflected sound waves within himself. In practice, its operation is based on noise control of vehicle exhaust ducts, since these attenuators have a greater performance at low frequencies. This is precisely where the biggest amplitudes of combustion noises occur. In vehicle exhaust systems, the silencer used is the expansion chamber type, which consists of sudden expansion and contraction on the cross-section of the region in which the sound waves propagate. This type of silencer does not require the use of sound-absorbing materials, since its cavities and complex geometries are sufficient enough for a good sound attenuation. In this final paper, 9 models of expansion chambers are proposed, considering extended and perforated elements in their interior in order to be a viable alternative of passive control of exhaust noises. The main objective being the determination of the Transmission Loss - TL of the proposed acoustic filter models, which are first obtained analytically through equations that are derived from the Transfer Matrix Method (TMM), the simple and double expansion chamber models with central duct are used as reference of the variations proposed in this paper. In order to validate the experiment analytically, a test bench that provides the determination of the TL via the Two-Load Method will be designed, and it will be possible to analyze the behavior of the attenuators. When comparing the obtained experimental results with the analytical ones, the influences caused by the geometric complexities in the TL can be observed.

Key-words: Muffler Acoustic. Transmission Loss. Two-Load Method.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Zoom do espectro sonoro na primeira frequência de combustão. Fonte: Adaptado Veloso (1999).	21
Figura 2 – Bandas de 1/3 de oitava do espectro sonoro do ruído de combustão. Fonte: Adaptado Veloso (1999).	21
Figura 3 – Fluxograma resumido da metodologia à ser desenvolvida neste trabalho.	23
Figura 4 – Exemplos de malhas obtidas: MEF(esq.) & MEC(dir.). Fonte: Bilawchuk e Fyfe (2003).	26
Figura 5 – Malha em elementos finitos (a) 2D; (b) 3D fracionada e (c) 3D. Fonte: Silva e Nunes (2016).	28
Figura 6 – Restrições de espaço para silenciador de câmara dupla. Fonte: Altabey (2020).	28
Figura 7 – Geometria do modelo MEF-2D com duto interno perfurado. Fonte: Terashima et al. (2022).	30
Figura 8 – Esquema experimental do Método de Dois Microfones. Fonte: Ross e Seybert (1977)	31
Figura 9 – Esquema experimental do Método de Duas Fontes. Fonte: Tao e Seybert (2003).	32
Figura 10 – Esquema experimental do Método de Duas Cargas. Fonte: Tao e Seybert (2003).	33
Figura 11 – Esquema do sistema de medição experimental. Fonte: Thieme (2000).	34
Figura 12 – Método experimental de medição da TL de um filtro com placa micro perfurada. Fonte: Tan e Ripin (2013).	34
Figura 13 – Método experimental de determinação da TL em uma sala anecóica. Fonte: Rajadurai, Raj e Kumar (2015).	35
Figura 14 – Esquema da bancada experimental: equipamentos eletrônicos e dutos de teste. Fonte: Borges (2020).	36
Figura 15 – Configuração experimental para medição da TL de silenciador usando tubo de impedância. Fonte: Damyar et al. (2021).	37
Figura 16 – Sistema de exaustão veicular. Fonte: Dias (2020).	38
Figura 17 – Processo de geração de ruído em motores automotivos. Fonte: Pacheco (2002).	41
Figura 18 – Escapamento de veículos automotivos com controle ativo. Fonte: Gerges (1992)	43
Figura 19 – Filtro acústico industrial. Fonte: Acoustic Science Corporation	43
Figura 20 – Filtro reativo industrial. Fonte: Acoustic Science Corporation	44
Figura 21 – Filtro industrial externo. Fonte: Kinetics Noise Control	44

Figura 22 – Filtro acústico no sistema de escape veicular. Fonte: Nissan Race Shop	45
Figura 23 – Silenciador dissipativo para aplicação automotiva. Fonte: Silva (2016)	46
Figura 24 – Silenciador reativo para aplicação automotiva. Fonte: Martins (2019)	47
Figura 25 – Filtro acústico híbrido. Fonte: Wiki Mufflers	48
Figura 26 – Perda de Inserção (IL). Fonte: Martins (2019)	49
Figura 27 – Redução de ruído (NR). Fonte: Martins (2019)	50
Figura 28 – Perda de Transmissão (TL). Fonte: Adaptado Martins (2019)	51
Figura 29 – Esquema de medição da TL utilizando o Método de Duas Cargas. Fonte: ASTM (2017) apud (BORGES, 2020).	53
Figura 30 – Fluxograma da metodologia desenvolvida neste trabalho.	56
Figura 31 – Bancada Experimental dimensionada para obtenção da TL dos modelos de filtros acústicos propostos neste trabalho.	57
Figura 32 – Espaçamentos da bancada experimental dimensionada - Dimensões em milímetro [mm]	59
Figura 33 – Caixa Acústica usada para montagem da fonte sonora. Fonte: Silva e Nunes (2013)	60
Figura 34 – Tampa da caixa acústica.	60
Figura 35 – (A) União de engate rápido pneumática. Fonte: (Veter Parts, 2022). (B) Duto com o engate fixado.	61
Figura 36 – (A) Filtro Acústico. (B) Conexão da câmara.	61
Figura 37 – Terminações usadas no Método de Duas Cargas. (A) Espumas acústicas plana e casca de ovo. (B) CAP de PVC de 75mm de diâmetro.	62
Figura 38 – Esquema experimental da bancada com os equipamentos eletrônicos. Fonte: Borges (2020).	63
Figura 39 – Modelos de silenciadores propostos - Dimensões em milímetros [mm]	64
Figura 40 – Gerador de Ruído Brando do LabNVH-UnB-FGA	65
Figura 41 – Filtro Passa-Baixa do LabNVH-UnB-FGA	66
Figura 42 – Amplificador de Potência do LabNVH-UnB-FGA	66
Figura 43 – Auto-falante usado na fonte sonora da bancada experimental. Fonte: (Sound Imports, 2022)	67
Figura 44 – Microfones utilizados na aquisição de ruído da bancada experimental.	67
Figura 45 – Analisador de frequência digital de quatro canais utilizado na bancada experimental.	68
Figura 46 – Calibração dos Microfones	69
Figura 47 – Relação Sinal-Ruído entre os microfones 1 e 2 da bancada experimental	70
Figura 48 – Relação Sinal-Ruído entre os microfones 3 e 4 da bancada experimental	71
Figura 49 – Câmara de Expansão Simples - Dimensões em [mm]	73
Figura 50 – Comparação entre as curvas de TL analítica e experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples.	74

Figura 51 – Câmara de Expansão Simples com Dutos Estendidos.	75
Figura 52 – Câmara de Expansão Simples com Duto Estendido na Entrada - Dimensões em [mm]	76
Figura 53 – Comparação entre as curvas de TL analítica e experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples com Duto Estendido na Entrada.	77
Figura 54 – Comparação entre as curvas de TL experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples e do Câmara Simples com duto Estendido na Entrada.	78
Figura 55 – Câmara de Expansão Simples com Duto Estendido na Entrada - Dimensões em [mm]	79
Figura 56 – Comparação entre as curvas de TL analítica e experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples com duto Estendido na Saída.	79
Figura 57 – Comparação entre as curvas de TL experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples e do Câmara Simples com duto Estendido na Saída.	80
Figura 58 – Comparação entre as curvas de TL experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples com duto Estendido na Entrada e na Saída.	81
Figura 59 – Câmara de Expansão Simples com Duto Estendido na Entrada e na Saída - Dimensões em [mm]	82
Figura 60 – Comparação entre as curvas de TL analítica e experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples com duto Estendido na Entrada e na Saída.	82
Figura 61 – Comparação entre as curvas de TL experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples e do Câmara Simples com duto Estendido na Entrada e na Saída.	83
Figura 62 – Comparação entre as curvas de TL experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples com duto Estendido em apenas um lado e do Câmara Simples com duto Estendido na Entrada e na Saída.	84
Figura 63 – Esquema da Câmara de Expansão Dupla	85
Figura 64 – Câmara de Expansão Dupla - Dimensões em [mm]	86
Figura 65 – Comparação entre as curvas de TL analítica e experimental do modelo de Câmara de Expansão Dupla.	86
Figura 66 – Esquema da Câmara de Expansão Dupla com Duto Central	87
Figura 67 – Câmara de Expansão Dupla com Duto Central - Dimensões em [mm]	87
Figura 68 – Comparação entre as curvas de TL analítica e experimental do modelo de Câmara de Expansão Dupla com Duto Central.	88
Figura 69 – Comparação entre as curvas de TL experimental do modelo Câmara de Expansão Simples e Câmara de Expansão Dupla.	89
Figura 70 – Comparação entre as curvas de TL experimental do modelo Câmara de Expansão Dupla e Câmara de Expansão Dupla com duto Central.	90

Figura 71 – Parâmetros d_h e C para a parede de tubos perfurados. Fonte: Vér e Beranek (2005).	91
Figura 72 – Comparação entre as curvas de TL analítica, experimental com dutos sólidos e com 1% de área perfurada na entrada e na saída.	94
Figura 73 – Comparação entre as curvas de TL analítica, experimental com dutos sólidos e com 3% de área perfurada na entrada e na saída.	95
Figura 74 – Comparação entre as curvas de TL analítica, experimental com dutos sólidos e com 5% de área perfurada na entrada e na saída.	96
Figura 75 – Comparação entre as curvas de TL analítica, experimental com dutos sólidos e com 7% de área perfurada na entrada e na saída.	97
Figura 76 – Comparação entre as curvas de TL analítica, experimental sólido e com todas as porcentagens de perfuração.	98

Lista de tabelas

Tabela 1 – Equipamentos eletrônicos utilizados para determinação da TL em bancada experimental	63
Tabela 2 – Estimativa da quantidade de perfurações de acordo com a porcentagem de área perfurada.	92
Tabela 3 – Parâmetros de avaliação das perfurações	93
Tabela 4 – Resultados obtidos dos elementos perfurados	99

Lista de abreviaturas e siglas

AML	<i>Automatic Matched Layer</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
CTP	Coefficiente de transmissão de potência
IL	<i>Insertion Loss</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
MEC	Método dos Elementos de Contorno
MMT	Método da Matriz de Transferência
NPS	Nível de pressão sonora
NR	<i>Noise Reduction</i>
SNR	<i>Signal-to-Noise Ratio</i>
TL	<i>Transmission Loss</i>

Lista de Símbolos

φ	Ângulo de Fase	[rad]
τ	Coefficiente de Transmissão	[-]
λ	Comprimento de Onda	[m]
ρ	Densidade do Ar	$[\frac{kg}{m^3}]$
d	Diâmetro	[m]
S_n	Espaçamento entre os microfones	[m]
f	Frequência	[Hz]
H_f	Função de transferência	[Hz]
L	Nível de Pressão Sonora	[dB]
j	Número Complexo Imaginário	[-]
k	Número de Onda	$[\frac{rad}{m}]$
σ	Porosidade	[-]
w	Potência Sonora	[W]
p	Pressão Sonora	[dB]
X	Razão de Área Aberta	[-]
u	Velocidade da Partícula	$[\frac{m}{s}]$
c	Velocidade do Som	$[\frac{m}{s}]$

Sumário

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	Contextualização	18
1.2	Motivação	20
1.3	Objetivos	22
1.3.1	Objetivo Geral	22
1.3.2	Objetivos específicos	22
1.4	Metodologia	22
1.5	Estrutura do trabalho	24
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	25
2.1	Métodos Numéricos	25
2.2	Métodos Experimentais	30
3	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	38
3.1	Sistema de Exaustão Veicular	38
3.2	Ruídos no sistema de exaustão veicular	40
3.3	Filtros Acústicos	42
3.3.1	Aplicabilidade dos filtros acústicos	43
3.3.2	Silenciador Dissipativo	46
3.3.3	Silenciador Reativo	47
3.3.4	Silenciador Híbrido	48
3.4	Parâmetros para avaliação do desempenho acústico	48
3.4.1	Perda de Inserção (<i>Insertion Loss - IL</i>)	49
3.4.2	Redução de ruído (<i>Noise Reduction - NR</i>)	49
3.4.3	Perda de transmissão (<i>Transmission Loss - TL</i>)	50
3.5	Determinação da Perda de Transmissão	51
4	METODOLOGIA	56
4.1	Bancada Experimental	56
4.1.1	Dimensionamento dos dutos e posição dos microfones	57
4.2	Caracterização da Bancada Experimental	62
4.2.1	Geração do sinal acústico	65
4.2.2	Aquisição do sinal acústico	67
4.3	Calibração e correções nos sensores acústicos	69
4.3.1	Calibração dos Microfones	69
4.3.2	Medição do Ruído de Fundo - <i>Signal-to-Noise Ratio</i>	70

4.3.3	Correção de Amplitude e Fase entre os microfones	71
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	73
5.1	Análise dos silenciadores sem perfurações	73
5.1.1	Câmara de Expansão Simples	73
5.1.2	Câmara de Expansão Simples com Duto Estendido na Entrada	75
5.1.3	Câmara de Expansão Simples com Duto Estendido na Saída	78
5.1.4	Câmara de Expansão Simples com Duto Estendido na Entrada e na Saída	81
5.1.5	Câmara de Expansão Dupla	85
5.1.6	Câmara de Expansão Dupla com Duto Central	87
5.2	Análise dos silenciadores com perfurações	90
5.2.1	Câmara de Expansão Simples com Dutos Estendidos	93
6	CONCLUSÃO	100
6.1	Sugestão de trabalhos futuros	101
	REFERÊNCIAS	102
	APÊNDICES	107
	APÊNDICE A – CÓDIGOS MATLAB	108
A.1	Obtenção da TL do modelo Câmara de Expansão Simples	108
A.2	Obtenção da TL do modelo Câmara de Expansão Simples com Dutos Estendidos	109
A.3	Obtenção da TL do modelo Câmara de Expansão Dupla	111
A.4	Obtenção da TL do modelo Câmara de Expansão Dupla com Duto Central	112
	APÊNDICE B – DESENHOS TÉCNICOS	113
B.1	Tubo de PVC 3"polegadas	113
B.2	Tubo de PVC 3"polegadas perfurados com broca M3	114
B.3	Tubo de PVC 6"polegadas	115
B.4	CAP de PVC usado como terminação fechada	116
B.5	Conexão de PVC do silenciador com os dutos	117
B.6	Tampa da Caixa Acústica em MDF com conexão de PVC	118
B.7	Caixa acústica da fonte sonora em MDF	119

1 INTRODUÇÃO

No decorrer deste capítulo será abordada uma contextualização do assunto estudado, bem como a justificativa do desenvolvimento do trabalho, o contexto e os objetivos a serem alcançados.

1.1 Contextualização

Os ruídos causados por sistemas mecânicos possuem fontes adversas, tendo como exemplo os motores de combustão interna presentes em veículos automotores, os compressores industriais que fornecem ar comprimido para ferramentas industriais, os compressores de sistemas de refrigeração que são responsáveis pelos ciclos termodinâmicos e os sistemas de ventilação e exaustão industrial, entre outros. (LIMA, 2008).

Uma das fontes sonoras mais predominantes no ruído global de um veículo, é o ruído proveniente da explosão do combustível dentro da câmara de combustão do motor. Desta maneira, torna-se fundamental o uso de silenciadores capazes de atenuar este ruído para níveis mais aceitáveis. (THIEME, 2000).

Os ruídos gerados por diversos componentes em um ambiente podem trazer um certo desconforto e até problemas de saúde, dependendo do tempo e da intensidade de exposição. Esse problema fez pensar a necessidade de reduzir os ruídos de uma forma que não afetasse a eficiência do sistema. Estes produtos são denominados silenciadores ou abafadores como é chamado pela maioria dos fabricantes. Esses elementos são construídos e dimensionados por meio de métodos parcialmente teóricos e largamente empíricos para o aperfeiçoamento e definição de um projeto. (THIEME, 2000).

As principais funções do sistema de exaustão de um veículo automotor são: reduzir o ruído de exaustão, a quantidade de poluentes gerados pela queima do combustível e, conseqüentemente, atuar influenciando a potência do motor (BASSHUYSEN; SCHÄFER, 2004).

Desta maneira, durante o desenvolvimento dos silenciadores, devem ser introduzidos elementos de atenuação sonora adequados, sem causar interferência significativa no movimento dos gases de combustão. (THIEME, 2000).

Este contexto provocou o surgimento de leis ambientais mais rigorosas e aumentou a demanda por máquinas e equipamentos mais silenciosos. Assim, um dos principais desafios da indústria passou a ser o desenvolvimento de estratégias para eliminar ou reduzir os ruídos a níveis aceitáveis. (SILVA, 2016).

Dentre os silenciadores automotivos comercializados, alguns são classificados como dissipativos ou reativos. Sendo que os silenciadores dissipativos são geralmente compostos por dutos ou câmaras forradas com materiais absorventes acústicos que atenuam a energia sonora e o transforma em calor. Este tipo de silenciador é útil quando a fonte produz ruído em uma banda de frequência ampla e são particularmente eficazes em frequências altas, mas precauções especiais devem ser tomadas se o fluxo de gás tiver uma alta velocidade e temperatura e se contém partículas ou é corrosivo. (KUMAR, 2007).

O silenciador reativo consiste na junção de elementos tubulares de dimensões transversais variadas com câmaras de expansão com volumes e formas diferentes. É utilizada a geometria para criar mudanças de impedância acústica para refletir a maior parte da energia acústica de volta para a fonte (GERGES et al., 2005). Este silenciador é econômico e requer pouca manutenção, sendo eficiente em baixas frequências, especialmente para atenuação de ruído de frequências discretas (tons puros) ou ainda na presença de fluxo de gás quente, com partículas ou de alta velocidade. (KUMAR, 2007).

Entretanto, ao comparar os silenciadores reativos com os dissipativos, observa-se que o primeiro é mais eficaz em baixas frequências, o que possibilita uma maior aplicabilidade em ambientes agressivos, como por exemplo o sistema de exaustão veicular por causa do transporte de fluxos em altas temperaturas. (BISTAFA, 2006).

Por este fato, o sistema de exaustão veicular por muitas vezes possui os dois tipos de silenciadores, dependendo do tipo de motor ao qual o sistema de escape está acoplado, pode ter um silenciador intermediário de caráter reativo para atenuar o ruído gerado em baixa frequência e posteriormente um silenciador no final com caráter dissipativo para atenuar o ruído gerado em alta frequência, permitindo assim uma ótima atenuação acústica.

A maior desvantagem dos procedimentos empíricos e experimentais são sua inflexibilidade ao desenvolvimento e otimização de silenciadores, os quais acabam não atendendo completamente os requisitos de qualidade exigidos pelos consumidores e legislações. Porém, com o avanço tecnológico ocorreu o surgimento de uma variedade de técnicas computacionais, tornando possível prever o desempenho acústico de silenciadores com maior rapidez e precisão, ainda na fase de projeto por meio da análise numérica. (SILVA, 2016).

De acordo com Silva (2016) para elaborar o projeto de um silenciador, diversos parâmetros devem ser avaliados: faixa de frequência na qual o dispositivo deve atuar, máxima atenuação e limitações de espaço físico para sua instalação. No processo usual de desenvolvimento de silenciadores, diversos protótipos são construídos e testados, gastando-se assim muito tempo e dinheiro até obter o modelo que atenda a todos os requisitos.

1.2 Motivação

Tendo em vista os conhecimentos adquiridos ao longo do curso de engenharia automotiva, a motivação principal do estudo é aprofundar os conhecimentos na área da acústica, especificamente no projeto de filtros acústicos visando o sistema de escape veicular. O estudo aqui proposto considera a teoria unidimensional de propagação de ondas para determinação da perda de transmissão sonora com validação experimental através da construção de uma bancada em laboratório.

Os filtros acústicos a serem dimensionados neste trabalho são de caráter reativo, pelo simples fato de ser de fácil construção e fabricação quando comparado com os filtros dissipativos, além destes possuir vantagens na aplicação automotiva, como redução de massa e não agredir com o meio ambiente com particulados de material acústico. É importante ressaltar que pelo fato deste estudo considerar o projeto preliminar de filtros acústicos, o estudo não leva em consideração a velocidade de escoamento, temperatura e fluxo de gases, proporcionando a simplificação da construção e montagem experimental. Outro ponto importante é que os dispositivos construídos não serão aplicados/montados na estrutura veicular, serão apenas testados na bancada experimental.

Sendo assim, os modelos propostos neste trabalho são derivações de configurações clássicas de modelos reativos adicionando elementos perfurados em um segundo momento, na etapa experimental. Inicialmente será considerada a modelagem analítica para as configurações simples e clássicas da literatura. Com a inserção dos elementos perfurados, os filtros serão avaliados apenas utilizando a estimativa experimental, tendo em vista que a inserção destes elementos tornam as equações analíticas mais complexas do ponto de vista da solução matemática.

Estudar a influência causada pelos elementos perfurados é a principal motivação para aprofundar os conhecimentos na área da acústica, portanto o presente estudo vai analisar e comparar quais foram os impactos causados na perda de transmissão ao se inserir elementos perfurados no interior do silenciador e definir se a adição de dutos perfurados é uma boa alternativa para melhorar o desempenho acústico.

Outro fator motivador para a execução deste trabalho é o estudo feito por [Velo](#)so (1999), quando foi feita uma contribuição para o monitoramento de motores de combustão interna através da análise de sinais de pressão sonora e vibração. Por meio deste estudo, foi possível realizar a caracterização da fonte sonora e obter os parâmetros iniciais do sistema de combustão até o ruído gerado pelo escape do motor.

Em sua análise foi possível extrair de um espectro sonoro obtido experimentalmente, qual seria a faixa de frequência de combustão de um motor 1.5L de 4 tempos, mostrada na [Figura 1](#) e as bandas de 1/3 de oitava do mesmo ruído na [Figura 2](#). No experimento é avaliado um motor em bom estado e posteriormente o mesmo motor é

induzido com defeitos predefinidos e escolhidos por um técnico especializado, sob a condição de média rotação (3100 rpm) para simular um trajeto de rotação contínua e usual de um veículo. Em todas as respostas obtidas, os picos da frequência de combustão foi identificada entre 105Hz à 1800Hz.

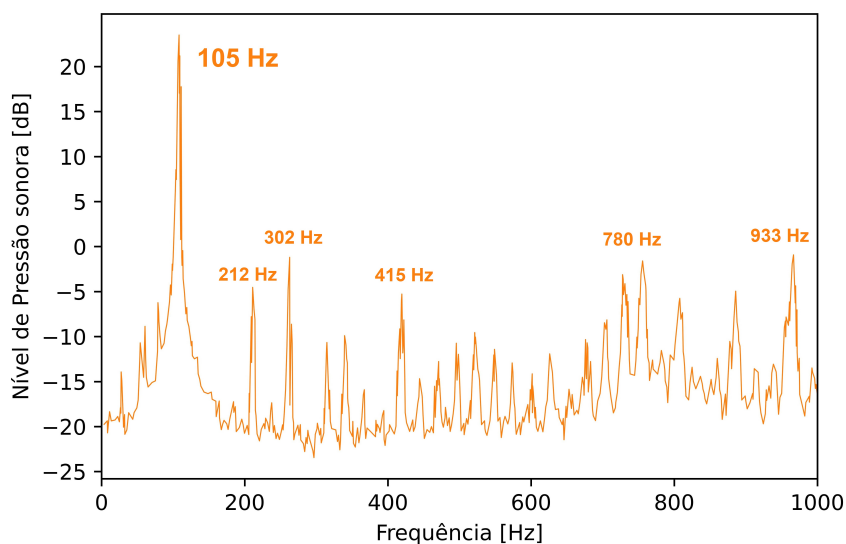


Figura 1 – Zoom do espectro sonoro na primeira frequência de combustão. Fonte: Adaptado Veloso (1999).

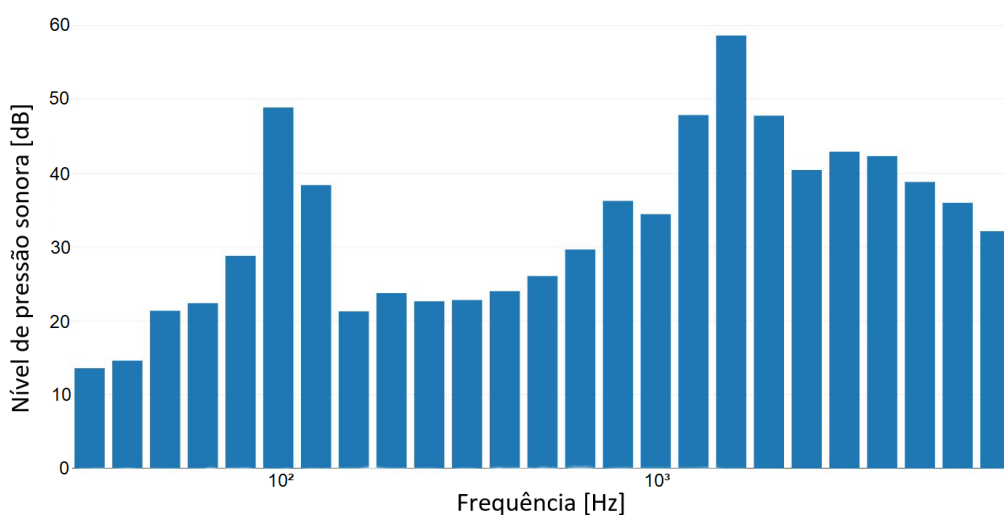


Figura 2 – Bandas de 1/3 de oitava do espectro sonoro do ruído de combustão. Fonte: Adaptado Veloso (1999).

Sendo assim, com base no estudo de Veloso (1999) foi possível definir a frequência de combustão na qual o silenciador dimensionado neste trabalho estará atuando. Levando em consideração as condições de atuação do motor em média rotação (3100 rpm) e a amplitude do ruído de combustão gerado é possível determinar que o modelo reativo

realmente é o mais eficaz para uma melhor atenuação acústica, visto que os maiores picos de combustão ocorrem em baixas frequências.

Este estudo à ser desenvolvido vai dimensionar e construir um silenciador reativo com diferentes descontinuidades internas na região do silenciador intermediário do sistema de escape veicular, para atenuar ruídos gerados entre 105Hz a 1800Hz.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

Determinação experimental da perda de transmissão sonora em filtros acústicos reativos para aplicação no sistema de exaustão veicular.

1.3.2 Objetivos específicos

- Montagem de bancada experimental respeitando as normas da ASTM E2611 (2017) para determinação da perda de transmissão sonora em filtros acústicos para aplicação no sistema de escape veicular.
- Comparar a perda de transmissão sonora, causada pelas diferentes alterações geométricas internas dos silenciadores propostos, sendo eles de caráter reativo.
- Estudar a influência causada pelos elementos perfurados na perda de transmissão dos modelos de silenciador a serem preparados.

1.4 Metodologia

A metodologia deste estudo está centrada na obtenção da perda de transmissão (*Transmission Loss - TL*) e na realização dos objetivos descritos, a TL do modelo câmara de expansão simples, câmara de expansão simples com dutos estendidos e câmara de expansão dupla com duto central são determinadas. Estes modelos são simples e possuem um equacionamento bastante difundido na literatura, possibilitando a obtenção simplificada da curva de TL analítica.

Os cálculos analíticos para determinação da TL dos modelos câmara de expansão simples e câmara de expansão dupla com duto central são usadas equações unidimensionais provenientes do Método da Matriz de Transferência (MMT) com o auxílio do *software MATLAB*[®]. No [Apêndice A](#) constam os códigos de cálculos desenvolvidos, onde a velocidade de fluxo de ar, ou escoamento, foram considerados nulos, visando focar nos efeitos geométricos dos filtros acústicos.

As curvas de TL analíticas obtidas, serão validadas experimentalmente com a construção de uma bancada de acordo com as normas da E-2611 [ASTM \(2017\)](#), que regulamenta o procedimento de determinação da TL via Método de Duas Cargas.

As dimensões dos dutos da bancada bem como as proporções do objeto de teste foram escolhidas para se assemelhar com o sistema de exaustão veicular. Com a obtenção da curva experimental, a validação da bancada é consolidada comparando com a curva obtidas analiticamente. As etapas de obtenção da TL é mostrada no fluxograma da [Figura 3](#), que é o principal meio utilizado para determinar a TL neste trabalho.

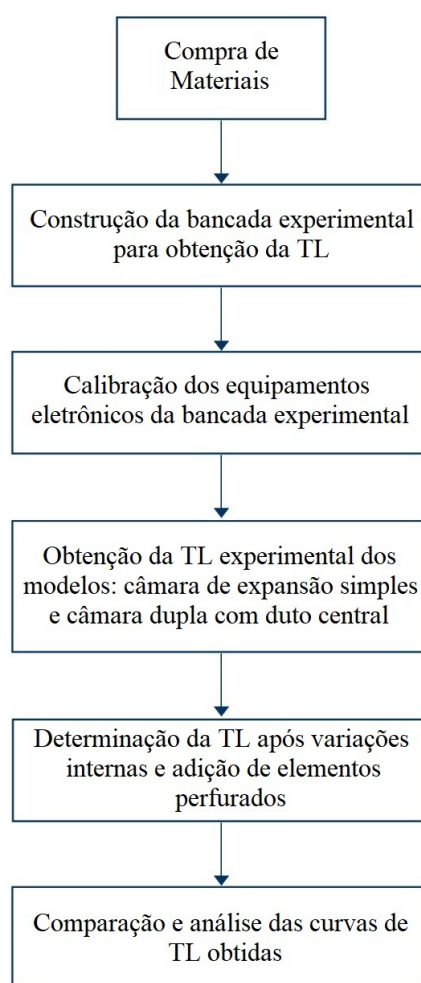


Figura 3 – Fluxograma resumido da metodologia à ser desenvolvida neste trabalho.

É esperado que a TL experimental seja semelhante a TL analítica dos modelos clássicos câmara de expansão simples, câmara de expansão simples com dutos estendidos e câmara de expansão dupla com duto central, e através deste pressuposto, podemos identificar desde a TL analítica dos modelos citados, que a amplitude de atenuação é baixa nas frequências de interesse (frequência de combustão), necessitando de variações geométricas para melhorar o desempenho da TL.

Portanto, são propostas 7 variações diferentes dos modelos câmara de expansão simples e câmara de expansão dupla com duto central, adicionando dutos internos e perfurados. Essas comparações são feitas através da alteração da TL de acordo com a inserção dos elementos perfurados e as variações de dutos estendidos.

1.5 Estrutura do trabalho

O [Capítulo 2](#) apresenta uma revisão bibliográfica trazendo um breve histórico sobre alguns métodos de determinação da TL de filtros acústicos para várias aplicações, bem como determinações e simulações numéricas e também métodos experimentais desenvolvidos na literatura ao longo dos anos.

No [Capítulo 3](#) são discutidos os parâmetros de avaliação do desempenho acústico de filtros e todo o equacionamento envolvido na determinação experimental da TL de acordo com as normas da E-2611 [ASTM \(2017\)](#), bem como toda a teoria que rege este estudo.

No [Capítulo 4](#) é apresentada a metodologia a ser desenvolvida para a obtenção da TL de forma experimental, desenvolvendo o dimensionamento de acordo com as normas e regulamentos da E-2611 [ASTM \(2017\)](#), levando em consideração os equipamentos envolvidos e também os modelos geométricos propostos.

No [Capítulo 5](#) são apresentados os resultados, trazendo a parte analítica e experimental das curvas de TL dos modelos clássicos propostos e a análise de atenuação nas frequências de interesse do estudo (frequência de combustão) e também a análise de influência dos furos na TL.

E por fim no [Capítulo 6](#) a conclusão deste trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica acerca dos estudos norteadores do trabalho e também para demonstrar ao leitor de que forma a comunidade acadêmica vem estudando os filtros acústicos. Na primeira parte são apresentados os métodos numéricos de determinação da TL ao longo dos anos. Na segunda parte são mostrados os estudos e experimentos de determinação da TL, parâmetros acústicos, grandes inovações e adaptações dos métodos.

2.1 Métodos Numéricos

Na análise do desempenho acústico de silenciadores o parâmetro mais comumente avaliado é a perda de transmissão (Transmission Loss – TL) e com o passar dos anos e dos avanços nos estudos, alguns métodos foram implementados para determinação da TL. Como o seu desempenho está totalmente ligado à sua geometria, alguns casos apresentam maior complexidade para determinar a TL de forma precisa.

Para facilitar sua predição o método dos elementos finitos (MEF) foi utilizado pela primeira vez por [Young e Crocker \(1975\)](#), onde eles usavam um silenciador com uma geometria muito simples, contendo apenas uma única câmara de expansão. Os resultados obtidos pelo autor foram excelentes para a época quando comparados com a determinação pela teoria de onda plana e a precisão do método tende a convergir para um valor exato de acordo com o aumento dos elementos usados na discretização da malha.

No ano seguinte, [Craggs \(1976\)](#) aplicou um refinamento de malha para fazer sua análise MEF, utilizou uma formulação de elementos hexaédricos, podendo então aplicar sua análise para diversas configurações geométricas de silenciadores, comparando a técnica proposta com as soluções exatas disponíveis na literatura a fim de expressar os modos acústicos transversais. Posteriormente, [Craggs \(1977\)](#) decidiu aplicar um material de absorção acústica, no interior do silenciador, revestindo as paredes internas adotando uma configuração de câmara cônica.

Um dos pioneiros no dimensionamento de silenciadores acústicos com o uso de dutos perfurados, foi [Ross \(1981\)](#) que propôs uma expressão de energia interna advinda dos elementos finitos, a qual consiste em determinar a energia Lagrangeana que dispensa certas limitações que são encontradas na teoria analítica unidimensional. A validação foi numérica e experimental avaliando a influência dos furos na perda de transmissão e os resultados obtidos foram totalmente congruentes.

Com o aumento da prioridade de controle de ruído e a utilização de silenciadores acústicos em algumas máquinas, para se obter a atenuação necessária ao projeto eram preestabelecidos modelos mais sofisticados e com a geometria mais complexa, tornando o método MEF difícil e muito trabalhoso. Então Cheng, Seybert e Wu (1991) implementaram em seu estudo a comparação entre o MEF e o método dos elementos de contorno (MEC).

O estudo totalmente numérico desenvolvido por Cheng, Seybert e Wu (1991) baseia-se em aplicar o MEC junto da técnica de multidomínios para análise da TL de filtros acústicos reativos e posteriormente por MEF para comparação de dados. Diferentes modelagens de silenciadores foram feitas, tanto modelagens do tipo câmara de expansão com descontinuidades geométricas, quanto do tipo câmara de expansão com dutos perfurados em seu interior. Nesta técnica os filtros acústicos desenvolvidos são divididos em subdomínios para aplicação da integral de contorno de Helmholtz que se baseia na discretização apenas da superfície do elemento. Ao comparar os resultados obtidos por ambos os métodos, foi observada grande coerência e concordância entre os valores de TL para cada método.

Srinivasan e Munjal (1998) usa a técnica de condensação de matriz junto com o princípio da subestruturação com a finalidade de obter o dimensionamento da geometria do filtro acústico a partir dessas teorias. Na sequência, com o auxílio do MEF-3D e utilizando os dados da geometria encontrada, foi obtido a TL de diferentes modelos de silenciadores acústicos. Os resultados são corroborados mediante avaliação analítica e experimental, resultando em valores próximos de TL para ambos os casos, mostrando então uma nova maneira de dimensionar um silenciador a partir da geometria estimada.

Nessa época, o dimensionamento de filtros acústicos muito complexos ficava entre as teorias de MEF e MEC, enquanto o MEF se baseia na resolução da integral de Helmholtz, no MEC os elementos são representados por uma desratização de sua superfície, ou seja, no caso de filtros acústicos, o MEC exige que o perímetro do elemento seja dividido em nós e elementos, enquanto o MEF utiliza toda a geometria do silenciador a ser considerado. A Figura 4 mostra um exemplo de malha em um filtro acústico do tipo câmara de expansão simples, obtidas através do *software SYSNOISE*® (BILAWCHUK; FYFE, 2003)

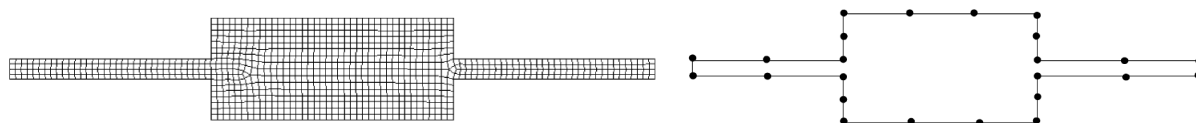


Figura 4 – Exemplos de malhas obtidas: MEF(esq.) & MEC(dir.). Fonte: Bilawchuk e Fyfe (2003).

[Bilawchuk e Fyfe \(2003\)](#) fizeram uma comparação entre os métodos MEF e MEC para a validação numérica de silenciadores usando duas teorias distintas para obtenção da TL, sendo o método da matriz de transferência (MMT) e o método de medição em 3 pontos. O principal foco era quanto à precisão, tempo computacional e usabilidade dos métodos, comparando entre si seus resultados. Os resultados dos autores constataram que mesmo o MEC apresentando uma boa coerência com o MMT, ele teve um tempo computacional mais elevado quando comparado com o MEF, que possui uma maior precisão para os valores encontrados de TL.

[Kang e Ji \(2008\)](#) utilizaram para seu dimensionamento uma formulação analítica bidimensional assimétrica em conjunto com o MEF tridimensional, tendo o objetivo de correlacionar os resultados com a formulação unidimensional do mesmo silenciador em questão, que era do tipo câmara de expansão com dutos estendidos. A metodologia desenvolvida tem a finalidade de corrigir o efeito gerado pela influência da adição de um duto estendido em 3 locais distintos, sendo na entrada da câmara cilíndrica, no pescoço do ressonador de Hemholtz e na saída de uma câmara de expansão simples. Os estudos de [Kang e Ji \(2008\)](#) mostraram que há uma certa imprecisão da teoria unidimensional quando se aumenta o comprimento de extensão dos dutos ou quando se aumenta razão de comprimento e diâmetro da câmara cilíndrica.

[Silva e Nunes \(2012\)](#) desenvolveram um artigo científico que avaliou a influência da geometria da cavidade do ressonador de Helmholtz no desempenho acústico utilizando MEF, avaliando a frequência máxima de atenuação quando este encontra-se acoplado a um duto. A metodologia empregada no estudo consiste na determinação da frequência de ressonância analítica do ressonador e analisar os efeitos das condições de contorno definidas pelo fator de correção das extremidades do pescoço do ressonador de Helmholtz. Com o uso do MEF foi possível determinar a TL e avaliar a influência da geometria no mesmo. Os resultados analíticos obtidos via MEF são comparados, os quais mostram que a frequência máxima de atenuação sonora varia em função da relação área da base/altura da cavidade e ainda em função do formato do mesmo, podendo este ser cilíndrico, esférico ou prisma retangular.

[Xiang e Cheng \(2015\)](#) apresenta uma abordagem sistemática baseada no princípio de modelagem de sub-estruturação, para investigar os efeitos de várias configurações típicas de silenciadores e fornecer diretrizes para uma possível otimização do sistema. Por meio de diferentes configurações de silenciadores, são investigados os efeitos de vários arranjos internos, incluindo as divisórias de ramal lateral, divisórias multi-câmara, entrada/saída assimétrica, e seus efeitos combinados. As previsões numéricas mostram bons resultados de acordos com o MEF e sua validação experimental posterior.

Na sequência, anos depois, [Silva e Nunes \(2016\)](#) evoluíram seus estudos, pois neste contexto usa-se o método MEF para determinação da TL adotando 3 configurações dis-

tintas quanto à modelagem, cujo o objetivo principal do estudo era avaliar a influência do tipo de malha adotada na perda de transmissão, sendo eles bidimensional (2D) e tridimensional (3D), considerando também o modelo 3D fracionado (1/6 do volume completo), na TL estimada de acordo com a Figura 5. Para poder comparar os resultados da modelagem 2D e 3D, houve a necessidade de estimar a TL dentro da faixa de frequência com propagação de ondas planas. Os resultados mostraram que os modelos 2D obtiveram respostas semelhantes ao modelo 3D, mas com uma magnitude reduzida. Já para o modelo 3D fracionado apresenta uma concordância nos valores obtidos quanto ao volume completo, mas com o tempo de processamento reduzido, indicando que este método é aceitável para silenciadores acústicos que possuam simetria de geometria.

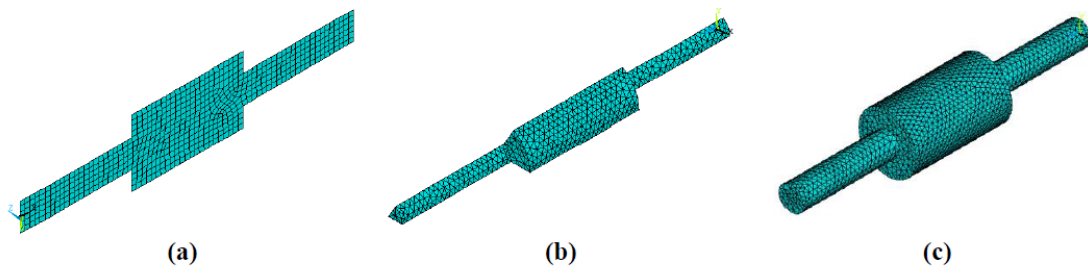


Figura 5 – Malha em elementos finitos (a) 2D; (b) 3D fracionada e (c) 3D. Fonte: Silva e Nunes (2016).

Recentemente Altabey (2020) traz uma pesquisa que visa otimizar a TL através do método analítico do silenciador de câmara dupla. Sendo a perda de transmissão o principal parâmetro a ser selecionado, uma vez que o método não se baseia na fonte, nem na terminação de impedâncias. Primeiro é calculado o coeficiente de transmissão de potência (CTP) e o TL de um silenciador acústico, depois é usado o método de Lagrange para otimizar o comprimento do silenciador respeitando o equacionamento mostrado na Figura 6.

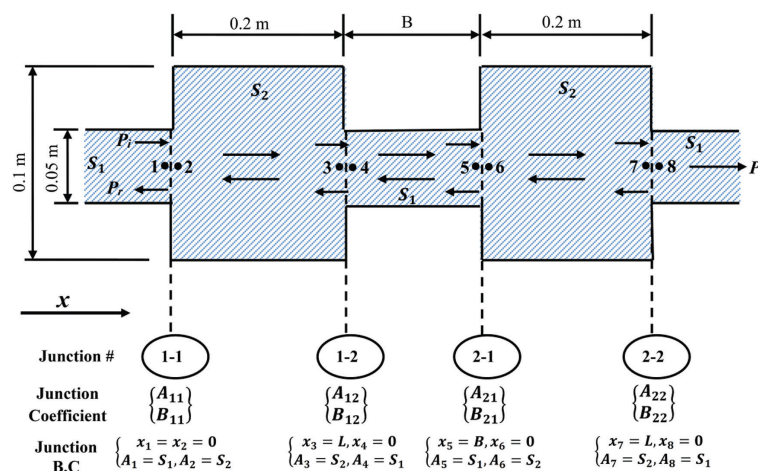


Figura 6 – Restrições de espaço para silenciador de câmara dupla. Fonte: Altabey (2020).

Fu et al. (2020) traz uma inovação na determinação da TL, usando o MEF junto com a técnica (*Automatic Matched Layer*) AML, que pode evitar cálculos complicados e complexos e não é afetado pela área da seção transversal de entrada e saída. O estudo faz a aplicação em um motor diesel e todo o dimensionamento é feito para atuar naquele determinado motor, onde os parâmetros geométricos F (relação comprimento/diâmetro), N (relação eixo longo e curto) e T (taxa de perfuração do separador de peneira) também são avaliados fazendo o uso de dutos perfurados em seu interior. O estudo tem o objetivo de analisar qual a influência que a geometria causa na TL usando o AML-MEF para seu cálculo quando os resultados encontrados mostram que na faixa de baixa frequência, a mudança de cada parâmetro estrutural do silenciador tem pouco efeito sobre TL, enquanto na faixa de alta frequência, as mudanças de TL são óbvias. O estudo descobriu que o TL do silenciador é mais obviamente afetado pela mudança de seu F, seguido por N e T.

Shaaban et al. (2021) apresenta em seu estudo o problema de um silenciador com tubos internos de entrada e saída estendidos com o objetivo de otimizar seu desempenho acústico com a determinação da TL através do método de elementos de contorno (MEC) baseado na equação integral de contorno convencional. Este método produz integrais quase singulares que requerem elementos menores e maior número de pontos da quadratura de Gauss para manter a precisão suficiente da solução geral. Uma abordagem alternativa, conhecida como MEC misto ou duplo, que consiste em desprezar a espessura do tubo, modela a parede como uma única superfície.

Os resultados obtidos por Shaaban et al. (2021), mostraram que esta alternativa leva a algumas discrepâncias nos resultados obtidos em comparação com outros dados numéricos ou experimentais, especialmente em frequências mais altas. No mesmo trabalho, para determinação da geométrica do silenciador Shaaban et al. (2021) usa o método de Burton-Miller (BM) que se baseia na análise isogeométrica (IGA) para resolver o problema do silenciador como um problema acústico de Helmholtz 3D interior produzindo resultados mais precisos já que o método anterior resultou em dados discrepantes. O desempenho do modelo IGA-BM é discutido e comparado aos resultados publicados anteriormente em outros estudos do próprio autor usando métodos de elementos finitos e de contorno, modelos IGA e os dados experimentais disponíveis, chegando a resultados coerentes de acordo com a literatura.

Terashima et al. (2022) faz o uso do MEF-2D para avaliar a TL de silenciadores perfurados, com furos uniformemente distribuídos e calculados, de acordo com a Figura 7. Para tal, é necessário descrever a pressão sonora no domínio do furo, usando uma função de onda quadrada positiva periódica para simplificar a avaliação das ondas sonoras na direção azimutal. Este método demanda menos esforço computacional quando comparado com o MEF tradicional sendo que a formulação desenvolvida no estudo desconsidera o fenômeno de espalhamento. Oito modelos diferentes com tubo concêntrico interno perfu-

rado são avaliados em termos de TL. Os resultados da formulação proposta foram verificados pelo método tradicional de elementos finitos tridimensionais (MEF-3D) utilizando elementos tetraédricos de 4 nós e quadriláteros de 4 nós, respectivamente, apresentando boa concordância entre os resultados comparados de ambos os métodos e modelos.

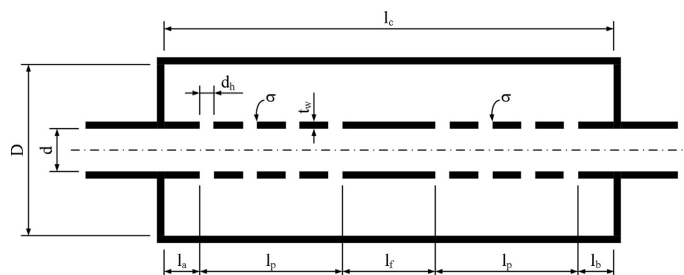


Figura 7 – Geometria do modelo MEF-2D com duto interno perfurado. Fonte: [Terashima et al. \(2022\)](#).

2.2 Métodos Experimentais

Na linha de pesquisa da caracterização acústica de silenciadores é comum a concepção de trabalhos que envolvem um método numérico e uma validação experimental, a fim de analisar se os resultados obtidos numericamente corroboram com o sistema real, servindo de validação entre os métodos.

Uma das técnicas pioneiras de medição para determinação das propriedades acústicas é o Método de Dois Microfones (*Two Microphone Method*) que foi desenvolvido por [Ross e Seybert \(1977\)](#), cujo método constituía na obtenção da densidade espectral de potência das ondas que incidem e as que são refletidas, ou seja, uma fonte sonora emite um sinal randômico de banda expressivamente pequena, que ao passar por dois microfones posicionados em locais estacionários predefinidos no duto possibilita informações que permitem o cálculo da densidade auto-espectral e da densidade espectral-cruzada. Este método foi posteriormente adaptado para determinação de TL em silenciadores acústicos, pressupondo desta teoria experimental que também pode ser chamado de tubo de impedância.

De acordo com a [Figura 8](#) o método funciona a partir de um ruído randômico que gera uma excitação e ao passar pelo filtro passa-baixa ele faz a atenuação do ruído gerado em altas frequências. Já os sinais de baixa frequência são amplificados e posteriormente enviados ao alto-falante que é a fonte sonora. O objetivo é medir os níveis de pressão sonora (NPS) na posição em que se encontra esses dois microfones, esse valor de NPS encontrado passa por um conversor analógico-digital, que na sequência envia os dados para o computador para que na sequência possa calcular e obter a TL da amostra analisada. Este método é comumente usado para itens de absorção sonora. ([ROSS; SEYBERT, 1977](#)).

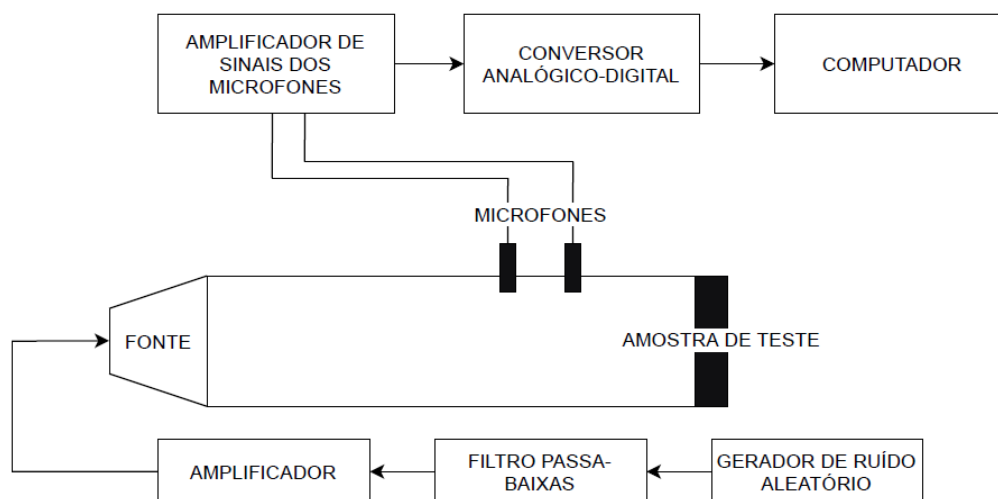


Figura 8 – Esquema experimental do Método de Dois Microfones. Fonte: Ross e Seybert (1977)

Essa mesma técnica é usada novamente anos depois por Chung e Blaser (1980a) que fez toda a teoria do experimento aprimorando seu método, implementando a obtenção das propriedades usando o Método da Função de Transferência entre os dois microfones posicionados ao invés de determinar as densidades espectrais como foi feito por Ross e Seybert (1977) anteriormente. No mesmo ano Chung e Blaser (1980b) aplica a teoria desenvolvida, neste método a fonte gera uma onda estacionária de banda larga no interior do silenciador para causar uma mudança de impedância, que é decomposta por cálculos a fim de isolar as componentes incidentes e refletidas através da relação entre função de transferência e a NPS encontrada em dois pontos distintos. Esse método determina o coeficiente de reflexão complexo, impedância acústica e o coeficiente de absorção do material. Os resultados para cada um desses parâmetros resultaram em valores com boa concordância.

Desde então, com a implementação do método de dois microfones, foram desenvolvidos estudos para avaliar a precisão da técnica que foi realizado por Bodén e Åbom (1986), em que os autores estudaram os erros que podem existir nesse tipo de medição. Foi observado em seu estudo que a estimativa da função de transferência está diretamente ligada à posição dos microfones e ao comprimento do duto de medição. Fatores como calibração correta dos microfones também influenciam nos erros cometidos nessa medição. A partir disso o autor indica conclusões sobre como minimizar estes erros durante as medições experimentais através deste método.

A abordagem geralmente usada para medir a perda de transmissão de um silenciador é determinar a potência incidente pela teoria da decomposição e a potência transmitida pela aproximação da onda plana assumindo uma terminação anecóica (não produz eco, com isolamento acústico).

Infelizmente, é difícil construir uma terminação totalmente anecóica. Porém este tipo de terminação ao final do tubo é de difícil execução na prática, principalmente em baixas frequências, sendo assim, este tipo de experimento é comumente realizado no interior de uma câmara anecóica, que nada mais é do que um ambiente projetado para ter capacidade quase nula de reflexão sonora.

Com os avanços dos estudos, foram sendo desenvolvidos novos métodos para determinar a TL, sendo um deles o Método das Duas Fontes (*Two-Source Method*) que foi desenvolvido por [Munjal e Doige \(1990\)](#), no qual consiste em mudar a localização da fonte sonora e também permite determinar a TL sem o uso de uma terminação anecóica, de acordo com a [Figura 9](#). O método se baseia na determinação dos parâmetros de quatro-pólos das matrizes de transferência que descrevem o sistema. É um método pouco utilizado e apresentado na literatura, apesar de oferecer uma boa coerência de resultados e uma maior estabilidade quando comparado a outros métodos como o Método de Duas Cargas ([MUNJAL; DOIGE, 1990](#)).

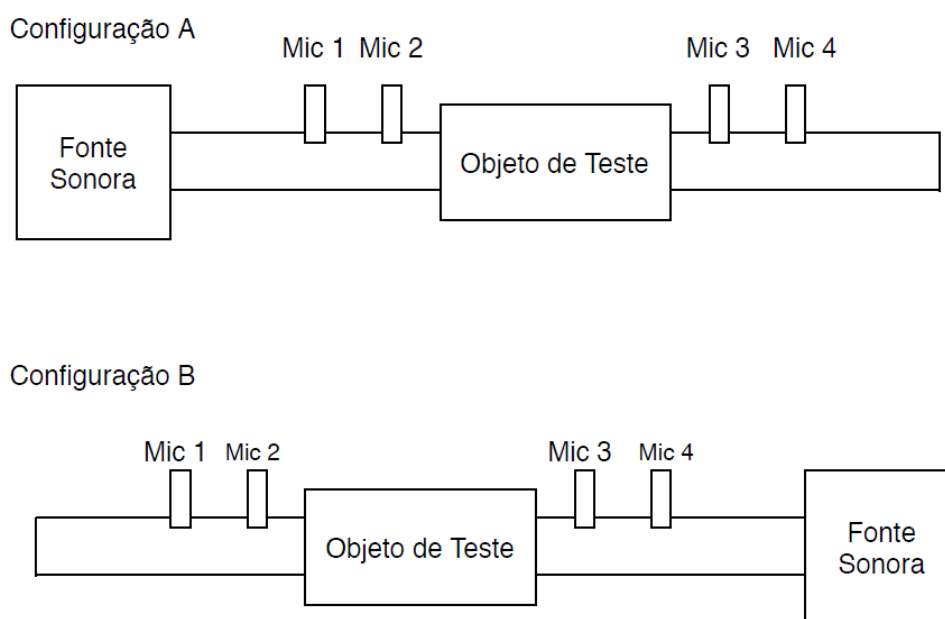


Figura 9 – Esquema experimental do Método de Duas Fontes. Fonte: [Tao e Seybert \(2003\)](#).

O Método de Duas Cargas (*Two-Load Method*) é usado para determinar a TL através de testes em dutos, podendo ser com dois tipos de terminações diferentes dispensando a utilização de terminação anecóica, por isso que o método de duas cargas é o mais fácil de empregar para medir a perda de transmissão. Desta forma, duas condições de contorno são criadas para fazer a decomposição precisa de ondas incidentes e refletidas, pois é com base nessas ondas que são definidos os parâmetros dos quatro polos das matrizes de transferência para determinação da TL. ([TAO; SEYBERT, 2003](#)).

Na atualidade o Método de Duas Cargas é representado pela norma ASTM E2611- (2017) que formaliza as diretrizes de montagem do esquema experimental para descrever o equacionamento matemático a ser desenvolvido. Ao se determinar os parâmetros de quatro polos do sistema através dos experimentos a norma evidencia que a TL pode ser obtida junto do coeficiente de reflexão, de absorção, de transmissão e o número de onda da propagação em determinado material e sua impedância acústica respectiva.

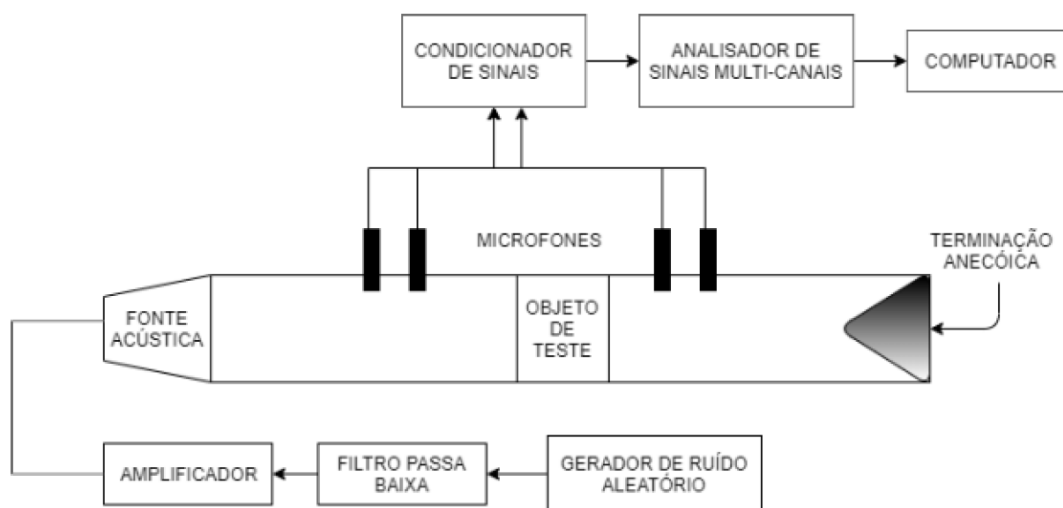


Figura 10 – Esquema experimental do Método de Duas Cargas. Fonte: Tao e Seybert (2003).

Tao e Seybert (2003) fazem um estudo que compara os dois métodos supracitados, o Método de Duas Fontes e o Método de Duas Cargas e os autores chegaram a alguns prós e contras aos dois métodos, sendo que o de duas cargas é de mais fácil implementação, mas apenas no caso de não ser necessário mexer na localização da fonte sonora, e para resultados mais precisos é necessário o uso de uma terminação anecóica, apesar do método poder ser realizado sem esta condição. De acordo com os autores, o método das duas fontes é mais indicado para determinação da TL pelo fato de ser multifuncional e estável em relação ao de duas cargas. Os resultados alcançados corroboram entre si, obtendo uma coerência quando comparados ao final do estudo, com simulações numéricas aplicando o MEC.

Dentre as técnicas, o método de duas cargas é o mais usado na literatura, por ser um experimento mais fácil de desenvolver, como é mostrado na dissertação de mestrado de Thieme (2000), na qual o autor faz a análise acústica de silenciadores automotivos. Em seu estudo, o autor faz o uso das matrizes de transferência para determinar a TL de 8 tipos de silenciadores e posterior validação experimental em uma bancada de teste, de acordo com o esquema experimental a seguir na Figura 11.

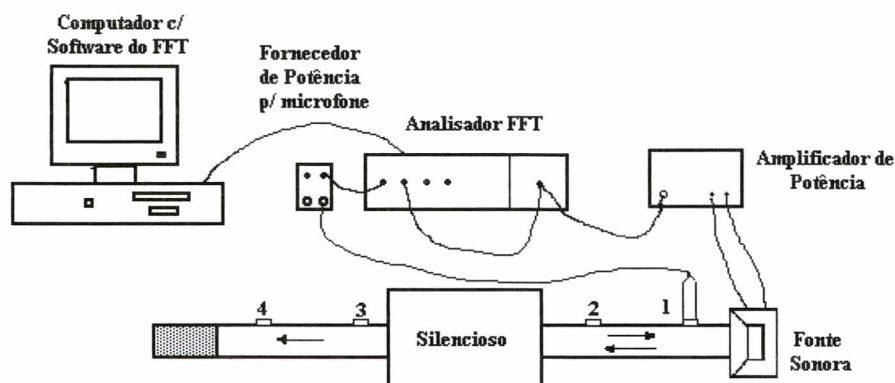


Figura 11 – Esquema do sistema de medição experimental. Fonte: [Thieme \(2000\)](#).

Fazendo o uso do esquema supracitado [Thieme \(2000\)](#) conduziu seus experimentos com apenas um microfone. Ele realizava a medição movendo este entre as quatro posições que são mostradas na [Figura 11](#). Alguns tipos de silenciadores diferentes foram construídos para verificação experimental, todos eles eram do tipo câmara de expansão mudando apenas sua configuração interna, sendo eles câmara de expansão simples, câmara de expansão com dutos estendidos na entrada e na saída, sistemas com silenciadores em série, sistemas reflexivos, elementos perfurados com dois dutos, elementos perfurados com três dutos, com elementos dissipativos. Todos os resultados para ambos os modelos foram comparados o experimental com o analítico para validação e apresentaram uma ótima concordância, mas apenas até a frequência que rege a propagação de ondas planas, como foi previsto pelo autor antes do desenvolvimento do trabalho.

[Tan e Ripin \(2013\)](#) fizeram a determinação experimental da TL de um silenciador do tipo câmara de expansão com placas microperfuradas e dutos estendidos em seu interior, fazendo o uso do Método de Duas Cargas de acordo com sua bancada de testes mostrada na [Figura 12](#).

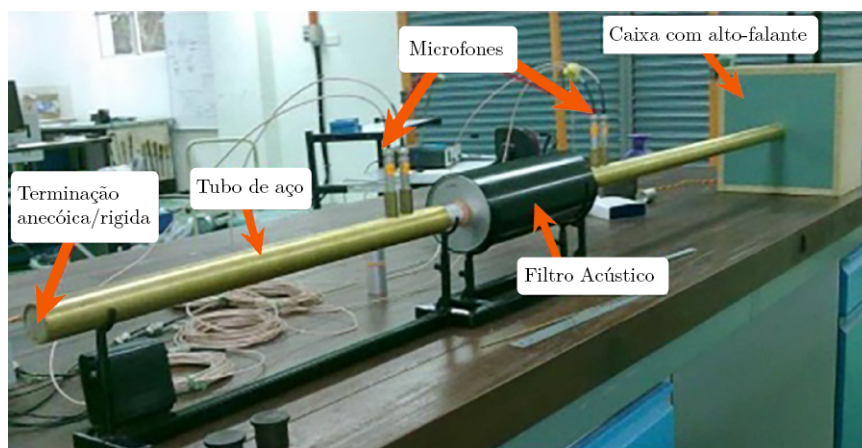


Figura 12 – Método experimental de medição da TL de um filtro com placa microperfurada. Fonte: [Tan e Ripin \(2013\)](#).

Na realização do experimento de [Tan e Ripin \(2013\)](#) foram utilizados quatro microfones simultaneamente, em dutos de aço com uma terminação anecóica. Para validação de seu modelo, os autores fizeram uma simulação em MEC de um filtro de câmara simples para determinação da TL pela teoria analítica unidirecional. Os resultados obtidos obtiveram boa coerência das partes analíticas e experimental, pois o teste real foi feito posteriormente ao acoplar o silenciador dimensionado a um motor unitário de dois tempos usado em um cortador de grama (*Tanaka SUM 328SE*) ocasionando em uma redução de ruído de 20 dBA na faixa de frequência de 125Hz à 4000Hz.

[Rajadurai, Raj e Kumar \(2015\)](#) identificaram maneiras de fazer uma medição mais precisa para obtenção da TL pois às terminações anecoicas são difíceis de se conseguir em testes experimentais, assim a ideia dos autores era minimizar o ruído de fundo nas mediações do experimento. Aplicando o método de duas cargas para determinar a TL de um silenciador do tipo câmara de expansão simples, com terminação anecoica feita de espuma e um cone preenchido com fibra de vidro. Os experimentos foram conduzidos em ambientes distintos, sendo o primeiro um laboratório comum e depois os mesmos procedimentos são realizados no interior de uma sala anecoica, que consiste em um ambiente totalmente revestido com material de absorção de energia acústica e construída sob piso de isolamento como na [Figura 13](#).



Figura 13 – Método experimental de determinação da TL em uma sala anecoica. Fonte: [Rajadurai, Raj e Kumar \(2015\)](#).

Segundo [Rajadurai, Raj e Kumar \(2015\)](#) para obter a precisão da medição, deve-se calcular analiticamente a curva da TL posteriormente comparada com as curvas obtidas em diferentes salas, na qual constatou-se que a curva da TL que sofreu menos oscilações e discordâncias com a analítica, foi aquela onde a medição foi realizada no interior da sala anecoica. Já os experimentos desenvolvidos em salas comuns tiveram um pouco de

interferência dos ruídos do meio, mas ainda assim apresentando pouca diferença entre o analítico e os obtidos na sala anecóica, evidenciando também sua eficiência de medição da TL.

Borges (2020) apresenta em sua dissertação de mestrado a utilização de placas micro perfuradas no interior de um silenciador do tipo câmara de expansão a fim de controlar o ruído de propagação em dutos. Primeiramente a autora definiu a TL de um silenciador modelo câmara de expansão simples através do método da matriz de transferência para ser usada como referência aos testes realizados. Na sequência são propostos 12 silenciadores de câmara de expansão possuindo placas micro perfuradas em seu interior. A validação do modelo numérico foi feita experimentalmente através do Método de Duas Cargas para analisar o comportamento dos atenuadores desenvolvido como ilustrado na Figura 14.

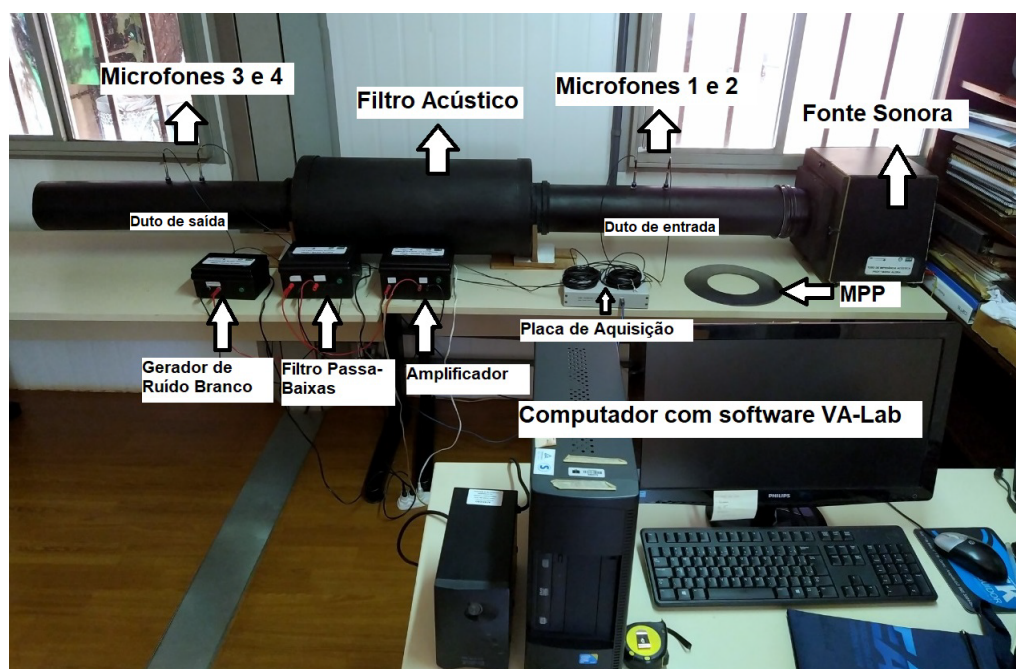


Figura 14 – Esquema da bancada experimental: equipamentos eletrônicos e dutos de teste. Fonte: Borges (2020).

Os resultados de Borges (2020) mostram que a metodologia empregada permite estimar a TL mais próxima do real comparando com os analíticos bem como determinar diretrizes que ajudem a prever as amplitudes máximas da TL de cada modelo de acordo com a inserção da placa micro perfurada e das complexidades geométricas predefinidas. A TL experimental obtida segue as regras da ASTM (2017, E2611) do método de Duas Cargas e assim ao inserir as placas micro perfuradas, percebeu-se que a placa de entrada provoca um aumento significativo na amplitude da TL

Damyar et al. (2021) faz um estudo inovador com o objetivo de ter um silenciador não só capaz de atenuar o ruído do motor, mas também purificar um pouco dos gases de

combustão fazendo o uso de grânulos dielétricos (esferas de vidro e cerâmica) no interior de um silenciador do tipo câmara de expansão dupla. Primeiro o autor determina a TL usando o Método do tubo de impedância, montado de tal forma em que haja um tubo de conexão entre as câmaras que seja separável para colocar os grânulos de vidro ou cerâmica, como mostrado na [Figura 15](#).



Figura 15 – Configuração experimental para medição da TL de silenciador usando tubo de impedância. Fonte: [Damyar et al. \(2021\)](#).

No estudo feito por [Damyar et al. \(2021\)](#) foram utilizados 140 grânulos de vidro e 50 grânulos de cerâmica, com o tamanho entre 3 a 5mm. Em seguida foi possível determinar a TL e o coeficiente de absorção dos grânulos dielétricos para posteriormente concluir que a presença dos grânulos tem efeito significativo na TL do silenciador, sendo que o máximo foi obtido em 74,76dB para silenciador com esferas cerâmicas, na condição ótima de 5250Hz e 120dB.

Dentre os métodos apresentados neste capítulo, será calculada a TL analítica dos modelos clássicos a serem dimensionados e posteriormente a implementação do Método de Duas Cargas (*Two-Load Method*) para determinação da TL de forma experimental das variações internas dos modelos citados, respeitando as normas da ([ASTM, 2017](#)).

3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Neste capítulo será abordada a teoria e todo entendimento sobre o assunto, bem como a estrutura de um sistema de exaustão veicular e os ruídos incidentes no sistema de escape advindos do motor e como esse ruído é gerado. Na sequência será apresentada uma definição acerca dos filtros acústicos, sobre os tipos, aplicações e a forma de determinar seu desempenho acústico.

3.1 Sistema de Exaustão Veicular

Conforme o aumento da densidade das grandes cidades, o ruído gerado pelos veículos que transitam são grandes fontes de poluição sonora. Dentre os tipos de ruídos gerados por um veículo, vários podem possuir diferentes pontos de origem, como o ruído do pneu pavimento, caixa de transmissão, sistema de admissão de ar, diferencial do motor e outros mais. Contudo, o sistema de exaustão veicular é a fonte sonora mais intensa na maioria dos motores de combustão interna. A pressão sonora na válvula de exaustão pode atingir níveis entre 60 e 150dB. (BASSHUYSEN; SCHÄFER, 2004).

Dessa forma, várias estratégias e estudos foram desenvolvidos para otimizar o projeto de silenciadores para aplicação automotiva. A admissão e exaustão dos gases na câmara de combustão geram ondas de pressão que causam perturbações no interior do sistema de escape ao se propagarem, produzindo então os ruídos. (BLAIR, 1999).

A função do sistema de escape automotivo não é apenas atenuar os ruídos gerados, mas também reduzir a quantidade de poluentes da queima de combustível no motor. Sendo que os materiais que compõem os dutos do escape, devem ser de material resistente a corrosão, pois esta é a principal causa de furos e rompimento nos dutos.

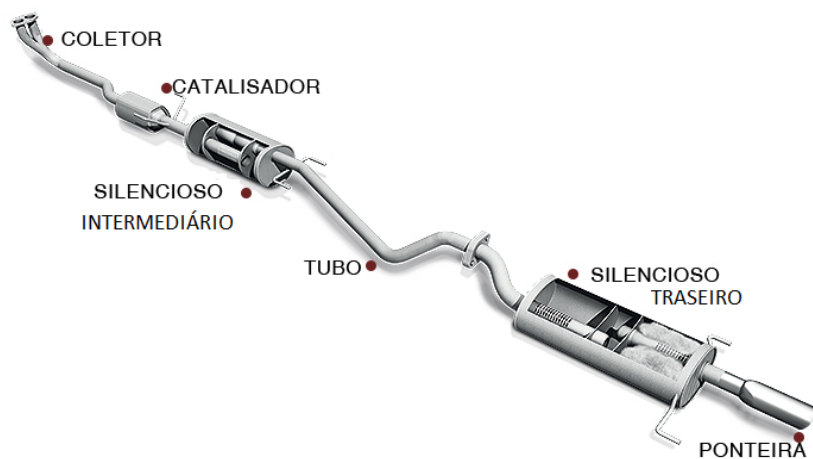


Figura 16 – Sistema de exaustão veicular. Fonte: Dias (2020).

Desta maneira, o sistema de escape veicular é composto pelos seguintes componentes, de acordo com a [Figura 16](#), podendo haver alterações de acordo com a necessidade do projeto ([BRUNETTI, 2018](#)):

- **Coletor:** Responsável pelo acoplamento direto no motor para coleta dos gases de combustão, canalizando e direcionando os gases para fora da câmara de exaustão. Algumas configurações possuem uma junta flexível a fim de atenuar as vibrações provindas do motor;
- **Catalisador:** Componente responsável pela redução e eliminação dos gases tóxicos emanados pela combustão no motor, transformando-os em gases inertes como H_2O , CO_2 e N_2 . Além disso, também interfere na temperatura na qual os gases seguiram pelo restante do sistema;
- **Silencioso Intermediário:** Filtro acústico responsável por uma baixa atenuação de tons puros em baixas/médias frequências, geralmente do tipo reativo. Atenua parcialmente os ruídos e também é responsável pela redução na velocidade de escoamento dos gases, facilitando a atenuação para o próximo silenciador;
- **Tubos de escape:** São os dutos que ligam cada componente, desde o coletor, catalisador e os filtros acústicos;
- **Silencioso Traseiro:** Filtro Acústico responsável pela atenuação dos ruídos de maior amplitude, geralmente são do tipo dissipativos ou híbridos. Podem ser maiores do que os intermediários, cuja suas frequências de atuação são maiores apesar de o comprimento de onda ser menor pelo fato de já ter passado pelo outro silenciador.

O silenciador implementado no sistema de exaustão é o principal agente que combate ruídos e sua adição afeta diretamente o escoamento dos gases. Neste sentido, é imprescindível que os níveis sonoros emitidos pelo silenciador, seja verificado de acordo com a norma NBR 9714 - Ruído emitido por veículos automotores na condição parado, que regulamenta o quanto de ruído pode ser irradiado.

O sistema de exaustão é acoplado ao motor através do coletor e fica localizado logo abaixo do veículo e sua função é de conduzir os gases provenientes da combustão interna para o catalisador ou conversor catalítico, que aumenta a taxa de reação de oxidação e redução para eliminar gases tóxicos, sendo eles por muitas vezes hidrocarbonetos e monóxido de carbono não queimados e os óxidos de nitrogênio são reduzidos a gás nitrogênio. ([BASSHUYSEN; SCHÄFER, 2004](#)).

Após o catalisador começa o tratamento acústico desempenhado pelos silenciadores, com o objetivo de atenuar os ruídos que se propagam nos dutos a níveis aceitáveis pela legislação a fim de evitar maiores poluições sonoras.

Para proceder com a manutenção, inspeção, reparação e/ou substituição de qualquer um dos componentes do sistema de exaustão veicular, existe a NBR 14781 de 08/2017 garantindo que todas as normas legais de vida útil dos componentes sejam contempladas para o melhor desempenho do sistema.

3.2 Ruídos no sistema de exaustão veicular

As forças geradas pela combustão se propagam pelos dutos de escape gerando componentes de meia ordem e o seu ruído proporciona um espectro distribuído sobre um grande intervalo de frequência, sendo o decaimento da energia sonora como uma função da frequência. O ruído emitido pode ser classificado como gerado pela estrutura e gerado pelo ar, onde o ruído gerado pela estrutura é causado pela vibração de objetos e o ruído gerado pelo ar é originado pelo fluxo turbulento de ar (LEE; WHITE, 1997).

A partir do pressuposto pode-se aferir várias fontes de ruídos provenientes do motor, entretanto podemos classificar os ruídos do motor em cinco grupos principais (LEE; WHITE, 1997):

- Ruídos periódicos: São caracterizados pelos harmônicos gerados pela velocidade de rotação do motor;
- Ruídos gerados pela vibração de ressonância das estruturas com baixo amortecimento: Espectros são bandas limitadas com linhas espectrais discretas;
- Sinais tonais de alta frequência: espectros com componentes de alta frequência, são gerados por componentes em rotação tais como ventilador do radiador e alternador;
- Ruídos de banda larga: Presença de harmônicos na velocidade de rotação do motor gerados pelo fluxo de ar de admissão e exaustão;
- Ruídos impulsivos: Gerados pelo impacto de abertura e fechamento das válvulas e impacto dos pistões.

De acordo com Veloso (1999) os ruídos que se propagam nos dutos de escape não proveem apenas dos gases, mas também de outros componentes:

- Classificação do ruído pela fonte
 - **Ruído sistema de exaustão:** Inclui o ruído gerado pelos pulsos dos gases de exaustão saindo da câmara, e o ruído causado pela vibração dos componentes que estão ligados ao sistema de exaustão;

- **Ruído do sistema de admissão:** Inclui o ruído gerado pelo fluxo de ar que entra no coletor de admissão, e o ruído gerado pela vibração dos componentes ligados ao sistema de admissão;
- **Ruído do sistema de refrigeração:** Ruído gerado pelo sistema de refrigeração do veículo, bem como ventilador do radiador e seus componentes;
- **Ruído da superfície do motor:** Referente ao ruído emitido pelos componentes mecânicos do motor e acessórios, gerando uma excitação originada da combustão possibilitando o impacto dos componentes em rotação e movimento no motor.

Na câmara de combustão do motor é que ocorre a maioria destes ruídos de acordo com o tipo de ciclo do motor, geralmente é aplicada uma pressão na cabeça do pistão graças a queima do combustível junto com o ar gerando uma força por compressão, combustão e expansão dentro da câmara de combustão, produzindo excitações, as quais geram vibração e ruído ao longo do escape. Porém o ruído mecânico apresentado ocorre devido ao impacto entre as partes moveis do motor, tais como batida do pistão e impacto das cames do comando de válvula (VELOSO, 1999).

As fontes de ruído em motores de combustão interna podem ser classificadas em duas formas distintas e independentes entre si, sendo elas: ruído de combustão e ruído mecânico. O ruído de combustão é aquele originado da diferença de pressão brusca dentro da câmara de combustão e os ruídos mecânicos são todas as outras fontes do motor. (PACHECO, 2002). A seguir na Figura 17 temos um esquemático de como funciona a geração de ruído em um motor que se propaga pelos dutos de escape:

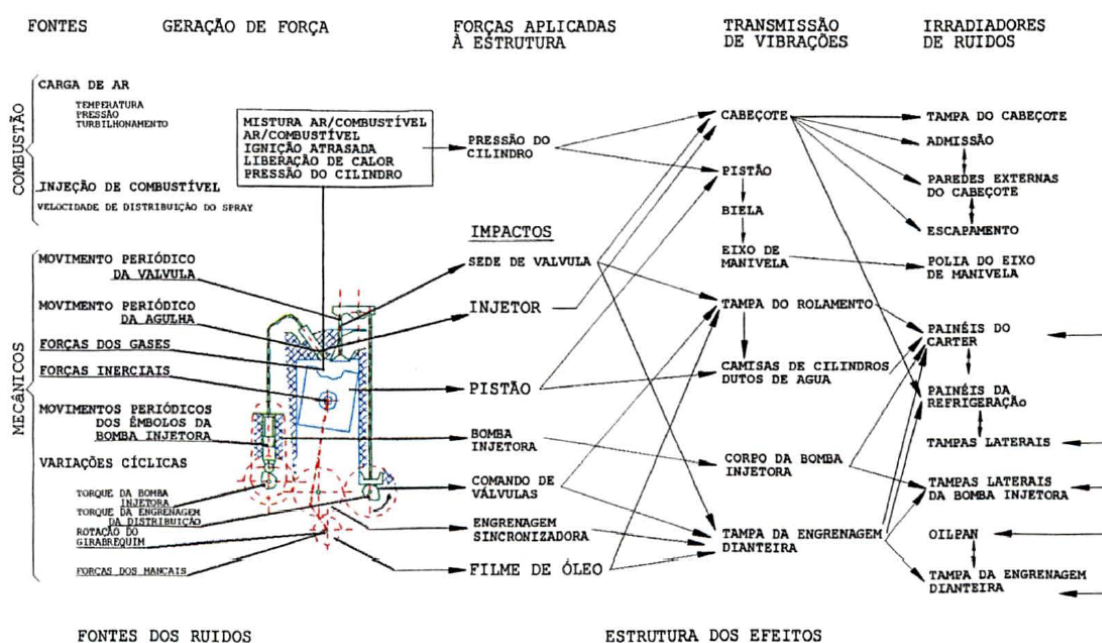


Figura 17 – Processo de geração de ruído em motores automotivos. Fonte: Pacheco (2002).

Levando em consideração a geração de ruído causada por um motor FIASA no estudo desenvolvido por [Veloso \(1999\)](#), o presente trabalho visa usar os dados do ruído gerado por este motor e seu respectivo espectro para dimensionar um silenciador que atenda seus requisitos, levando em consideração as frequências exatas do ruído de combustão. No estudo desenvolvido por [Veloso \(1999\)](#) ele obtém os respectivos ruídos de combustão e mecânico separadamente em condições de alta e baixa rotação do motor, assim é possível usar apenas a faixa de frequência deste ruído para prosseguir com o dimensionamento geométrico do silenciador a ser preparado neste trabalho, respeitando as normas regulamentadoras de dimensionamento do mesmo.

3.3 Filtros Acústicos

O sistema de exaustão veicular atua diretamente no ruído emanado pelo motor e também na diminuição de poluentes através do uso do catalisador acoplado ao sistema, direcionando os gases da queima de combustível para fora do sistema. Uma vez que este fluxo gera ondas de pressão, ou seja, perturbações ao longo dos dutos de escape que são definidas como ruído, por este motivo é que os silenciadores são posicionados nos dutos de exaustão com o objetivo mutuo de minimizar a poluição sonora e do ar ([BLAIR, 1999](#)).

Os silenciadores automotivos consistem em um elemento que causa uma variação brusca de seção transversal do duto de escape denominado câmara de expansão, cuja sua geometria é variável e a sua principal função é a atenuação de ruídos. Dentre os tipos de filtros acústicos, possuem dois grupos classificatórios, sendo os Ativos e Passivos. Sendo que os silenciadores passivos ainda são subdivididos em dissipativos e reativos ou reflexivos ([GERGES, 1992](#)).

Os silenciadores passivos tem o seu princípio de funcionamento baseado na interação da geometria do filtro com a energia acústica incidente em seu interior, sendo que essa energia pode ser dissipada em forma de calor ou refletida através de descontinuidades geométricas no interior do silenciador, sendo esses os silenciadores dissipativos e reativos respectivamente ([GERGES, 1992](#)).

O outro grupo de silenciadores é o tipo ativo, que usam o princípio da interferência destrutiva de ondas sonoras, atuam de forma a cancelar o ruído no qual está atuando. Este tipo de filtro acústico funciona gerando uma onda de pressão inversa a da onda de propagação por meio de dispositivos eletrônicos. O choque entre as ondas geradas e as que propagam no duto promove o cancelamento de ambas, uma vez que a onda incidente gerada e a onda que propaga possuem a mesma amplitude, tendo seus parâmetros controlados através de sensores, assim quando as ondas se chocam o ruído é atenuado. Este tipo de sistema é bom pelo motivo de não atrapalhar o escoamento dos gases, logo, não há perda de carga quando o atenuador ativo é inserido ([SILVA, 2016](#)).

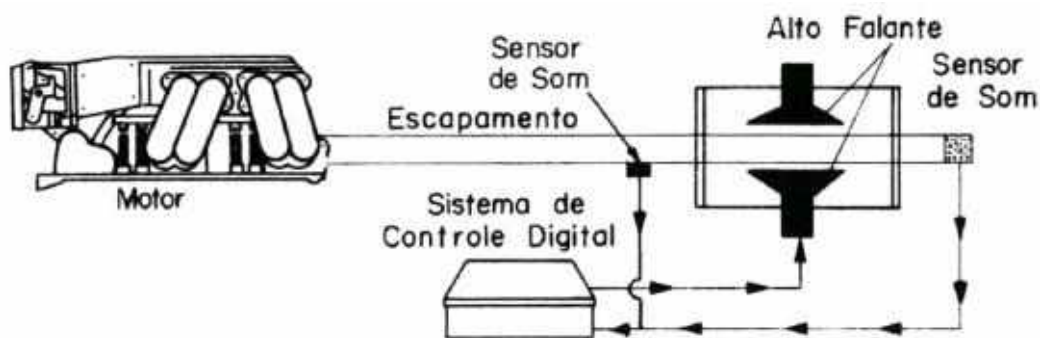


Figura 18 – Escapamento de veículos automotivos com controle ativo. Fonte: [Gerges \(1992\)](#)

Porém este tipo de silenciador por controle ativo, só é adequado para ruídos de baixa frequência suprindo a deficiência que os passivos possuem por não conseguir atuar nessa faixa de frequência, sendo assim, estes sistemas ativos podem ser geralmente montados na parede do duto, o que minimiza as perdas de pressão do ar. Este tipo de aparato também possui lados negativos, como preço elevado, possui um bom desempenho apenas acima de uma frequência superior aos modos acústicos de alta ordem e precisa ser instalado a uma distância específica da fonte sonora ([BIES; HANSEN, 2003](#)).

3.3.1 Aplicabilidade dos filtros acústicos

Os filtros acústicos são usados em amplas aplicações e vertentes da indústria e construção civil, pois sua finalidade maior é de limitar as emissões de ruído em entradas ou saídas de ventiladores, chaminés, exaustores, motores, geradores de energia e entre outros. Consiste em atuar em dutos por onde o fluxo de ar é forçado a passar, proporcionando a atenuação do ruído gerado pela máquina ou equipamento acoplado ao duto, seja por propagações de onda sonora mecânica ou fluxo de ar. O desempenho ideal de um silenciador se baseia na maximização da absorção de ruído e minimização das perdas de carga no fluxo.



Figura 19 – Filtro acústico industrial. Fonte: [Acoustic Science Corporation](#)

As indústrias é um amplo campo de aplicação dos filtros acústicos, atuando para controlar o ruído em dutos, abertura em edifícios, salas ou equipamentos. Pensando nisso, sua robustez é bem maior e sua aplicabilidade as vezes se torna inviável dentro de acomodações e precisam ficar expostos. Na indústria, temos a grande presença de ventiladores, exaustores e geradores por isso é vista a necessidade de atenuação do ruído gerado por esses componentes, para dar um ambiente de trabalho aceitável pelas normas de ruído no ambiente industrial.



Figura 20 – Filtro reativo industrial. Fonte: [Acoustic Science Corporation](#)

Os silenciadores acústicos industriais em grande parte das vezes são modelados exclusivamente para determinada finalidade, predefinidos e testados para cada caso especial. Então na maioria das indústrias os filtros não podem ficar dispostos no interior fabril da indústria, pois para atingir o desempenho de projeto desejado, sua geometria acaba tendo proporções grandes, como mostrado a [Figura 21](#) a seguir:



Figura 21 – Filtro industrial externo. Fonte: [Kinetics Noise Control](#)

Outra aplicabilidade comum do filtro acústico é o sistema de exaustão veicular. Na automotiva, o termo comumente usado é "Silenciador" ou "Abafador" pelos profissionais da área e sua função única é de reduzir a emissão de ruído gerado pelo motor pois se não houvesse a implementação do mesmo, haveria uma quantidade insuportável de ruído de exaustão do motor para o ambiente. Todos esses ruídos emitidos pelo automóvel não provem apenas do sistema de escape, outros componentes também contribuem para o ruído geral do motor, como mostrado na [seção 3.2](#).

Os requisitos funcionais para preparar um filtro acústico veicular podem incluir perda de inserção adequada, contrapressão, geometria, durabilidade e material aplicado, som desejado, custo, forma e estilo como aço inoxidável ou alumínio. Aço macio ou aço aluminizado são geralmente usado para temperaturas de até 500 °C, aço inoxidável tipo 409 até 700 °C e aço inoxidável tipo 321 para temperaturas ainda mais altas. As temperaturas dos gases de escape automotivos são geralmente em torno de 750 °C. (POTENTE, 2005)



Figura 22 – Filtro acústico no sistema de escape veicular. Fonte: [Nissan Race Shop](#)

Geralmente os usuários alteram neste componente do veículo com a finalidade de se obter um ruído do motor mais atrativo, ou seja, o famoso ronco agressivo, pois o silenciador original do veículo vem caracterizado para atenuar o máximo possível de ruído, trazer conforto a seus ocupantes e ao ambiente em que trafegam.

A troca do silenciador original por um silenciador de desempenho do tipo absorvente geralmente significa que o ruído do escapamento é aumentado, deixando um ruído profundo perceptível no sistema de escapamento e nas vias. Na maioria dos casos esse som é o que o proprietário do veículo deseja para que o público fique ciente de sua presença. (POTENTE, 2005)

No entanto, os silenciadores principais devem ser projetados de modo que a emissão de ruído de escape seja apenas audível dentro da cabine de passageiros e os regulamentos governamentais apropriados sejam cumpridos. O órgão que regulamenta o nível de emissão e estabelece as normas é o CONAMA, no qual instituiu a Resolução nº 272 de 14/09/2000 Art. 1º, § 1º onde diz que o ruído excessivo causa danos à saúde física e mental e afeta particularmente a audição, considerando a necessidade de se reduzir a poluição sonora nos centros urbanos a níveis mínimos de danos à saúde.

Dentre os vários tipos possíveis de configurações e modelos de silenciadores veiculares existentes, a seguir está exposto os modelos mais aplicados ao sistema de exaustão veicular como dissipativos, reativos e híbridos.

3.3.2 Silenciador Dissipativo

Os silenciadores dissipativos possuem este nome pela sua forma de atuação, que consiste no uso de materiais de absorção acústica em seu interior, sendo eles espuma de poliuretano, lã de vidro, lã de rocha e entre outros. A energia acústica incidente que entra pelos interstícios das fibras, fazendo-as vibrar junto com o ar, dissipando-se assim por transformação em energia térmica por atrito entre as fibras excitadas. (GERGES, 1992).

Grande parte da energia convertida está diretamente relacionada com a densidade ou empacotamento das fibras do material de absorção utilizado, ou seja, uma densidade muito baixa provoca pouca fricção, por outro lado quando as fibras estão muito densas ou comprimidas, há pouca penetração das ondas sonoras e maior reflexão na superfície de contato. (BALLOU, 2008).

Nos silenciadores dissipativos há apenas a presença de um tubo reto com furos para permitir o contato dos gases com o material de absorção sonora que fica entre todo volume da tubulação perfurada até a área mais externa da câmara, como mostrado na Figura 23 a seguir:



Figura 23 – Silenciador dissipativo para aplicação automotiva. Fonte: Silva (2016)

De acordo com [Rezende \(2020\)](#) o aumento da temperatura faz com que os silenciadores dissipativos percam a eficiência gradualmente, uma vez que a cada ciclo do motor haverá o desgaste dos componentes internos pela ação do craqueamento do material dissipativo. Em alguns projetos é possível fazer uma combinação entre o modelo dissipativo e reativo a fim de obter o melhor de cada tipo.

3.3.3 Silenciador Reativo

Os silenciadores reativos utilizam das propriedades do material ressonante e uso de cavidades para atenuar o ruído, por isso são mais eficientes para baixas frequências (tons puros). A caracterização se dá apenas por sua forma geométrica, sem uso de material de absorção sonora. São projetados para reter a propagação sonora deixando o fluido passar por suas diferentes sessões, reduzindo fortemente sua energia sonora. ([GERGES, 1992](#)).

O princípio de funcionamento do silenciador reativo é baseado na reflexão das ondas sonoras com uma diferença de fase de 180° causando o fenômeno da interferência, isto é, quando as ondas passam pelo silenciador, encontram uma mudança abrupta de impedância acústica. Então, pode-se dizer que a atenuação funciona refletindo grande parte da energia propagada de volta para a fonte e uma pequena parte passa através do silenciador. ([GERGES, 1992](#)).

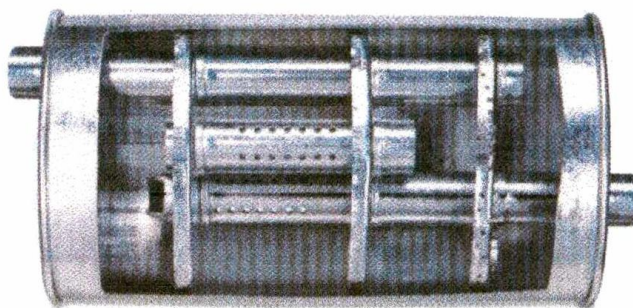


Figura 24 – Silenciador reativo para aplicação automotiva. Fonte: [Martins \(2019\)](#)

O foco deste trabalho está nos silenciadores reativos, pois como já foi citado, o mesmo é o mais eficiente em baixas frequências para eliminar os tons puros, que são os ruídos mais graves provenientes da queima de combustível no motor.

Os silenciadores reativos tendem a serem mais compactos do que os dissipativos, logo ocupam um menor espaço no sistema e possuem um custo mais baixo. Sua construção é mais fácil e sua eficiência abrange uma ampla faixa de frequências. ([BIES; HANSEN, 2003](#))

3.3.4 Silenciador Híbrido

Em busca do projeto ideal e o desempenho perfeito, as características dos silenciadores dissipativos e reativos são combinadas pois com o uso de materiais de dissipação acústica no interior das câmaras de expansão aperfeiçoa os projetos de silenciadores automotivos. A [Figura 25](#) mostra o interior de um silenciador híbrido, pois o mesmo possui câmaras de expansão que é uma característica de um silenciador reativo, com as paredes forradas com lã de vidro, ajudando na dissipação dos gases e atenuação acústica das ondas sonoras incidentes no interior da câmara.



Figura 25 – Filtro acústico híbrido. Fonte: [Wiki Mufflers](#)

O desempenho acústico de um silenciador híbrido do tipo câmara de expansão com materiais absorventes em seu interior foi investigado por [Craggs \(1977\)](#), usando o MEF para prever seu desempenho, chegando a um resultado satisfatório corroborando a junção dos modelos dissipativos e reativos, bem como sua eficiência em altas e baixas frequências.

Este modelo de silenciador geralmente é confeccionado com dutos estendidos no interior da câmara e também perfurados, justamente para proporcionar uma expansão uniforme dos gases incidentes no interior de cada câmara, fazendo com que o fluxo entre em contato direto com o material de absorção sonora.

3.4 Parâmetros para avaliação do desempenho acústico

O desempenho dos silenciadores é analisado através de gráficos, que ilustram o comportamento dos mesmos, caracterizado através da análise dos parâmetros descritos a seguir. De acordo com [Gerges \(1992\)](#) e [Bies e Hansen \(2003\)](#), podemos descrever o desempenho acústico com 3 parâmetros diferentes:

3.4.1 Perda de Inserção (*Insertion Loss - IL*)

É definida como a diferença do nível de pressão sonora em um determinado ponto, onde deve haver a presença ou não de um silenciador colocado entre o ponto de medição e a fonte sonora, definida como:

$$IL = 20 \log \left(\frac{w_1}{w_2} \right) = L_{w1} - L_{w2} \quad (3.1)$$

Onde:

- (w_1 e w_2) é a Potência sonora (W);
- (L_{w1} e L_{w2}) é o Nível de potência sonora irradiada (dB);

De acordo com a [Figura 26](#) a IL é definida pela diferença entre a potência acústica irradiada sem o elemento acústico e a potência irradiada após sua inserção no sistema. (SILVA; NUNES, 2012)

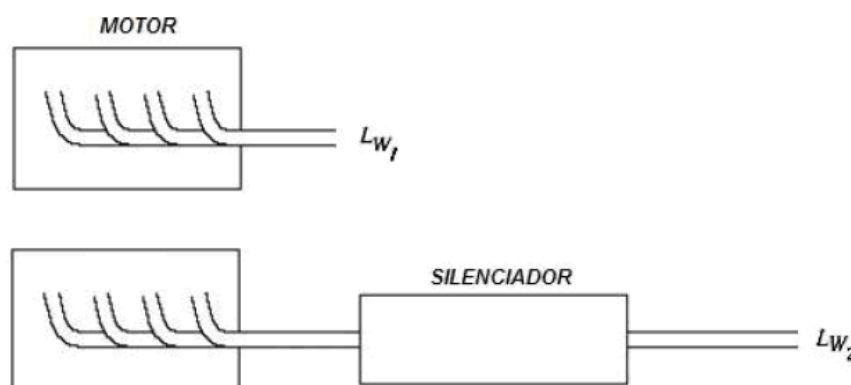


Figura 26 – Perda de Inserção (IL). Fonte: [Martins \(2019\)](#)

Para poder determinar a IL é necessário conhecer antecipadamente a impedância da fonte e a impedância de radiação. Sendo assim este tipo de cálculo é extremamente difícil de prever numericamente, este tipo de parâmetro é melhor determinado experimentalmente. (KUMAR, 2007)

3.4.2 Redução de ruído (*Noise Reduction - NR*)

Pode ser definida pela diferença do nível de pressão sonora medido em dois pontos distintos selecionados arbitrariamente ao longo dos dutos de entrada e saída do silenciador, conforme a [Figura 27](#), definida como:

$$NR = 20 \log \left(\frac{p_1}{p_2} \right) = L_{p1} - L_{p2} \quad (3.2)$$

Onde:

- (p_1 e p_2) é a Pressão sonora em (Pa);
- (L_{p1} e L_{p2}) é o Nível de pressão sonora em (dB);

A medição da redução de ruído ocorre aferindo o nível de pressão sonora em qualquer ponto antes do silenciador ao longo do duto de entrada e o mesmo se repete depois do silenciador, medindo o nível de pressão sonora em qualquer ponto do duto de saída e aplicando a [Equação 3.2](#).

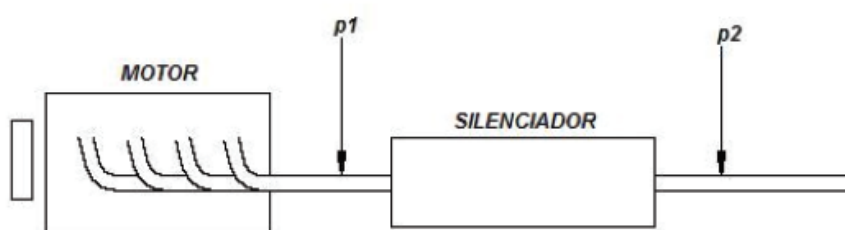


Figura 27 – Redução de ruído (NR). Fonte: [Martins \(2019\)](#)

Apesar da NR poder ser determinada bem mais fácil do que os outros parâmetros, a sua utilidade é bastante limitada, pois este método não distingue as ondas transmitidas e refletidas e sem dizer que o nível de pressão sonora (NPS) pode ser fortemente influenciado pelas condições do ambiente. ([NUNES, 2009](#))

3.4.3 Perda de transmissão (*Transmission Loss - TL*)

A perda de transmissão é definida como sendo a diferença entre a potência sonora que entra no silenciador e a potência sonora que sai do silenciador. A perda de transmissão independe da fonte, sendo mais fácil de poder determinar e por isso é amplamente usada, definida como:

$$TL = 10 \log \left(\frac{s_1 A_1^2}{s_2 A_2^2} \right) = L_{wi} - L_{wt} \quad (3.3)$$

onde:

- (s_1 e s_2) é a Área de entrada e saída do duto (m^2);
- (A_1^2 e A_2^2) é a Amplitude da onda complexa (Pa^2);
- (L_{wi} e L_{wt}) é o Nível de potência sonora (dB);

Segundo [Silva \(2016\)](#) a TL se comporta dependendo da característica da geometria do silenciador independente da fonte sonora e do comprimento dos dutos. Porém sua medição experimental é difícil, por conta da terminação anecóica (ou seja, sem capacidade de reflexão sonora) que na prática é dificilmente encontrada, mas ainda sim é possível sua determinação na prática. Entretanto, para simulações numéricas este parâmetro é de fácil determinação e simples cálculo analítico.

De acordo com a [Figura 28](#) a determinação da TL leva em consideração o nível de pressão sonora que entra no silenciador (A_n), que ao incidir no interior do filtro acústico, parte desse nível de pressão sonora é refletido (B_n) de acordo com a geometria interna e a outra parte segue se propagando após a passagem no silenciador (C_n) sendo necessária sua absorção no final do duto de saída através de uma terminação anecoica.

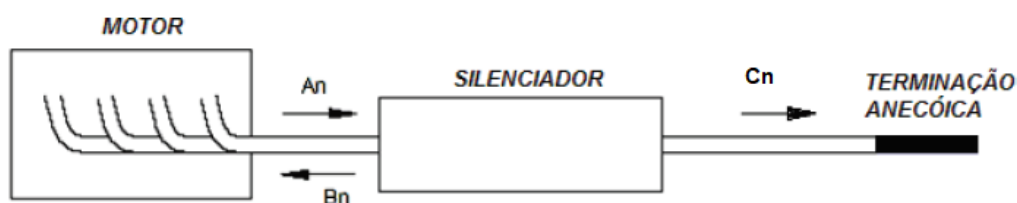


Figura 28 – Perda de Transmissão (TL). Fonte: Adaptado [Martins \(2019\)](#)

O enfoque do estudo está direcionado a uma determinação experimental do desempenho acústico, e o parâmetro escolhido para essa avaliação é a TL. Justamente pelo fato desse parâmetro levar em consideração apenas as características geométricas interna dos filtros acústicos, pois o objetivo do estudo é entender como as alterações geométricas interferem no desempenho acústico dos silenciadores propostos.

Por este fato é este o método que será empregado para quantificar o desempenho acústico dos silenciadores modelados neste trabalho, através da perda de transmissão sabendo que a TL é o parâmetro mais utilizado em filtros reativos para determinações analíticas e experimentais. Com base neste parâmetro que presente estudo visa determinar sua eficiência e conduzir toda a análise de comportamento acústico.

3.5 Determinação da Perda de Transmissão

A perda de transmissão pode ser determinada de várias formas como já foi exposto ao longo do [Capítulo 2](#), podendo ser métodos analíticos, numéricos e experimentais. Dentre os métodos analíticos, o MMT (Método da Matriz de Transferência) é o mais comumente usado na literatura. Já para os métodos numéricos temos o MEF (Método dos elementos finitos) e o MEC (Método dos elementos de contorno). Para as determinações experimentais da TL, temos 3 métodos bastante usados dependendo do tipo de análise e parâmetro

acústico a se determinar, sendo através do método do tubo de impedância, método de duas fontes e o método de duas cargas.

O método analítico é a base para todos os outros métodos, pois é a partir de seu equacionamento que as análises são feitas, pois este método leva em consideração os efeitos geométricos do elemento e também o fluxo dos gases incidentes. Baseando-se na discretização do elemento em matrizes de transferência para cada descontinuidade da câmara de expansão do filtro acústico. Porém, este método só é válido para um caso de propagação de ondas planas, limitando sua aplicação na frequência de corte do elemento (MUNJAL, 1987).

Os métodos numéricos são ótimos para uma determinação precisa da TL de forma mais intuitiva, já que o cálculo é feito totalmente por um *software* apropriado como mostrado na seção 2.1. O MEF e o MEC são métodos numéricos que conseguem determinar a TL além da frequência de corte e da propagação de ondas plana, por este fato estes métodos são mais usados atualmente pois conseguem prever o desempenho acústico dos filtros em uma ampla faixa de frequência. A diferença entre os métodos está na malha, pois o MEF usa uma malha contínua no domínio do elemento, já o MEC usa uma malha discretizada apenas no contorno do elemento.

Os métodos experimentais mostram na realidade como é a TL de um filtro acústico de verdade, pois o elemento teste deve ser confeccionado e testado sob as condições de projeto preestabelecidas. Os métodos experimentais podem determinar não só a TL, mas também outros parâmetros importantes como coeficiente de transmissão, de reflexão, de absorção, número de onda de propagação do material e sua impedância acústica.

Normalmente os métodos experimentais de determinação da TL possuem normas regulamentadoras, para o método de duas fontes existe a ISO 10534-2 (1998) e para o método de duas cargas têm a ASTM E2611 (2017). Essas normas tem o objetivo de regulamentar e normatizar o método para que seja feito corretamente para se obter resultados relevantes e coerentes.

Neste trabalho, o método a ser desenvolvido para determinação da TL será o método de duas cargas, pois além de ter uma fácil execução, possui seu equacionamento matemático baseado no Método da Matriz de Transferência (MMT), o que facilita a adaptação do método para amplos tipos de filtros acústicos.

O objetivo principal desse experimento é obter a TL de silenciadores sob incidência de ondas sonoras normal à superfície do objeto de teste. O método se constitui na união de dois tubos através do silenciador, conectados a uma fonte sonora com 4 microfones montados a jusante e a montante do silenciador, os microfones são ligados a um sistema digital de análise de frequência. A Figura 29 mostra a configuração determinada pela norma ASTM para montagem da bancada experimental do Método de Duas Cargas.

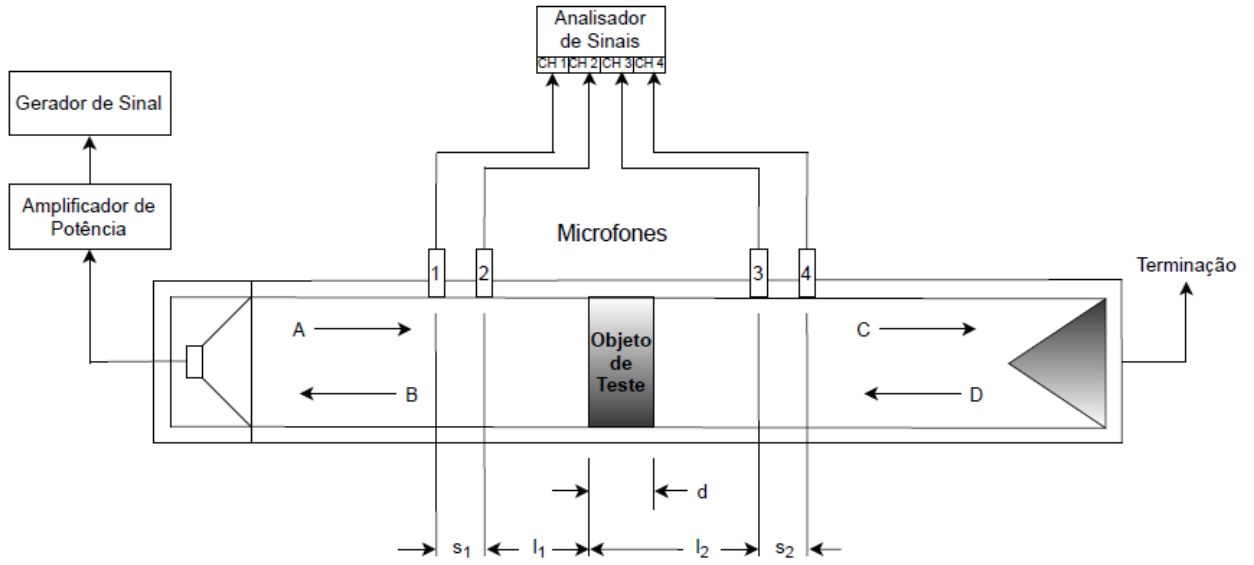


Figura 29 – Esquema de medição da TL utilizando o Método de Duas Cargas. Fonte: ASTM (2017) apud (BORGES, 2020).

Seguindo esta configuração, os microfones tem a função de medir a pressão sonora das ondas incidentes e refletidas antes e depois do elemento teste, denotadas pelas letras A, B, C e D na Figura 29. O objeto de teste será um filtro acústico montado no meio dos dutos e sabendo que o equacionamento provém do MMT então é necessário medir a pressão sonora em quatro lugares distintos, sendo dois a jusante e dois a montante do objeto de teste. Normalmente um destes microfones é usado como referência em relação aos outros, para que as funções de transferência sejam medidas entre os microfones em cada teste. Essa função de transferência é um valor complexo que é definido por:

$$H_{n,ref} = \frac{G_{n,ref}}{G_{ref,ref}} = |H| e^{j\varphi} = H_r + H_i \quad (3.4)$$

O índice *ref* é para denotar o microfone de referência e o *n* os demais microfones, onde a variável $G_{n,ref}$ representa o espectro de potência do sinal gerado pela pressão sonora no microfone na posição *n* em relação a *ref*, e $G_{ref,ref}$ é o auto-espectro de potência do sinal de pressão sonora no microfone de referência.

Sendo assim, o método gera quatro funções de transferência uma para cada posição do microfone, ou seja, quatro equações lineares que são utilizadas como parâmetros das matrizes de transferência que descrevem o sistema. De acordo com ASTM E2611 (2017) essas equações são representadas a seguir onde $x = 0$ e $x = d$ representam as faces da amostra de material a ser testada.

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{bmatrix}_{x=d} \quad (3.5)$$

Onde as constantes A, B, C e D são as funções de transferência que respeitam a propagação de onda sonora no interior do duto de acordo com as setas na [Figura 29](#), ou seja, as funções de transferência são decompostas de acordo com o sentido da onda (para frente, ou para trás), chegando as seguintes equações:

$$A = j \frac{H_{1,ref} e^{-jkl_1} - H_{2,ref} e^{-jk(l_1+s_1)}}{2sen(ks_1)} \quad (3.6)$$

$$B = j \frac{H_{2,ref} e^{jk(l_1+s_1)} - H_{1,ref} e^{-jkl_1}}{2sen(ks_1)} \quad (3.7)$$

$$C = j \frac{H_{3,ref} e^{jk(l_2+s_2)} - H_{4,ref} e^{-jkl_2}}{2sen(ks_2)} \quad (3.8)$$

$$D = j \frac{H_{4,ref} e^{-jkl_2} - H_{3,ref} e^{-jk(l_2+s_2)}}{2sen(ks_2)} \quad (3.9)$$

onde, k é o número de onda, e as distâncias l_1 , l_2 , s_1 e s_2 são as distâncias entre o objeto de teste e os microfones de acordo com a [Figura 29](#). Para prosseguir com a determinação da TL é necessário definir a pressão acústica e a velocidade da partícula de acordo com a face do objeto de teste (em $x = 0$ e em $x = d$):

$$p_0 = A + B \quad p_d = C e^{-jkd} + D e^{jkd} \quad (3.10)$$

$$u_0 = \frac{(A - B)}{\rho c} \quad u_d = \frac{C e^{-jkd} + D e^{jkd}}{\rho c} \quad (3.11)$$

De posse dos valores de pressão acústica e velocidade da partícula é possível formular a MMT do objeto de teste, de acordo com a [Equação 3.12](#):

$$MT = \begin{bmatrix} \frac{p_{0a} u_{db} - p_{0b} u_{da}}{p_{da} u_{db} - p_{db} u_{da}} & \frac{p_{0b} p_{da} - p_{0a} p_{db}}{p_{da} u_{db} - p_{db} u_{da}} \\ \frac{u_{0a} u_{0b} - u_{0b} u_{0a}}{p_{da} u_{db} - p_{db} u_{da}} & \frac{p_{da} u_{0b} - p_{db} u_{0a}}{p_{da} u_{db} - p_{db} u_{da}} \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

Com base na [Equação 3.12](#) é possível obter o coeficiente de transmissão (τ) representado na [Equação 3.13](#) que consiste em uma parcela adimensional da energia sonora que entra no objeto de teste e a energia sonora transmitida e irradiada após o elemento

teste em uma determinada faixa de frequência específica. Esse coeficiente representa a capacidade de transmissão do objeto de estudo.

$$\tau = \frac{W_t}{W_i} = \frac{2e^{jkd}}{T_{11} + (T_{12}/\rho c) + \rho c T_{21} + T_{22}} \quad (3.13)$$

onde W_t é a potência transmitida e W_i é a potência incidente, de posse desses dois parâmetros é possível a determinação da perda de transmissão (TL) de maneira experimental pela [Equação 3.14](#).

$$TL = 20 \log_{10} \left| \frac{1}{\tau} \right| \quad (3.14)$$

Além da determinação da TL a norma ASTM E2611 (2017) também auxilia na determinação do coeficiente de reflexão, de absorção e a impedância característica de acordo com a incidência normal da propagação sonora no interior do objeto de estudo em função do coeficiente de transmissão definido pela [Equação 3.13](#). A norma será usada apenas para determinação da TL e suas recomendações a respeito da configuração e equacionamento do experimento a ser desenvolvido, como o espaçamento ideal entre os microfones e o silenciador a ser testado considerando também o espaçamento do elemento teste com a fonte sonora.

A norma também aborda os aspectos relativos a aferição da potência sonora, pois o ruído de fundo pode influenciar na medição, sendo assim por meio da relação sinal-ruído (*Signal-to-Noise Ratio*) são feitas correlações entre amplitude e fase dos microfones durante o teste com o intuito de reduzir essa influência. Seguindo toda a metodologia e recomendações da norma ASTM E2611 (2017) que regulamenta o método de duas cargas, será feita a elaboração da bancada experimental que proporcionará a TL do silenciador a ser dimensionado.

4 METODOLOGIA

A metodologia utilizada para realização do presente trabalho é voltada para avaliação acústica mediante a determinação da TL de filtros acústicos reativos com variações de dutos estendidos e perfurados seu interior. As etapas envolvidas são apresentadas pelo fluxograma da [Figura 30](#).

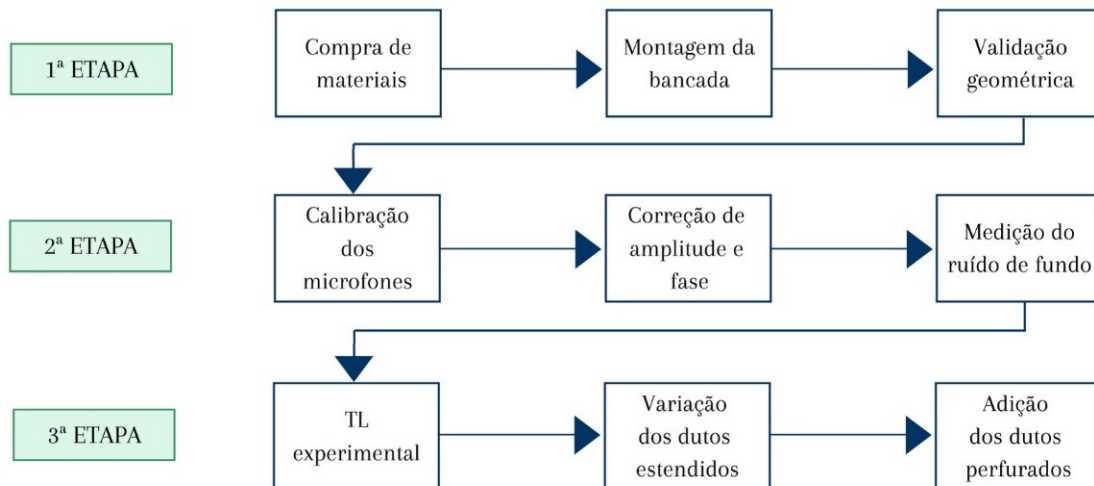


Figura 30 – Fluxograma da metodologia desenvolvida neste trabalho.

Na primeira etapa é realizado o procedimento de dimensionamento e montagem da bancada, sendo constituída pela compra de materiais, montagem e validação da geometria. Na segunda etapa é o processo de calibração da bancada, para evitar erros de medição e interferências no sistema. Na terceira etapa é quando acontece as aquisições de dados, obtenção das TL experimentais de acordo com as variações de complexidades geométricas e adição de dutos perfurados, para obter uma TL que proporcione boas atenuações nas frequências de interesse.

A seguir neste capítulo será apresentada toda a metodologia de determinação da TL de 7 tipos de silenciadores para aplicação veicular, bem como a explicação do método experimental a ser desenvolvido respeitando as normas e cálculos preestabelecidos pela norma ASTM E2611 (2017) que regulamenta o procedimento experimental.

4.1 Bancada Experimental

O Método de Duas Cargas foi escolhido para determinação da TL porquê, como demonstrado na [seção 3.5](#), este método proporciona uma fácil definição da TL pelo fato de não ser necessária uma terminação anecóica, simplificando bastante a obtenção do parâmetro por se obter uma capacidade de reflexão sonora nula.

A viabilização do método é estabelecida pela norma ASTM E2611 (2017) que estipula a metodologia de montagem correta da bancada experimental. Esta bancada foi montada no LabNVH da Universidade de Brasília, no campus Faculdade do Gama. A mesma possibilita a obtenção da TL através do Método de Duas Cargas. A Figura 31 mostra a bancada experimental montada pronta para medição.

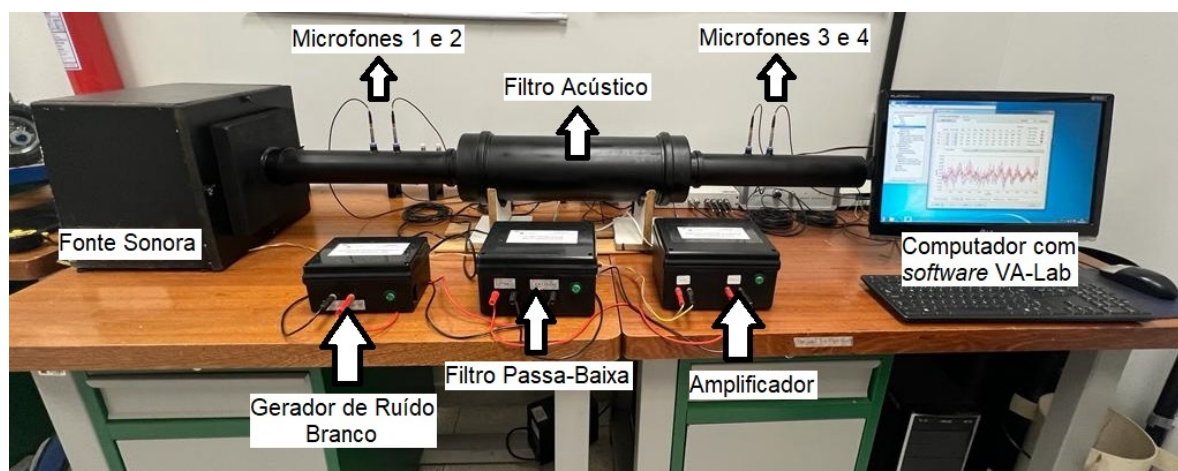


Figura 31 – Bancada Experimental dimensionada para obtenção da TL dos modelos de filtros acústicos propostos neste trabalho.

4.1.1 Dimensionamento dos dutos e posição dos microfones

O primeiro passo para o dimensionamento da bancada experimental é a definição da faixa de frequência de atuação. Baseando-se no estudo de Veloso (1999), onde o autor fez uma contribuição para o monitoramento de motores de combustão interna através da análise de sinais de pressão sonora e vibração.

O ruído de combustão isolado dos outros ruídos foi identificado na faixa entre 29Hz a 1800Hz para baixas rotações e 105Hz a 1800Hz para altas rotações, tendo em vista que o silenciador dimensionado terá um desempenho acústico nas bandas de frequência de 1/1 de oitava (31,5 e 125Hz), contemplando os picos da frequência de combustão que ocorrem em 29Hz para baixas rotações (850 rpm) e 105Hz para médias rotações (3100 rpm).

Levando em consideração que essa será a faixa de análise do filtro acústico, é necessário dimensionar os dutos de entrada e saída para que os valores dessa faixa de frequência sejam contemplados. Para isso a norma ASTM E2611 (2017) define o cálculo da frequência de análise dos tubos através da Equação 4.1 onde mostra que a frequência máxima (f_{max}) depende diretamente do diâmetro dos dutos de entrada e saída. Como o escopo do estudo é a aplicação veicular, o diâmetro do duto que será predefinido de acordo com o comumente usados em veículos originais de fábrica, que possuem o diâmetro de 3"polegadas (76,2 mm) nos dutos de escape veicular. De acordo com a norma, temos:

$$f_{max} < \frac{0,586 \times c}{d} \quad (4.1)$$

onde, f_{max} é a frequência máxima em Hz, c é a velocidade do som em m/s, d é o diâmetro dos tubos de entrada e saída do silenciador, ambos uniformes e de mesma dimensão. Levando em consideração que a velocidade do som como 343 m/s e o diâmetro de 3" polegadas (0,0762 m) de ambos os dutos.

O diâmetro adotado no desenvolvimento do estudo é inspirado por Rocha (2011), onde o autor diz que o diâmetro dos dutos de escape é função da cilindrada do motor, do ângulo de abertura da válvula de exaustão e do comprimento total do duto de escape, assim por consequência também vai depender da rotação do motor, visto que o comprimento do duto é diretamente dependente da velocidade do motor.

Por este fato, foi definido o diâmetro interno de 3" polegadas para os dutos de escape. Adotando dutos de 3" polegadas resolvendo a Equação 4.1 temos que a frequência máxima (f_{max}) é de 2630 Hz.

Já a frequência mínima (f_{min}) é determinada através do espaçamento entre os microfones que estão dispostos no tubos. A norma determina que o espaçamento s_n é obtido através da frequência máxima (f_{max}), utilizando a Equação 4.2.

$$s_n \ll \frac{c}{2f_{max}} \quad (4.2)$$

O espaçamento s_n (em metros) representa a distância entre si de cada um dos microfones, localizados em ambos os lados do objeto de teste, onde c é a velocidade do som. Assim as distancias s_1 e s_2 de acordo com a Figura 29 equivalem a 0,050 m (50 mm) pois de acordo com a norma ASTM E2611 (2017) o espaçamento entre os microfones não pode ultrapassar 80% do valor de $c/2f_{max}$.

De posse do espaçamento entre os microfones, então é possível determinar qual é a frequência mínima de atuação do sistema. A norma recomenda que este valor deve ser superior a 1% do comprimento de onda ($\lambda = \frac{c}{f_{min}}$). Logo, a frequência mínima (f_{min}) é determinada sendo como:

$$f_{min} = \frac{0,01 c}{s_n} = 66 Hz \quad (4.3)$$

Sendo assim, a faixa e atuação da bancada experimental a ser dimensionada de acordo com as normas da ASTM E2611 (2017) é de:

$$66 Hz < f < 2630 Hz$$

De acordo com a faixa de frequência de análise encontrada com base nas diretrizes da norma da ASTM, pode-se dizer que a bancada dimensionada trará valores de TL confiáveis nessa faixa de frequência apenas ($66 Hz < f < 2630 Hz$). Levando em consideração as frequências de combustão encontradas por Veloso (1999), é possível concluir que as

frequências de combustão em baixa rotação não podem ser obtidas pela bancada, visto que a frequência mínima da bancada é de 66Hz e o pico de combustão em baixa rotação é apresentado em 29Hz e portanto não contempla estes ruídos.

Sendo assim, o silenciador dimensionado levará em consideração apenas os ruídos de combustão gerados em médias rotações (3100 rpm) de acordo com o mensurado por [Veloso \(1999\)](#) em seu estudo, tendo uma faixa de atuação para o ruído de combustão em rotação média entre 105Hz e 1800Hz, tendo seu pico em 105Hz e contemplados pelo intervalo de frequência de análise da bancada.

Outra dimensão importante a ser considerada na montagem da bancada experimental é a distância entre a fonte sonora e o primeiro microfone de medição (l_1) de acordo com a [Figura 29](#). A norma recomenda que o valor dessa distancia deve ser no mínimo 3 vezes o valor do diâmetro do duto de medições, sendo igual a 0,23 m, já que os tubos possuem o diâmetro de 0,0762 m. Também é necessária a determinação da distância entre o primeiro microfone e o objeto de teste, o silenciador no caso, a norma determina que essa distância deve ser no mínimo 2 vezes o diâmetro do duto, sendo então 0,15 m. Todas essas dimensões estão demonstradas no desenho técnico final da bancada de testes, demonstrado no [Apêndice B](#) de acordo com a [Figura 32](#).

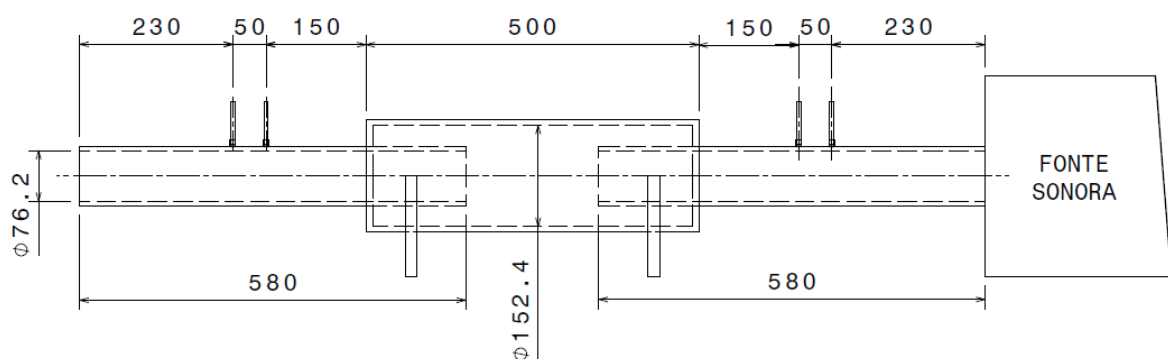


Figura 32 – Espaçamentos da bancada experimental dimensionada - Dimensões em milímetro [mm]

Após o procedimento de dimensionamento da bancada vem a etapa de construção e montagem, que se inicia na fonte sonora, feita com um isolamento acústico interno que tem o intuito de minimizar reflexões e ressonâncias, aumentando o fator de amortecimento no interior da caixa. A fonte sonora foi construída por [Silva e Nunes \(2013\)](#) com o uso de placas de MDF de aproximadamente 12mm de espessura, onde foi instalado um alto-falante Markaudio Alpair-10 Gold 6" Full Range Gen 2, que possui 35 Watts RMS de potência, podendo atuar entre 40Hz a 23kHz conforme o fabricante. No [Apêndice B.7](#) é possível ver as dimensões geométricas e notar que o fundo da caixa é levemente inclinada, para de evitar a formação de ondas estacionárias.



Figura 33 – Caixa Acústica usada para montagem da fonte sonora. Fonte: [Silva e Nunes \(2013\)](#)

Para fazer a união da caixa acústica aos dutos foi construída uma conexão em formato de tampa, funcionando como um guia que conduz o som emitido pelo alto-falante para o duto de forma contínua e gradual. Sua confecção foi a partir da união de dois painéis de MDF de 12mm de espessura cada um, com uma conexão de PVC ao centro que possui o intuito de fixar os dutos de propagação como ilustrado pela [Figura 34](#) e mais detalhado no [Apêndice B](#).



Figura 34 – Tampa da caixa acústica.

Os dutos que foram usados na construção da bancada, são canos de PVC comumente usados em tubulações de esgoto, mas com o intuito de simular os dutos de escape veicular.

Para realizar a alocação dos microfones nos dutos de forma segura, foram utilizadas uniões de engate rápido fabricadas em nylon, com diâmetro de 8mm, conforme mostra a [Figura 35-A](#) e acoplados aos dutos com o uso de cola epóxi. Esse procedimento é feito para todos os dutos de entrada e saída em todas as configurações, de acordo com a [Figura 35-B](#).



(A)



(B)

Figura 35 – (A) União de engate rápido pneumática. Fonte: (Veter Parts, 2022).
(B) Duto com o engate fixado.

A ideia é confeccionar um único silenciador que seja adaptável para mudar apenas a geometria interna, de tal forma que possa ser desmontado e manuseado facilmente. Com relação à montagem do filtro acústico na bancada, a união entre os dutos de medição e o silenciador, foram feitas através da adaptação de CAPs de PVC de ambos os diâmetros dos dutos sendo 75mm e 150mm, cortados de tal forma que pudessem ser unidos e colados posteriormente com cola epóxi como ilustrado pela Figura 36-B, formando então uma espécie de redução concêntrica que tem a função de conectar os dutos de propagação ao silenciador a ser testado.



(A)



(B)

Figura 36 – (A) Filtro Acústico. (B) Conexão da câmara.

Para desenvolvimento do Método de Duas Cargas é necessário utilizar dois tipos de terminações diferentes no duto de modo a obter duas condições de impedância diferentes. Para isso a norma ASTM E2611 (2017) determina que a medição seja feita com duas terminações acústicas diferentes, sendo assim foram usadas duas espumas simultaneamente,

um do tipo casca de ovo e outra plana, de acordo com a [Figura 37-A](#). Para que a outra terminação fosse fechada, foi usado um CAP de PVC com o mesmo diâmetro do duto de medição, ou seja, 75mm demonstrada na [Figura 37-B](#).

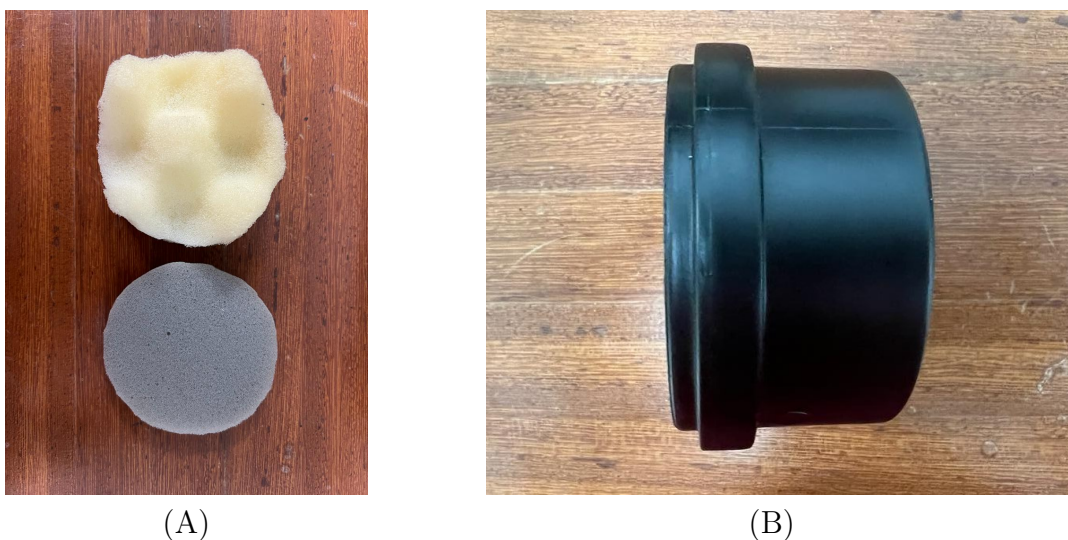


Figura 37 – Terminações usadas no Método de Duas Cargas. (A) Espumas acústicas plana e casca de ovo. (B) CAP de PVC de 75mm de diâmetro.

Com isso, o processo de dimensionamento e montagem da bancada experimental é finalizado, dando início a fase de caracterização e aferição da mesma, bem como os equipamentos eletrônicos de geração e captação do ruído, descritos pela ASTM E2611 (2017) em conjunto com o *software* VA-Lab que auxilia na aplicação da norma e obtenção dos resultados experimentais obtidos.

4.2 Caracterização da Bancada Experimental

Para proceder o experimento é necessário fazer com que a fonte sonora emita o ruído de teste para obter os resultados posteriormente. O Método de Duas Cargas requer a utilização de certos componentes eletrônicos para geração do ruído e também equipamentos eletrônicos responsáveis pela captação dos níveis de pressão sonora causados pela propagação do ruído no interior dos dutos. Portanto, de acordo com a norma ASTM E2611 (2017) podemos definir a listagem dos equipamentos eletrônicos necessários para a análise e processamento de dados até a obtenção da TL na [Tabela 1](#).

Tabela 1 – Equipamentos eletrônicos utilizados para determinação da TL em bancada experimental

Item	Descrição
1	Alto-falante Markaudio Alpair-10 Gold 6" Full Range Gen 2, 35 Watts RMS
2	Caixa acústica em MDF 12mm, para alto-falante
3	Quatro microfones de 1/4", modelo MPA416, BSWA Tech
4	Calibrador de microfones, modelo CA115, 114dB a 1000Hz, BSWA Tech
5	Placa de aquisição de dados de 4 canais, modelo MC3242, BSWA Tech
6	Computador com <i>software</i> de medição VA-Lab, BSWA Tech
7	Computador com <i>software</i> MATLAB®
8	Gerador de Ruído Branco
9	Amplificador de potência
10	Filtro Passa-baixa

Estes componentes eletrônicos são ligados de forma correspondente com a ASTM E2611 (2017) e apresentada na Figura 38 que representa graficamente como os elementos constituintes da bancada experimental são conectados entre si.

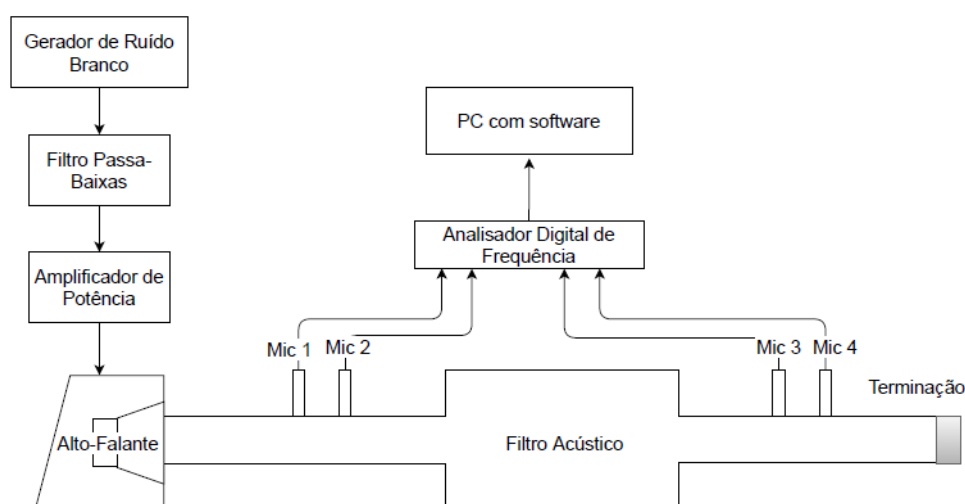


Figura 38 – Esquema experimental da bancada com os equipamentos eletrônicos. Fonte: Borges (2020).

Os equipamentos citados na Tabela 1 e representados na Figura 38 funcionam de tal forma que o gerador de ruído branco emite um sinal para o filtro passa-baixa, que na sequência é transmitido ao amplificador de potência, assim o sinal é amplificado e transmitido pelo alto-falante, que por sua vez envia o ruído gerado para o interior dos dutos de medição da bancada, simulando a faixa de frequência do ruído de combustão. Os quatro microfones inseridos aos dutos passam por uma calibração antes de sua alocação, para calibração e correção da amplitude e fase. A função dos microfones é de medir o nível de pressão sonora antes e depois do elemento de teste.

Todos os dados de pressão sonora obtidos pelos microfones são captados pela placa de aquisição, que envia ao *software VA-Lab*, para fazer o processamento do sinal e obter os valores das curvas de TL do experimento, e levadas ao ambiente MATLAB® para plotagem dos gráficos. O procedimento descrito refere-se ao gráfico da [Figura 38](#) alterando apenas a configuração interna dos filtros.

A geometria interna dos filtros acústicos propostos no estudo possuem algumas variações, sendo modelos de silenciadores com dutos estendidos e posteriormente perfurados. De acordo com a [Figura 39](#) a ideia é confeccionar um único silenciador para que ele seja adaptável internamente para mudar apenas a geometria interna.

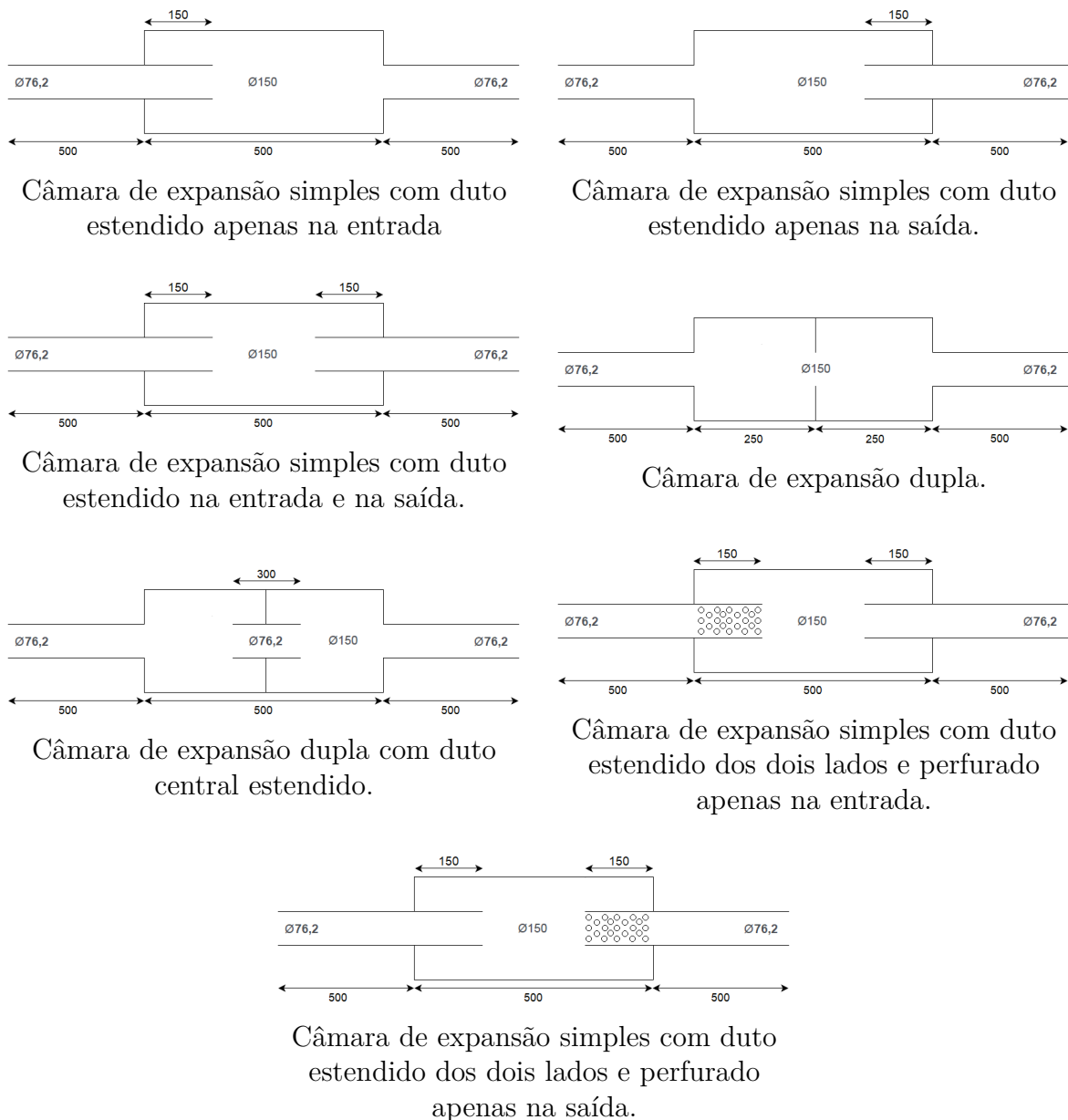


Figura 39 – Modelos de silenciadores propostos - Dimensões em milímetros [mm]

4.2.1 Geração do sinal acústico

O ruído de teste é emitido pelo alto-falante que está acoplado na caixa acústica simulando um ruído veicular, que por sua vez é gerado através da conexão de outros equipamentos eletrônicos. O início da geração de ruído começa no gerador de sinais que está configurado para gerar um ruído branco, sendo este um tipo de sinal formado por diversos componentes de amplitude aleatória em todas as frequências até um certo limite (aproximadamente 25MHz). (ALMEIDA; NUNES; LOPES, 2013).

O gerador de ruído branco apresentado na Figura 40 foi desenvolvido baseado nas propriedades dos materiais semicondutores utilizados na construção de dispositivos eletrônicos como diodos e transistores proporcionando a geração de um ruído de natureza quântica, que possui características de um ruído branco ao ter um diodo ou transistor polarizado de forma reversa. (TOSCANO, 2006).



Figura 40 – Gerador de Ruído Brando do LabNVH-UnB-FGA

O ruído produzido pelo gerador de sinais possui uma frequência limite superior altíssima, ultrapassando os limites de frequência dos outros equipamentos eletrônicos utilizados. Por este fato se faz necessário que o ruído passe por um filtro passa-baixa, que tem o objetivo de atenuar a amplitude de certa faixa de frequência deste ruído branco que prejudica o funcionamento do sistema, superando os limites de frequência dos outros equipamentos eletrônicos utilizados (amplificador de potência, alto-falante, microfones e placa de aquisição). (ALMEIDA; NUNES; LOPES, 2013).

Sendo assim, utilizar um filtro passa-baixa (Figura 41) se torna indispensável para garantir uma melhor aquisição de dados evitando qualquer efeito ou interferência da interação entre os equipamentos eletrônicos, filtrando as frequências acima de 8533Hz, que é a frequência de amostragem da placa de aquisição de dados, possibilitando o controle do

sensoriamento da pressão sonora e para conversão analógico/digital dos sinais de interesse evitando a existência de *aliasing* no processo de obtenção dos resultados. (ALMEIDA; NUNES; LOPES, 2013).



Figura 41 – Filtro Passa-Baixa do LabNVH-UnB-FGA

Após a filtragem do sinal no filtro passa-baixa o mesmo é entregue ao amplificador de potência (Figura 42) que trabalha como um *buffer* de tensão possuindo ganho unitário, condicionando o sinal de entrada (corrigindo a amplitude do sinal de ruído branco, refletindo no volume do som que será emitido pelo auto-falante). A utilização do modelo de amplificador usado é o TDA2030 devido às suas características elétricas como, por exemplo, capacidade de fornecimento de potência de até 18W, baixa distorção harmônica e *cross-over* (ALMEIDA; NUNES; LOPES, 2013).



Figura 42 – Amplificador de Potência do LabNVH-UnB-FGA

Por fim, após o processo de geração de ruído, o mesmo é entregue diretamente aos alto-falantes, que é responsável por reproduzir o ruído gerado diretamente aos dutos para que haja a captação e medição. O modelo do alto-falante Markaudio Alpair-10 Gold 6" Full Range Gen 2, que possui 35 Watts RMS de potência, podendo atuar entre 40Hz a 23kHz de acordo com o fabricante é ilustrado na [Figura 43](#).



Figura 43 – Auto-falante usado na fonte sonora da bancada experimental. Fonte: ([Sound Imports, 2022](#))

4.2.2 Aquisição do sinal acústico

Um dos principais componentes de captação do ruído gerado são os microfones, que possui o objetivo de aferir os níveis de pressão sonora, causados pela propagação do ruído no interior dos dutos. São estes microfones que fazem a medição do ruído branco produzido e entregue ao alto falante da fonte sonora, tendo que ser medidos em quatro pontos distintos, de acordo com a norma ASTM E2611 ([2017](#)).

Os quatro microfones que são necessários para medir o ruído branco são da marca *BSWA Technology* do tipo campo livre com de 1/4" polegada, apresentados na [Figura 44](#). Os microfones são embutidos diretamente aos dutos através de engates rápidos apropriados para os microfones em questão, como apresentado na [subseção 4.1.1](#) [Figura 35-B](#).



Figura 44 – Microfones utilizados na aquisição de ruído da bancada experimental.

Para fazer a leitura dos níveis de pressão sonora obtidos nos microfones é necessário o uso de um analisador digital de frequência, mostrada na [Figura 45](#). Dentro da analisador digital de frequência modelo MC3242 da *National Instruments* possui uma placa de aquisição modelo NI-9234 de 4 canais e 5V. Cada canal desta placa possui conexões do tipo BNC por onde os microfones são conectados para leitura dos dados. A placa de aquisição oferece uma frequência de amostragem de 8533 Hz já predefinidas pelo fabricante com o intuito de garantir a frequência de Nyquist, que é definida como a relação entre a taxa de amostragem e a frequência do sinal medido.



Figura 45 – Analisador de frequência digital de quatro canais utilizado na bancada experimental.

Acoplada internamente na placa de aquisição [Figura 45](#), temos o chassi cDaQ-9171 que é o responsável por fazer a ligação da placa de aquisição com o computador através do *software* VA-Lab. A conexão é feita diretamente na placa de aquisição NI-9234 por conexão *plug-and-play* e entre a interface e o computador a conexão é feita via USB. Além de fazer a interação entre o computador e a placa de aquisição o chassi cDaQ-9171 também tem o objetivo de controlar a temporização, sincronização e transferência de dados no momento da aquisição. O tempo de aquisição de dados durante todas as etapas do experimento foi de 45 segundos.

Para processamento do sinal foi utilizado o *software* VA-Lab, que acompanha a placa de aquisição. O VA-Lab é a interface responsável pelo gerenciamento de todos os dados obtidos pela placa de aquisição. É através dele que o experimento é conduzido de acordo com as normas da ASTM E2611 (2017), onde o *software* já possui as configurações e diretrizes da norma para aplicação do experimento.

Quando os equipamentos de geração de ruído são ligados a propagação sonora causa diferentes pontos de pressão no interior dos dutos, sendo assim necessário medir os níveis de pressão sonora em 4 posições previamente definidos e calculados de acordo com a norma. A partir daí os equipamentos fazem a aquisição de dados através dos microfones que mede a da pressão sonora, possibilitando que a placa de aquisição transmita ao computador as informações por meio do chassi.

Com o uso de um computador de 6GB de RAM, processador Intel Core 2 Duo 2,93 GHz e com o software VA-Lab instalado para gerenciamento dos dados, é possível fazer o cálculo e determinação da TL através de arquivos de texto (.txt) gerados pelo próprio VA-Lab. Para plotagem e comparação dos dados obtidos nos experimentos foi utilizado o *software* MATLAB® importando os arquivos de texto (.txt) para geração dos gráficos.

4.3 Calibração e correções nos sensores acústicos

Logo depois do dimensionamento e montagem da bancada, é necessário realizar alguns procedimentos relacionados à calibração e aferição da bancada experimental com o objetivo de alcançar uma precisão maior nas medições. Portanto, a norma ASTM E2611 (2017) indica que deve ser necessário obter a medição de ruído de fundo e realizar a calibração dos microfones e realizar a correção de amplitude e fase entre cada um dos microfones. Nas subseções a seguir será apresentado todos estes procedimentos.

4.3.1 Calibração dos Microfones

Antes de realizar as medições deve ser realizado o procedimento de a calibração dos microfones, sendo uma das praticas mais comuns em experimentos de acústica e vibrações para auxiliar no correto funcionamento do microfone. Com o auxilio de um calibrador modelo CA115 da *BSWA Tech* apresentado na [Figura 46](#), foi possível realizar a calibração de cada um dos microfones, através do software VA-Lab que corrige os níveis de sensibilidade de cada microfone de acordo com o sinal emitido. O calibrador CA115 é capaz de emitir um tom puro, que possui um nível de pressão sonora de 114dB na frequência de 1000Hz.



Figura 46 – Calibração dos Microfones

O procedimento de calibragem é conduzido com auxílio do software VA-Lab, pois em sua interface é possível selecionar um canal por vez para realizar a calibração e inserir os parâmetros do calibrador, como a amplitude do sinal e frequência de atuação. Cada microfone possui uma sensibilidade estimada de fábrica no manual, ao configurar a interface e inserir o valor da sensibilidade, o software VA-Lab faz a calibração do microfone ajustando justamente a sensibilidade, que é dada em mv/Pa.

4.3.2 Medição do Ruído de Fundo - *Signal-to-Noise Ratio*

É de extrema importância saber quais os ruídos do ambiente tais como ruídos de fundo gerados pelos equipamentos de teste ou até mesmo externamente a estes interferindo na medição, essa etapa contribui para a precisão de medição feita pelos microfones anteriormente calibrados. A norma E2611 ASTM (2017) recomenda que o sinal do ruído gerado pela fonte sonora no momento do experimento, deve ultrapassar o ruído de fundo em no mínimo 10 dB para poder atingir uma maior precisão dos resultados captados pelos microfones.

A relação entre o ruído gerado pela fonte e o ruído externo é denominado de relação sinal-ruído (*Signal-to-Noise Ratio - SNR*). Para aferição do ruído de fundo é necessário fazer a medição com os microfones e o objeto de teste posicionados e com a fonte sonora desligada, essa medição irá captar o ruído de fundo.

Na sequência é realizada outra medição só que dessa vez com a fonte sonora ligada emitindo o ruído de teste, assim o *software* VA-Lab faz o cálculo e a obtenção direta do SNR em bandas de frequência de 1/3 de oitava, que pode ser observada na Figura 47 e 48.

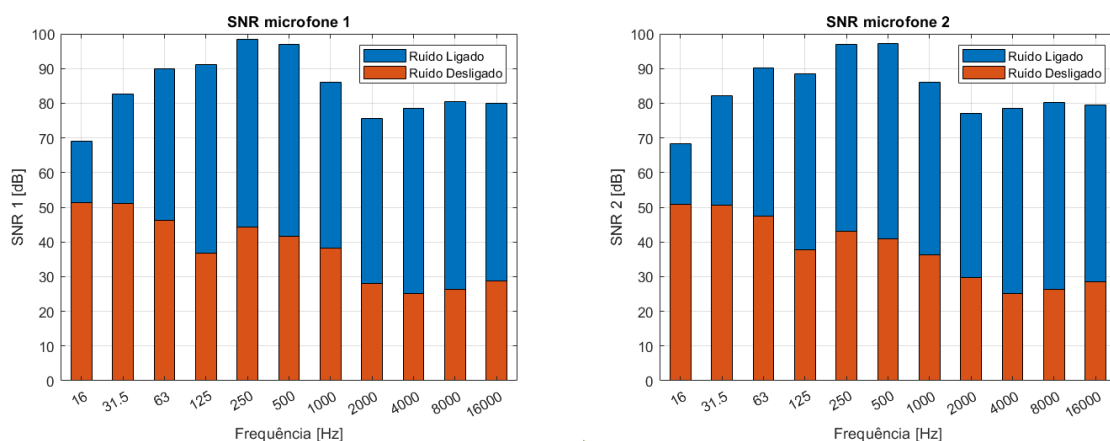


Figura 47 – Relação Sinal-Ruído entre os microfones 1 e 2 da bancada experimental

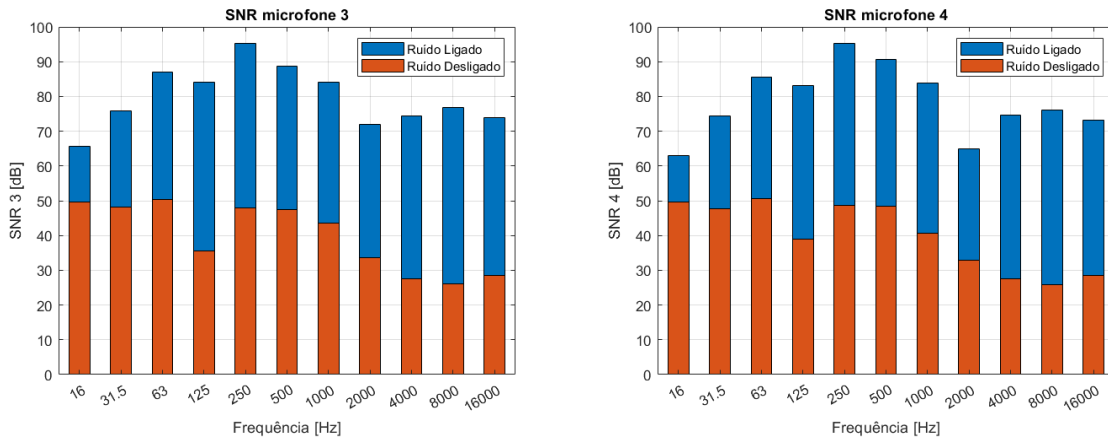


Figura 48 – Relação Sinal-Ruído entre os microfones 3 e 4 da bancada experimental

Os resultados obtidos mostram que a menor relação está aproximadamente em 13dB, no microfone 4 em baixa frequência, validando os critérios da relação sinal-ruído que ultrapassaram os 10dB determinados pela norma ASTM E2611 (2017), podendo chegar em até 50dB em altas frequências. Isso mostra que o ruído de fundo não pode prejudicar os resultados obtidos pela bancada experimental. A seguir será apresentado os procedimentos de correções de amplitude e fase entre os microfones.

4.3.3 Correção de Amplitude e Fase entre os microfones

Para fazer a medição da TL através do método de duas cargas é necessário seguir uma série de passos para se obter valores confiáveis dentro da faixa de medição dimensionada e demonstrada na seção 4.1. Como as funções de transferência obtidas pelos microfones são de proporção complexa, as mesmas podem apresentar uma certa incompatibilidade de amplitude e de fase. Para contornar esse tipo de problema e se obter equações de transferência congruentes com o sistema modelado, a norma ASTM E2611 (2017) sugere que sejam calculadas as funções de transferência de forma a correlacionar os microfones, ou seja, alternar a posição entre os microfones.

De acordo com a configuração original, mede-se o sinal emitido pela fonte sonora de acordo com a Equação 4.4 onde se obtém a função de transferência para o microfone de referencia (*ref*) na posição 1 e (*n*) os demais microfones, chegando a função de transferência conforme Equação 4.4.

$$H(f)_{2,1}^I = |H(f)^I| e^{j\varphi^I} = H(f)_r^I + jH(f)_r^I \quad (4.4)$$

Onde o termo $H(f)^I$ é a função de transferência do primeiro microfone na primeira posição, e o φ é a fase complexa em radianos, e o j equivale a $\sqrt{-1}$ de acordo com a norma ASTM E2611 (2017). Para que se apresente uma melhor precisão na medição feita

é necessário permutar e mudar de local os microfones, intercambiando o microfone 1 com 2 e o 3 com o microfone 4 e este processo é feito apenas para calibração dos microfones. Assim temos que a configuração intercambiada deve se medir novamente o ruído emitido para se obter a pressão sonora e chegar a seguinte função de transferência complexa, conforme a [Equação 4.5](#).

$$H(f)_{2,1}^{II} = |H(f)^{II}| e^{j\varphi^{II}} = H(f)_r^{II} + jH(f)_r^{II} \quad (4.5)$$

Na medição inicial o microfone 1 é a referência, então a função de transferência que correlaciona com o primeiro microfone ($H(f)^c$) é obtida conforme a [Equação 4.6](#) definida pela ASTM E2611 (2017).

$$H(f)_{2,1}^c = \sqrt{H(f)^I \cdot H(f)^{II}} = |H(f)^c| e^{j\varphi^c} \quad (4.6)$$

Sendo assim, a função de transferência medida pelos microfones que respeita a propagação de onda referente ao ruído branco emitido pela fonte sonora, corresponde a [Equação 4.7](#), respeitando os parâmetros de medição.

$$H(f) = \frac{H(f)_{medido}}{H(f)^c} \quad (4.7)$$

A permuta de microfones é feita para calibração da amplitude e fase entre os microfones e reduzindo essa incompatibilidade, proporcionando uma maior precisão dos valores medidos. Durante este processo de calibração é necessário que tenha uma terminação com material de absorção, para diminuir o efeito de reflexão sonora e obter a função de transferência entre os microfones com maior precisão. Como o método de duas cargas determina o uso de 4 microfones, foi usado o microfone 1 como referência para realização da permuta entre eles.

As funções de transferência para correção de amplitude e fase foram utilizadas em todos os resultados obtidos, para cada configuração de silenciador essa correção deve ser realizada com o intuito de calibrar os canais e corrigir qualquer incompatibilidade existente, assim podemos adquirir uma maior precisão nos dados e garantir que os resultados obtidos estão em concordância e a bancada foi montada de maneira correta de acordo com a norma.

Durante a medição entre o microfone de referencia e os demais, aqueles que não estão sendo usados na medição devem ter seus canais obstruídos. Ao final desta etapa, a bancada está devidamente pronta para fazer a determinação da TL, sendo que para cada modelo de silenciador é necessário que seja feita a aferição 3 vezes com o intuito de se obter um valor médio para TL. Os resultados obtidos serão detalhados e explicados no [Capítulo 5](#).

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Através da TL dos modelos clássicos câmara de expansão simples e câmara de expansão com duto central é possível prever o comportamento acústico do filtro acústico, pois os modelos propostos neste trabalho são apenas uma variação destes modelos clássicos. A validação e análise do comportamento acústico dos modelos de filtros apresentados se dá através dessas curvas de TL obtidas dos modelos clássicos pois as variações internas consideradas causam uma influência na perda de transmissão junto com as descontinuidades geométricas e esses serão os parâmetros analisados neste capítulo para avaliar a performance acústica destes modelos

5.1 Análise dos silenciadores sem perfurações

5.1.1 Câmara de Expansão Simples

A realização da modelagem analítica para obtenção da TL parte do Método da Matriz de Transferência (MMT), que é um método analítico que consegue expressar cada particularidade causada pela complexidade geométrica existentes em filtros acústicos. Partindo do modelo clássico câmara de expansão simples comumente usados em sistemas de exaustão, ao determinar-se a TL deste modelo, é feito um comparativo de quais os efeitos causados na TL por conta dos dutos estendidos e perfurados determinados experimentalmente.

Este modelo consiste em dutos de entrada e saída de mesmo diâmetro e comprimento, e a câmara principal ao centro de acordo com a [Figura 49](#). A dimensão determinada foi baseada na geometria comercial geralmente usada em aplicações veiculares, com dutos de entrada e saída com 75 mm e o diâmetro do silenciador de 150 mm, pois os silenciadores veiculares precisam ser compactos e eficientes para ocupar o tamanho ideal no veículo e também causando a atenuação ideal no ruído do motor. (POTENTE, 2005).

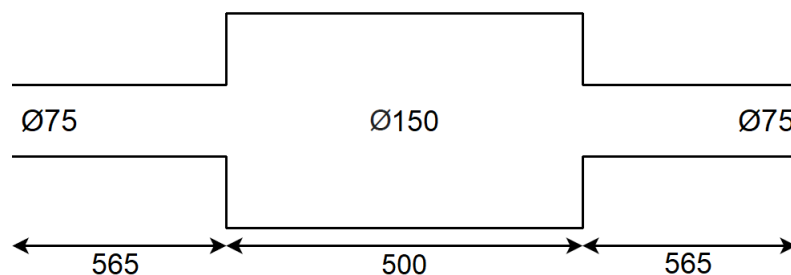


Figura 49 – Câmara de Expansão Simples - Dimensões em [mm]

O filtro acústico câmara de expansão simples é considerado um modelo clássico pelo fato de seu equacionamento através do MMT ser bastante difundida na literatura. A TL desse tipo de modelo é descrita pela [Equação 5.1](#) derivada do método da matriz de transferência aplicada apenas para ondas sonoras planas e considerando a velocidade de escoamento nulo. (VÉR; BERANEK, 2005).

$$TL = 10 \log_{10} \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2(kL) \right] \quad (5.1)$$

Onde, $m = \frac{S_2}{S_1}$ é a razão entre as áreas da sessão transversal, sendo (S_2) a área da câmara e (S_1) a área dos dutos de entrada e saída (m^2), L o comprimento da câmara principal e $k = \frac{2\pi}{\lambda}$ é o número de onda. Ao observarmos a [Equação 5.1](#) podemos ver que o gráfico da TL se comporta de forma senoidal e quando o $\sin(kL) = 0$ temos a amplitude da TL nula e naquela frequência não há atenuação sonora, e em sua amplitude máxima indica a frequência onde se tem a maior atenuação.

Para comparar o comportamento analítico com o experimental, após a finalização das etapas de construção e aferição da bancada é feita a comparação e validação das curvas obtidas de maneira experimental, apresentada na [Figura 50](#).

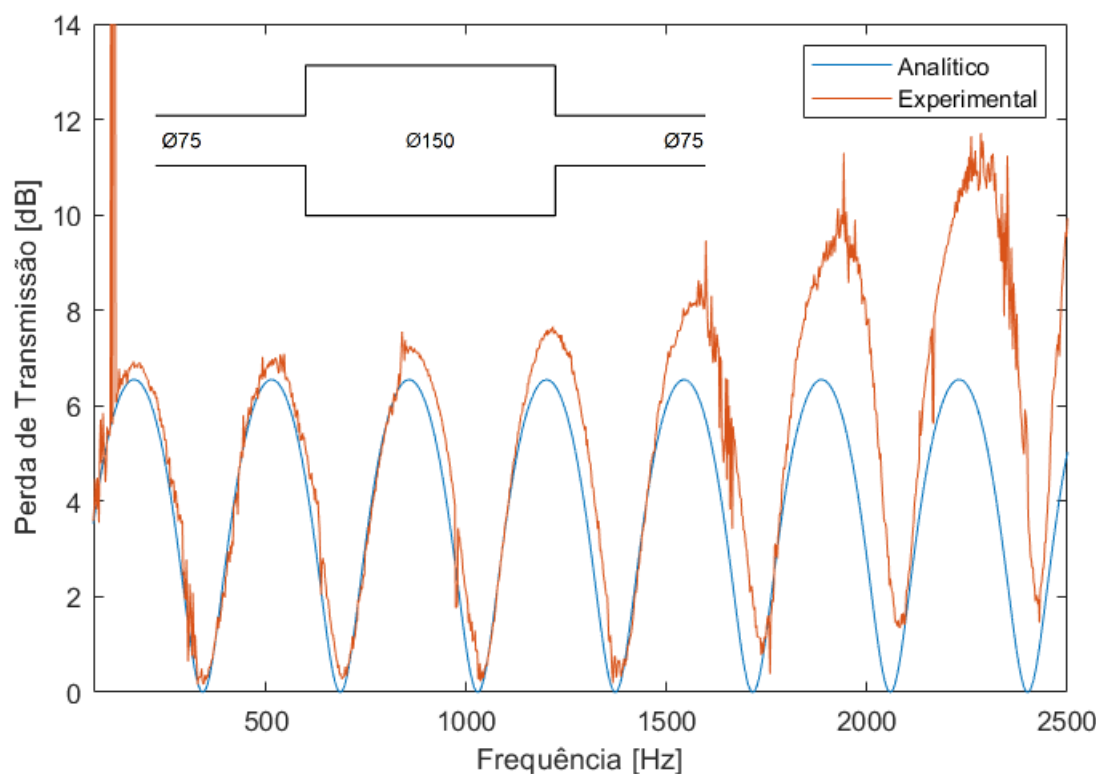


Figura 50 – Comparação entre as curvas de TL analítica e experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples.

Ao analisar a [Figura 50](#) onde representa a curva de TL obtida do modelo câmara de expansão dupla é possível perceber que o modelo em questão proporciona uma atenuação de no máximo 6dB. Porém as frequências de interesse são os picos de combustão que ocorrem em média rotação do motor. Na frequência de 105Hz o ruído pode ser atenuado em 5dB e na frequência de 1800 Hz pode ser atenuado em até 5dB.

A faixa de frequência de análise não coincide com os picos de atenuação da TL, ou seja, nessas frequências o modelo não está trazendo a sua atenuação máxima. Visto também que a atenuação é baixa, podemos observar a necessidade de se ampliar a perda de transmissão alterando as configurações internas e a complexidade geométrica com o intuito de se obter uma TL mais adequada e atenuante para as frequências desejadas.

5.1.2 Câmara de Expansão Simples com Duto Estendido na Entrada

Como foi evidenciado na seção anterior o modelo câmara de expansão simples possui um desempenho acústico fraco, havendo necessidade de alteração das cavidades internas para conseguir uma maior amplitude de atenuação e uma melhora significativa no desempenho acústico dos filtros propostos. As câmaras de expansão com entrada/saída estendida exibem um desempenho de atenuação acústica como uma combinação de uma câmara de expansão simples e os picos ressonantes de um ressonador de Helmholtz. (SELAMET; JI, 1998).

Sendo assim, uma alteração geométrica definida é aplicar a extensão de dutos no interior da câmara simples, proporcionando novos modelos de câmara de expansão simples com dutos estendidos. Primeiramente, antes de chegar ao comportamento experimental deste modelo é necessário entender o seu comportamento analítico para posterior validação da bancada experimental.

De acordo com [Selamet e Ji \(1998\)](#) em seu estudo foi feito o desempenho acústico de silenciadores com dutos estendidos na entrada e na saída, usando uma equação unidimensional que despreza os efeitos de escoamento de gases e velocidade da partícula, assim é avaliado apenas as influencias geométricas dos modelos, respeitando a configuração da [Figura 51](#).

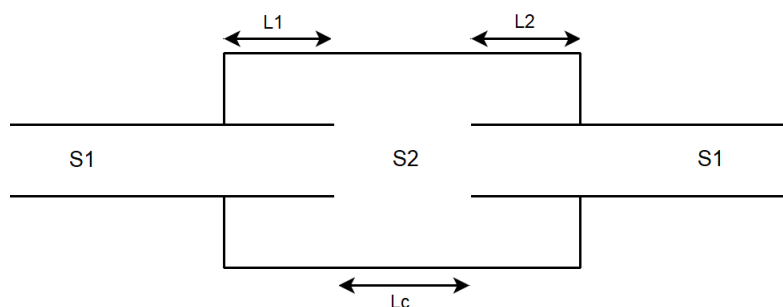


Figura 51 – Câmara de Expansão Simples com Dutos Estendidos.

Através da [Equação 5.2](#) podemos calcular o comportamento analítico de qualquer modelo com dutos estendidos no interior da câmara simples, seja apenas na entrada, apenas na saída ou em ambos os lados. Porém como todas as equações unidimensionais de determinação da TL, essa também só proporciona valores confiáveis até a frequência de corte do elemento de teste (silenciador), excluindo o efeito de modos de ordem superior. (SELAMET; JI, 1998).

$$TL = 20 \log_{10} \left(\frac{1}{4m} \left| \frac{[(m+1) + j(m-1) \tan(kl_1)][(m+1) + j(m-1) \tan(kl_2)]}{e^{jkl_c} - (m-1)^2 [1 - j \tan(kl_1)][1 - j \tan(kl_2)] e^{-jkl_c}} \right| \right) \quad (5.2)$$

Sendo S_1 a área da sessão transversal dos dutos de entrada e saída e S_2 a área da sessão transversal do silenciador, onde $m = \frac{S_2}{S_1}$, k é o número de onda e j corresponde a $\sqrt{-1}$, respeitando a configuração da [Figura 52](#).

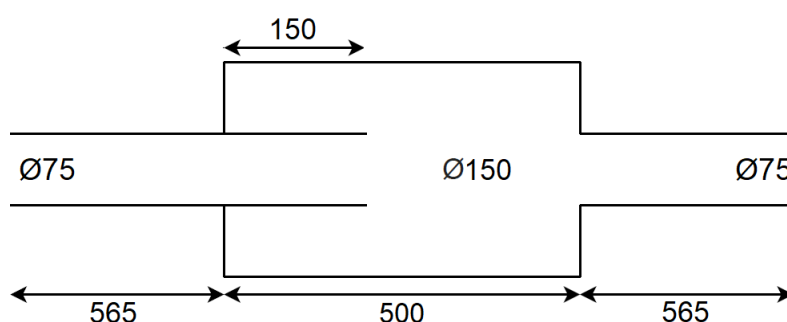


Figura 52 – Câmara de Expansão Simples com Duto Estendido na Entrada - Dimensões em [mm]

Atribuindo medidas para a geometria, mostrada na [Figura 52](#), temos a modelagem analítica para um silenciador veicular do tipo câmara simples com duto estendido apenas na entrada, logo $l_2 = 0$. Na [Figura 53](#) é apresentado o comportamento analítico e também o experimental para comparação e validação tanto do cálculo analítico quanto da bancada experimental, para este modelo de silenciador.

A ideia é comparar e analisar como as alterações geométricas influenciam no comportamento da TL do modelo clássico câmara de expansão simples. Sendo assim será comparado o resultado de um modelo com o outro. Portanto, não há variações do comprimento interno do duto estendido, ambos os modelos tem um duto estendido internamente de 150mm, seja na entrada, na saída ou em ambos os lados, esse comprimento não se altera, permitindo assim avaliar apenas o comportamento da TL atrelado ao modelo em si e suas variações e não ao comprimento da cavidade de apoio (duto estendido).

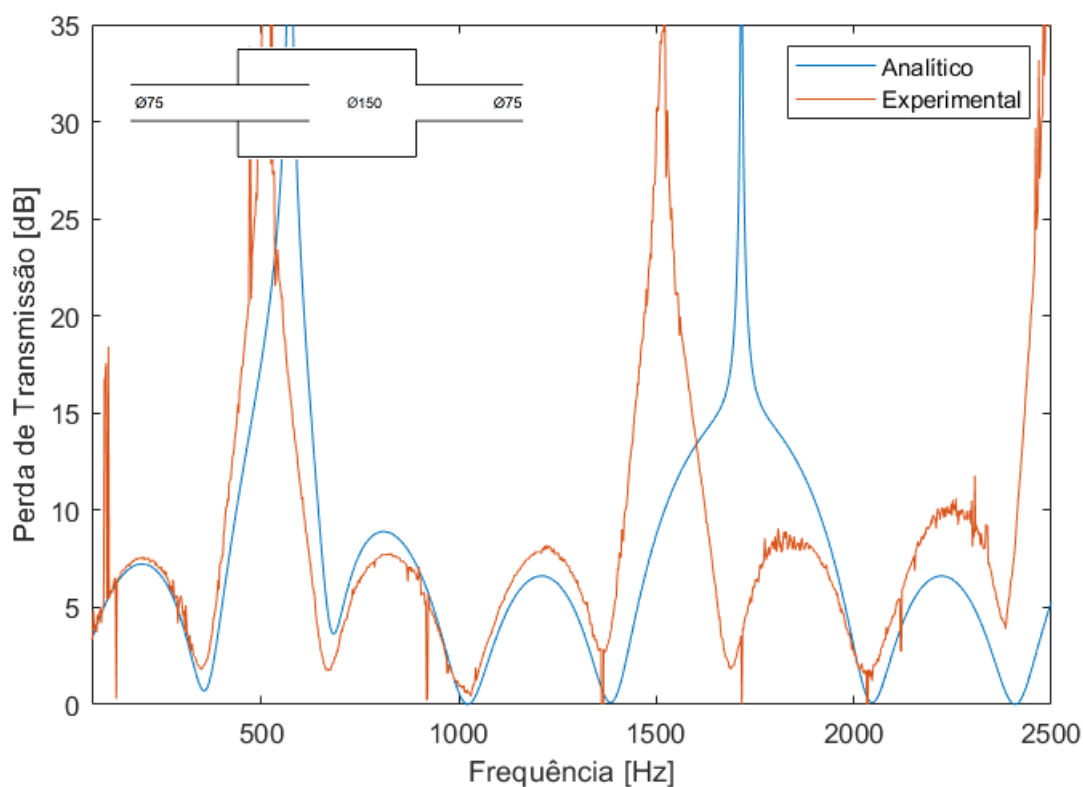


Figura 53 – Comparação entre as curvas de TL analítica e experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples com Duto Estendido na Entrada.

Analisando a comparação apresentada na [Figura 53](#) é possível notar que o comportamento entre a curva analítica e experimental está coerente e semelhante, validando o cálculo e a bancada para este modelos. De acordo com [Selamet e Ji \(1998\)](#) ao adicionar dutos estendidos no interior de uma câmara simples, o mesmo proporciona uma amplificação da TL em certas frequências, sendo essas próximas da frequência de ressonância do elemento de teste, no caso o silenciador.

O modelo câmara de expansão simples com dutos estendidos mostrado na [Figura 53](#) causa uma atenuação de 5dB na frequência de 105Hz correspondente ao pico de combustão em baixa frequência e uma atenuação de 14dB em 1800Hz para o pico de combustão em alta frequência. Neste modelo, foi vista uma melhora significativa apenas em altas frequências, ou seja, adicionar um duto estendido na entrada aumenta a TL em frequências próximas da ressonância, mas não aumenta a TL nas demais regiões.

Fora da zona de amplificação máxima da TL onde estão os maiores picos, podemos observar que o comportamento é semelhante ao da câmara simples, oscilando de forma senoidal com mesma amplitude. Sendo assim, foi vista a necessidade de comparar este modelo com o câmara simples apresentado na [subseção 5.1.1](#) exposto na [Figura 54](#).

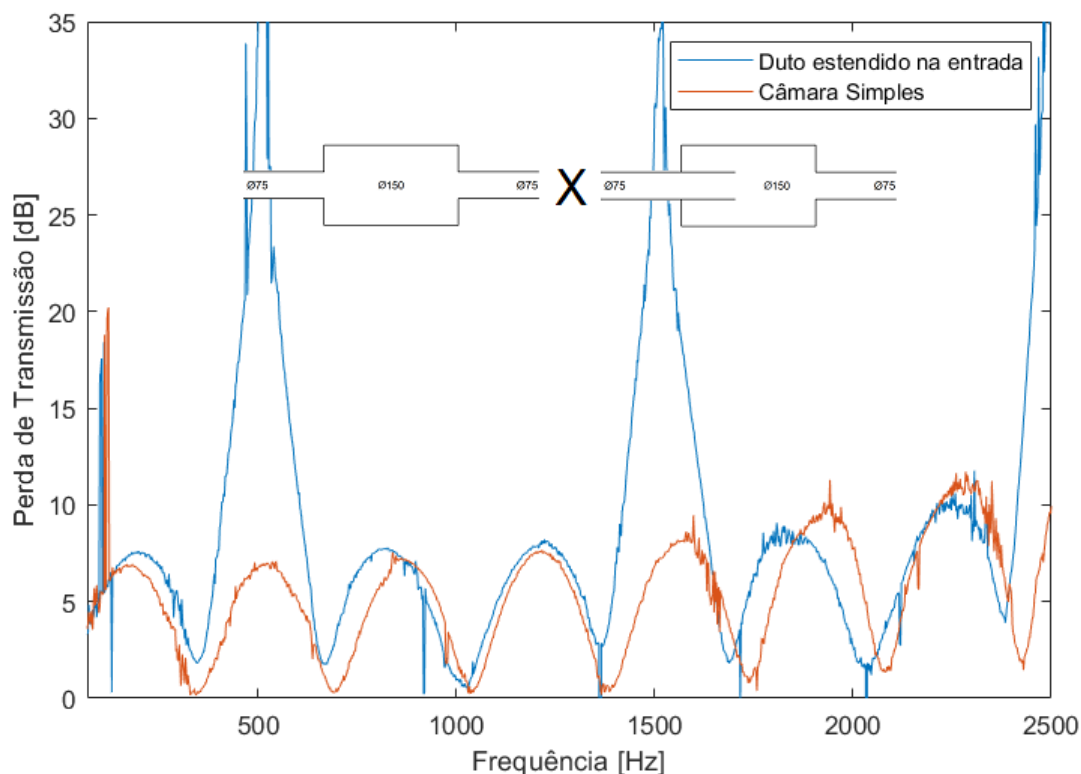


Figura 54 – Comparação entre as curvas de TL experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples e do Câmara Simples com duto Estendido na Entrada.

Analisando essa comparação entre os modelos apresentada na [Figura 54](#) é identificado que o comportamento dos modelos é semelhante causando quase a mesma atenuação em grande parte da TL, diferenciando-se apenas nas frequências de ressonância do silenciador, onde o modelo com duto estendido tem um grande aumento na amplitude da TL chegando acima de 35dB nas frequências de 571Hz e 1715Hz, proporcionando a atenuação máxima deste modelo.

Infelizmente essas frequências não coincidem com os picos de combustão que foram identificados em 105Hz e 1800Hz. Então espera-se que com os outros modelos e variações possa ser possível chegar em um modelo no qual sua atenuação máxima seja nas frequências de interesse.

5.1.3 Câmara de Expansão Simples com Duto Estendido na Saída

A teoria que rege o comportamento da TL do modelo câmara de expansão simples com qualquer tipo de duto estendido internamente, foi apresentada na [subseção 5.1.2](#). Logo, para realizar o calculo analítico de cada um dos modelos posteriores será usando a [Equação 5.2](#).

Levando em consideração a configuração do silenciador apresentado na [Figura 55](#) onde temos um duto estendido agora na saída, de mesmo comprimento do anterior usado na entrada de 150mm e respeitando a geometria externa do silenciador.

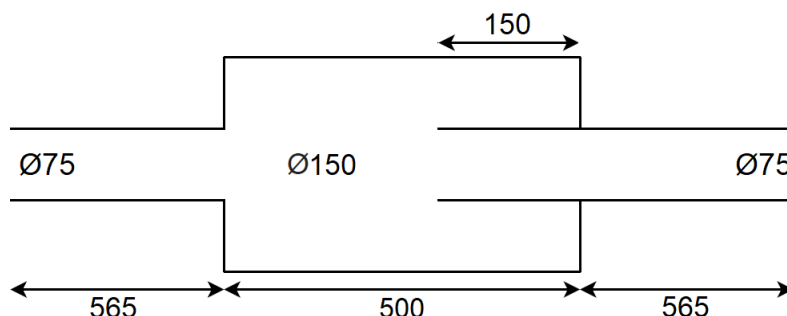


Figura 55 – Câmara de Expansão Simples com Duto Estendido na Entrada - Dimensões em [mm]

Por ser um silenciador com duto estendido apenas na saída, temos que o valor de $l_1 = 0$ na [Equação 5.2](#), proporcionando o cálculo analítico do modelo em questão. Na [Figura 56](#) é apresentada a TL do modelo câmara de expansão simples com duto estendido na saída de forma analítica e experimental.

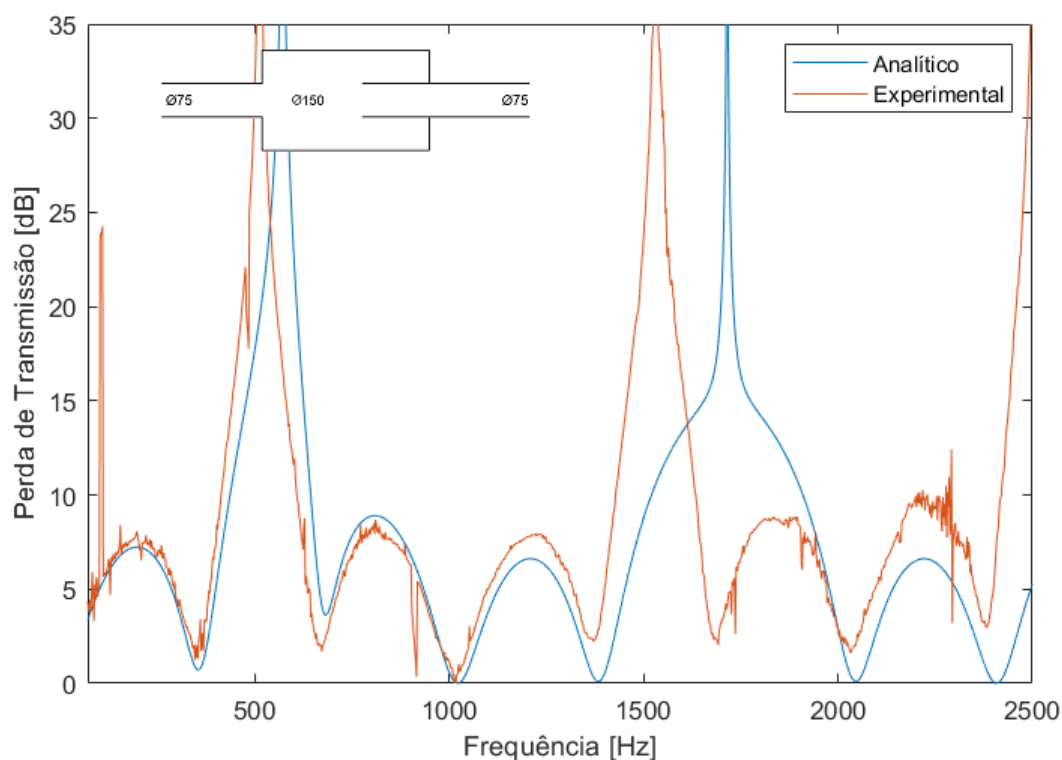


Figura 56 – Comparação entre as curvas de TL analítica e experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples com duto Estendido na Saída.

Ao analisar a [Figura 56](#) é possível identificar que ambas as curvas, seja a analítica ou a experimental, se comporta de forma semelhante com a TL do modelo de duto estendido na entrada, mostrada na [Figura 53](#). Isso evidencia que independentemente de onde o duto estendido esteja na entrada ou na saída, desde que tenha o mesmo comprimento, o comportamento será o mesmo.

Essas semelhanças no comportamento da TL nos dois modelos mostra que caso mantenha-se o comprimento da extensão, a posição de onde o duto está estendido não exerce nenhuma influencia significativa nas curvas de TL. Logo, este modelo também proporciona o mesmo desempenho acústico do modelo com duto estendido na entrada, 5dB na frequência de 105Hz correspondente ao pico de combustão em baixa frequência e uma atenuação de 14dB em 1800Hz para o pico de combustão em alta frequência.

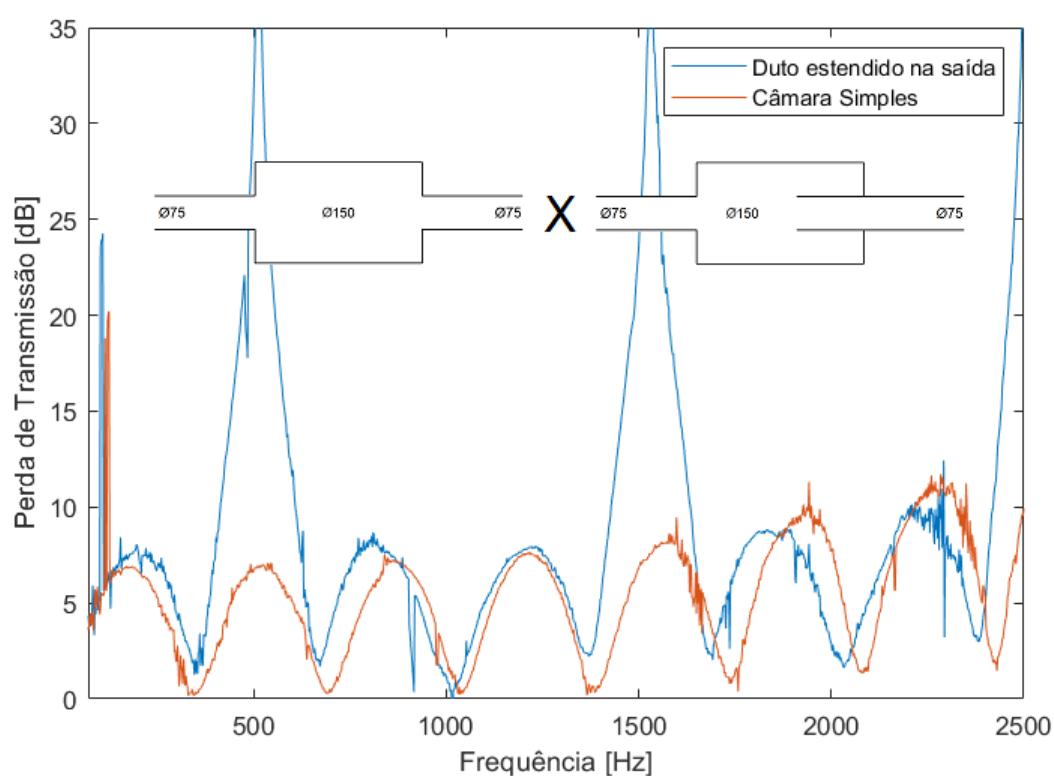


Figura 57 – Comparação entre as curvas de TL experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples e do Câmara Simples com duto Estendido na Saída.

O modelo com dutos estendidos é uma variação do modelo câmara simples e o modelo com duto estendido na entrada não difere do modelo com duto estendido na saída, pelo simples fato dos dois modelos possuírem o mesmo comprimento de extensão do duto internamente. Na [Figura 57](#) é evidenciado o comportamento semelhante ao modelo de câmara simples, diferenciando-se apenas na região de ressonância do silenciador, onde o modelo de dutos estendidos tem uma atenuação melhor em comparação com o câmara simples.

Para causar mudanças significativas é necessário que varie o comprimento do duto estendido no interior da câmara. Na Figura 58 mostra um comparativo entre as curvas de TL obtidas experimentalmente dos modelos de dutos estendidos, tanto na entrada quanto na saída, confirmando a semelhança no comportamento dos dois modelos já que ambos possuem uma extensão de 150mm no interior da câmara.

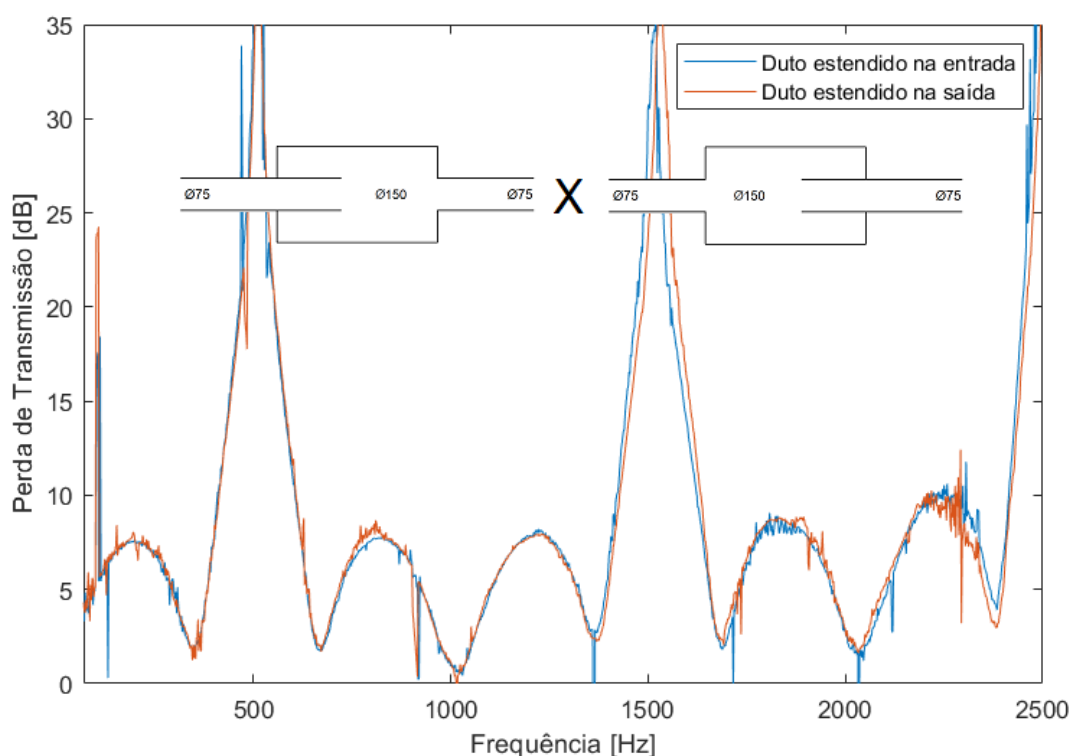


Figura 58 – Comparação entre as curvas de TL experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples com duto Estendido na Entrada e na Saída.

Nota-se que realmente o comportamento é idêntico entre os modelos de dutos estendidos na entrada e na saída, proporcionando a mesma atenuação do início ao fim da frequência de aquisição da bancada. Isso mostra que se caso qualquer um dos dois modelos fosse implementados, seu desempenho seria o mesmo em qualquer frequência e proporcionando a mesma atenuação, sendo o acima de 35dB nas frequências de 571Hz e 1715Hz onde ocorre os maiores picos de atenuação e cerca de 7dB à 10dB ao longo de toda a curva de TL, mostrando também que o modelo promove baixa atenuação de ruído.

5.1.4 Câmara de Expansão Simples com Duto Estendido na Entrada e na Saída

Na seção anterior, foi visto que o comportamento do silenciador com dutos estendidos na entrada e depois na saída, possuem o desempenho acústico bem semelhante.

Por este fato é necessário saber como é o desempenho acústico quando há dutos estendidos simultaneamente dos dois lados, ou seja, dutos estendidos na entrada e na saída ao mesmo tempo. Levando em consideração a geometria interna ilustrada na [Figura 59](#) podemos definir a TL analítica deste modelo, através do uso da [Equação 5.2](#), sendo que o comprimento de extensão dos dutos é igual em ambos os lados, logo $l_1 = l_2 = 150\text{mm}$.

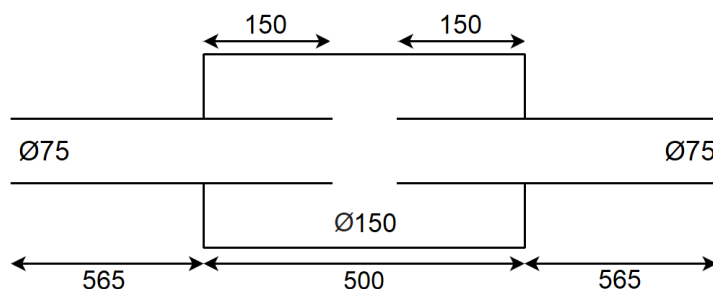


Figura 59 – Câmara de Expansão Simples com Duto Estendido na Entrada e na Saída - Dimensões em [mm]

Através da TL analítica do modelo em questão é possível ter uma ideia de como a TL experimental deve se comportar. Na [Figura 60](#) pode ser avaliado o comparativo entre ambas as curvas.

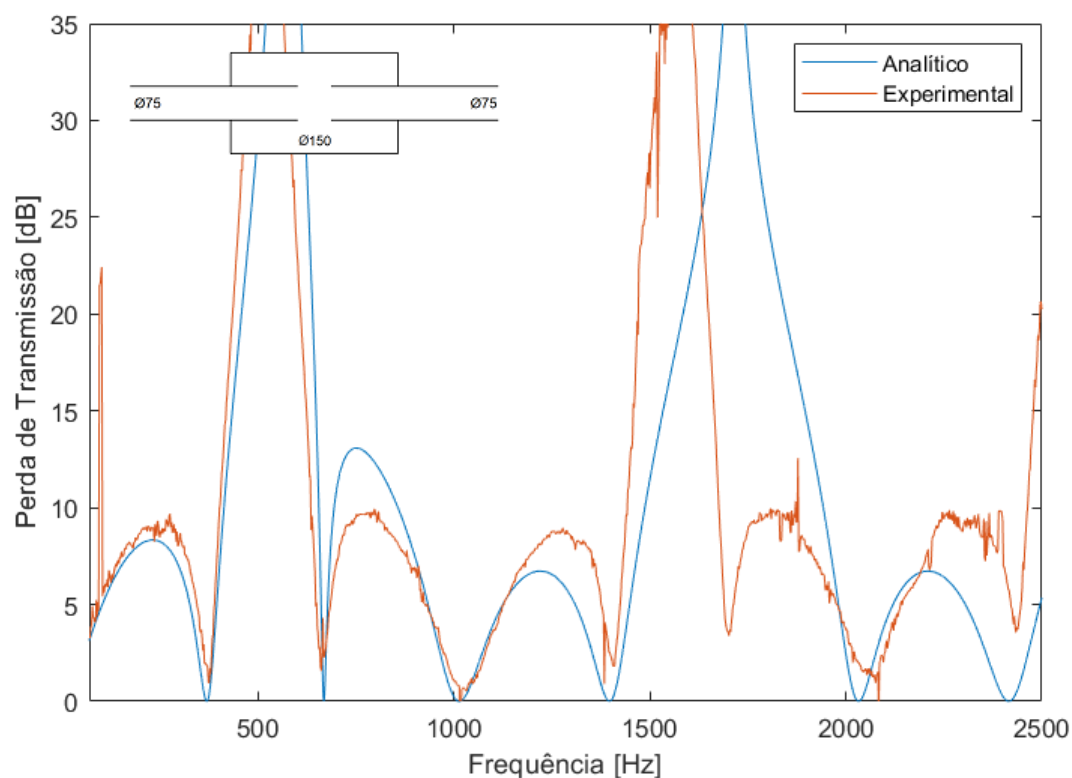


Figura 60 – Comparação entre as curvas de TL analítica e experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples com duto Estendido na Entrada e na Saída.

O desempenho acústico deste modelo é um pouco melhor do que os outros anteriores, mas ainda não é tão bom para a aplicabilidade no sistema de exaustão veicular, pois o modelo causa uma atenuação de 5dB em 105Hz podendo chegar a 9dB no primeiro pico de atenuação. As frequências de maior atenuação deste modelo não coincide com as frequências de análise, ou seja, este modelo não está causando sua atenuação máxima nas frequências de interesse, sendo que em 1800Hz a atenuação do modelo é de 9dB na curva experimental apesar de que na curva analítica a atenuação mostrada é de 25dB.

Em comparação com o modelo de câmara simples é possível notar a evolução e a melhora do desempenho acústico mesmo que pouco, como mostrada na [Figura 61](#). O modelo de câmara simples proporciona uma atenuação de no máximo 6dB enquanto o modelo com dutos estendidos pode causar uma atenuação de 10dB podendo chegar acima de 35dB perto da frequência de ressonância do silenciador, que são as regiões de maior pico de atenuação.

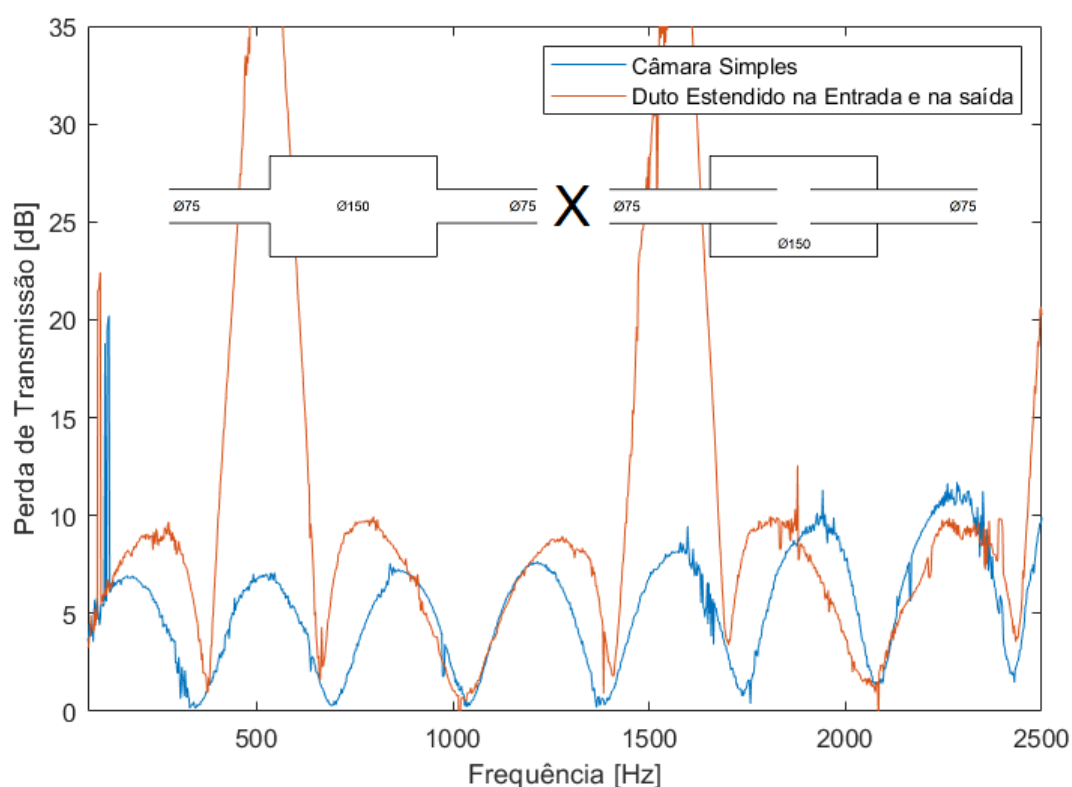


Figura 61 – Comparação entre as curvas de TL experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples e do Câmara Simples com duto Estendido na Entrada e na Saída.

Como o comportamento entre o duto estendido apenas na saída ou apenas na entrada, não interfere no desempenho da TL desde que o comprimento do duto estendido seja igual, justamente o caso dos silenciadores testados neste estudo. Sendo assim é possível

comparar o desempenho acústico entre os modelos estendidos em apenas um lado e o modelo que possui os dutos estendidos simultaneamente na [Figura 62](#).

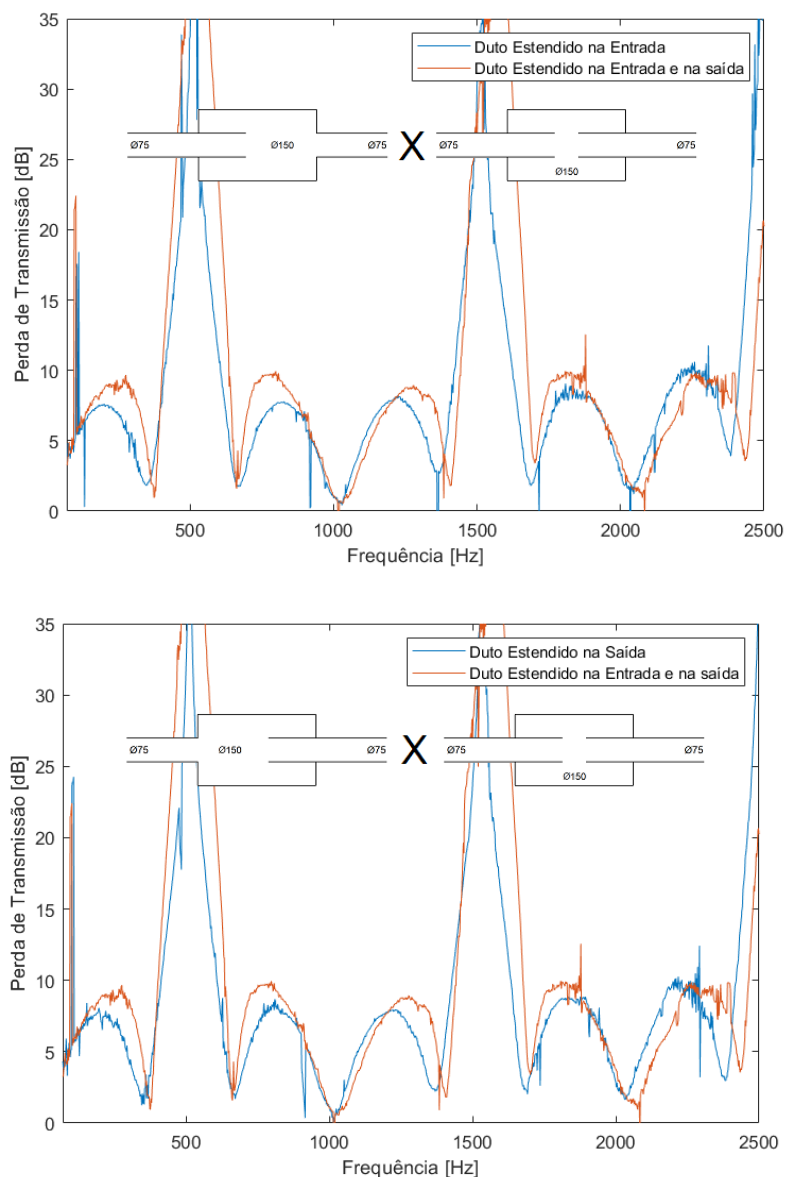


Figura 62 – Comparação entre as curvas de TL experimental do modelo de Câmara de Expansão Simples com duto Estendido em apenas um lado e do Câmara Simples com duto Estendido na Entrada e na Saída.

Observando a comparação apresentada na [Figura 62](#) é possível concluir que, os modelos que possuem o duto estendido apenas em um dos lados apresenta um comportamento semelhante. Entretanto, quando comparado com o modelo que possui o duto estendido em ambos os lados, nota-se que houve uma melhora na atenuação acústica, pois os modelos estendidos em apenas um lado proporcionam uma atenuação de 8dB enquanto o modelo com dutos estendidos de ambos os lados causa 10dB de atenuação, evidenciando que essa alteração geométrica melhora na amplitude da TL.

5.1.5 Câmara de Expansão Dupla

Com o intuito de melhorar ainda mais o desempenho acústico, foi proposto o modelo de câmara dupla para avaliar e comparar a evolução com as outras configurações impostas. Este modelo é bem clássico e bastante estudado na literatura, assim é possível ter uma ideia de como é o comportamento acústico do modelo em questão.

A divisória que é usada entre as câmaras de expansão influencia diretamente no desempenho acústico do silenciador, pois uma banda é introduzida na região de baixas frequências e se aumentar o comprimento dessa divisória reduz-se a frequência de corte inferior do elemento de teste, proporcionado um aumento na amplitude de atenuação, por outro lado causa uma diminuição na largura da banda de atenuação (GERGES, 1992). Apresentada na Figura 63 está a configuração do modelo de câmara dupla a ser testado.

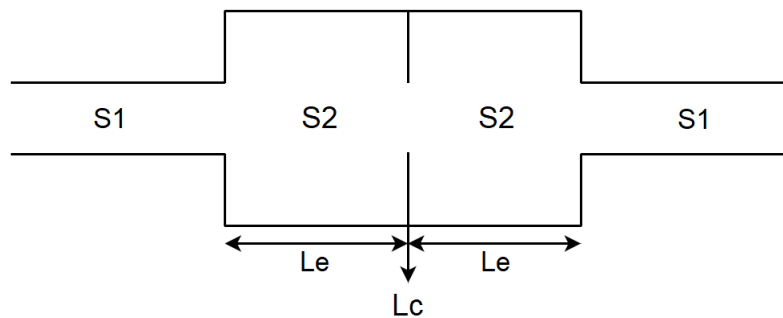


Figura 63 – Esquema da Câmara de Expansão Dupla

De acordo com a Figura 63 a medida (l_c) corresponde ao comprimento da divisória entre as câmaras. Neste estudo a divisória entre as câmaras foi feita com o uso de uma placa de MDF de 10mm de espessura, com um furo central de mesmo diâmetro dos dutos de propagação (75mm).

A obtenção da TL analítica do modelo em questão é definida na literatura por Gerges (1992) através da Equação 5.3, por ser uma equação unidimensional não leva em consideração o fluxo dos gases, mas sim a relação entre as áreas de seção transversal (S_n), representada por $m = \frac{S_2}{S_1}$.

$$TL = 10 \log_{10}(A_1^2 + B_1^2) \quad (5.3)$$

Onde:

$$A_1 = \frac{1}{16m^2} \left[4m(m+1)^2 \cos(2k(l_e + l_c)) - 4m(m-1)^2 \cos(2k(l_e - l_c)) \right]$$

$$B_1 = \frac{1}{16m^2} \left[\begin{aligned} &2(m^2 + 1)(m + 1)^2 \sin(2k(l_e + l_c)) - 4(m^2 - 1)^2 \sin(2kl_c) - \\ &- 2(m^2 + 1)(m - 1)^2 \sin(2k(l_e - l_c)) \end{aligned} \right]$$

Atribuindo medidas ao diagrama que mostra as configurações do câmara dupla, temos a [Figura 64](#), onde podemos identificar os diâmetros e comprimentos dos dutos de entrada e saída e também de cada câmara de expansão, bem como a espessura da divisória que divide uma câmara da outra no interior do silenciador, denotado por $l_c = 10\text{mm}$.

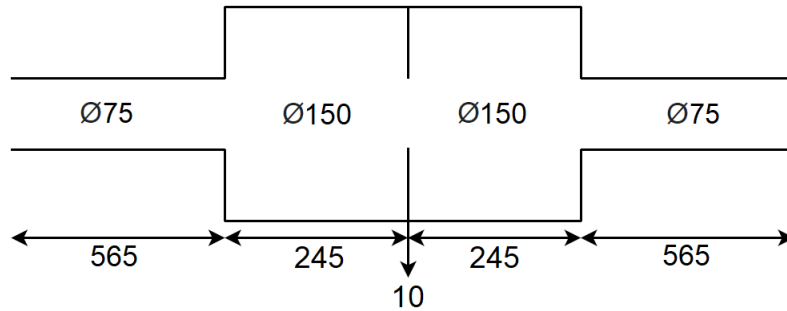


Figura 64 – Câmara de Expansão Dupla - Dimensões em [mm]

Através do uso da [Equação 5.3](#) e aplicando as medidas da geometria proposta na [Figura 64](#) podemos realizar o cálculo analítico da TL para identificar o comportamento do modelo e na sequência através do método de duas cargas foi obtida a TL Experimental, apresentada na [Figura 65](#).

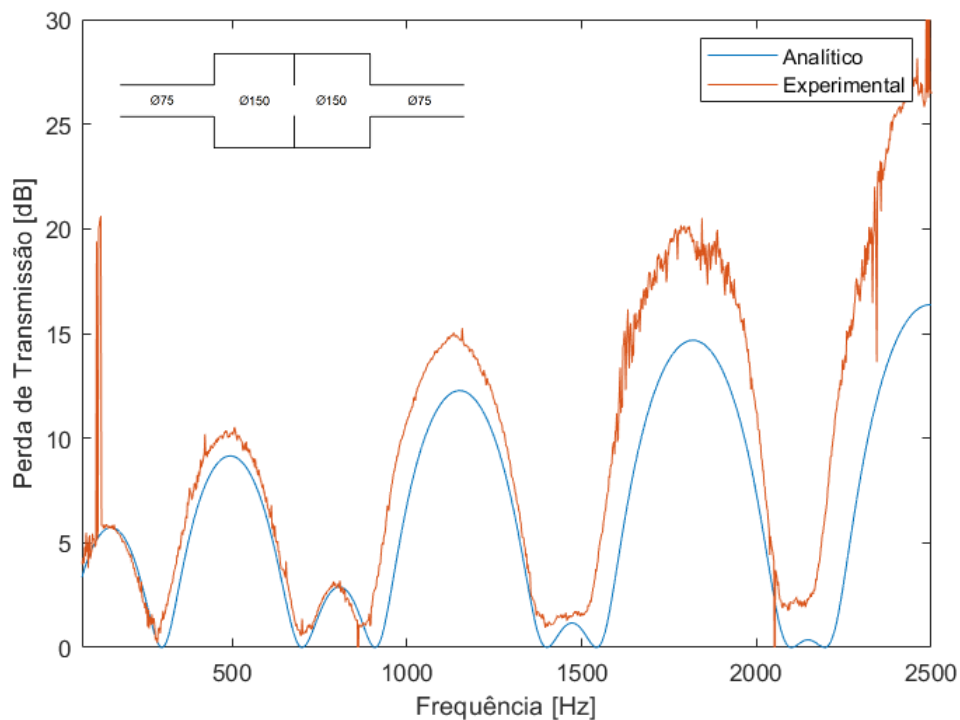


Figura 65 – Comparação entre as curvas de TL analítica e experimental do modelo de Câmara de Expansão Dupla.

A conformidade entre a curva analítica e experimental faz a validação do comportamento do modelo, apresentada na [Figura 65](#) mostrando coerência entre o cálculo analítico desenvolvido e a configuração e montagem da bancada.

O modelo de câmara dupla possui um desempenho relativamente ruim em baixas frequências proporcionando cerca de 5dB de atenuação na frequência de 105Hz, por outro lado em altas frequências seu desempenho melhora muito causando cerca de 18dB de atenuação na frequência de 1800Hz, pois o pico de atenuação máxima coincide exatamente com a frequência de interesse em altas rotações.

5.1.6 Câmara de Expansão Dupla com Duto Central

O modelo de filtro acústico câmara de expansão dupla com Duto central é a junção de duas teorias de filtros acústicos, sendo a câmara de expansão dupla que possui um orifício em formato de duto, que fica centralizado ao meio entre as duas câmaras de expansão.

A TL analítica unidimensional deste modelo também é bastante complexa e não foi encontrada equação analítica para validação entre as curvas. Respeitando as dimensões e proporções da [Figura 66](#), podemos determinar a TL experimental deste modelo, para posteriores comparações.

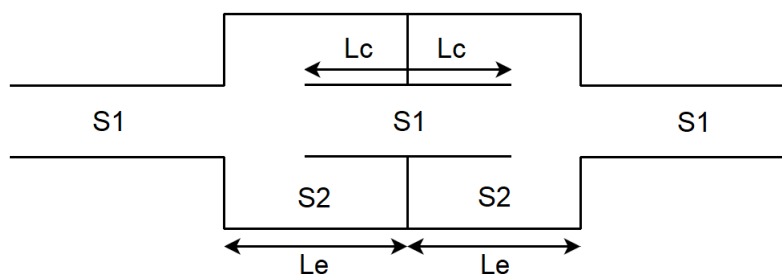


Figura 66 – Esquema da Câmara de Expansão Dupla com Duto Central

Atribuindo medidas para a geometria mostrada na [Figura 66](#), temos a modelagem analítica para um silenciador veicular do tipo câmara dupla com duto central a ser dimensionado no estudo, exposto na [Figura 67](#).

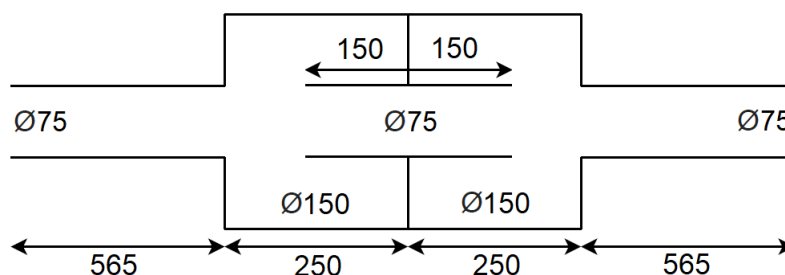


Figura 67 – Câmara de Expansão Dupla com Duto Central - Dimensões em [mm]

Então, para o modelo com as dimensões demonstradas na [Figura 67](#), é apresentada a curva de TL pela [Figura 68](#) no intervalo de frequência de aquisição da bancada.

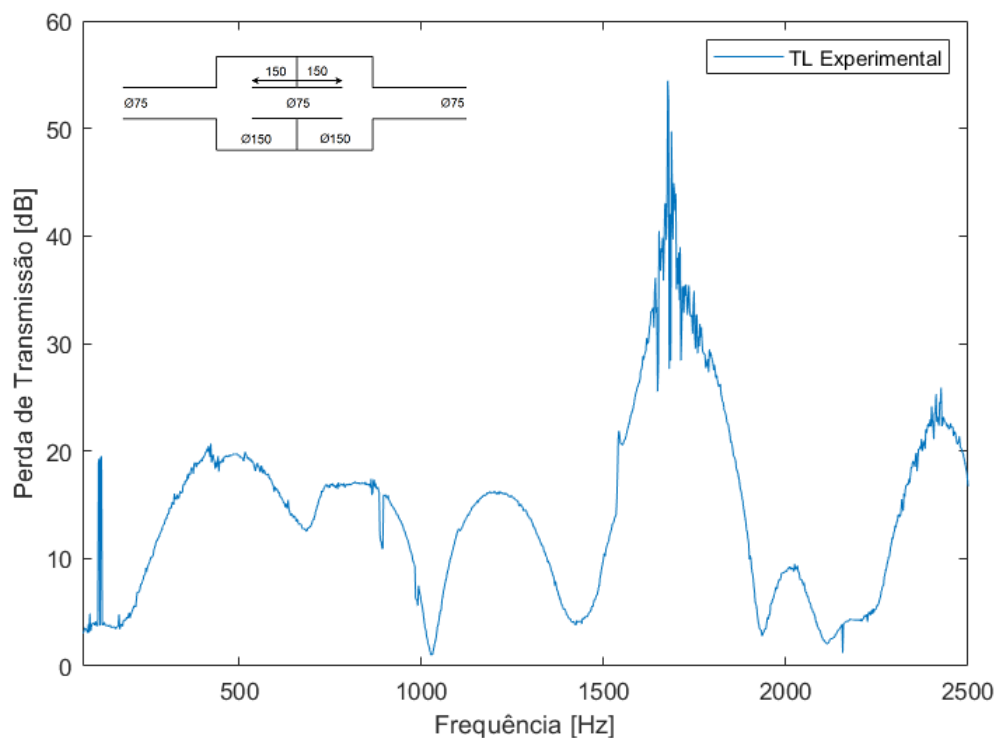


Figura 68 – Comparação entre as curvas de TL analítica e experimental do modelo de Câmara de Expansão Dupla com Duto Central.

Sendo assim, ao analisarmos a atenuação causada pela TL experimental, nota-se que na frequência de combustão de 105Hz o experimental proporciona uma atenuação positiva de 4dB. A atenuação causada pelo modelo proporciona uma atenuação de 28dB.

Isso mostra a necessidade de se alterar o modelo com o intuito de mudar o comportamento da TL obtida e alcançar uma boa atenuação em baixas frequências, apesar de que na frequência de 1800Hz a atenuação do modelo se mostra ser muito boa, cerca de 28dB. Isso mostra que o modelo Câmara de Expansão Dupla com Duto central tem uma maior eficiência em maiores frequências.

Em comparação com o silenciador de câmara de expansão simples representada pela [Figura 69](#) é possível identificar os efeitos e a melhora no desempenho da TL. Apesar dos dois modelos ter um desempenho ruim na frequência de interesse do ruído de combustão em baixa frequência, o modelo de câmara dupla com duto central faz um aumento da amplitude da TL, na faixa de 218Hz a 1020Hz proporcionando uma atenuação entre 17db até 20dB.

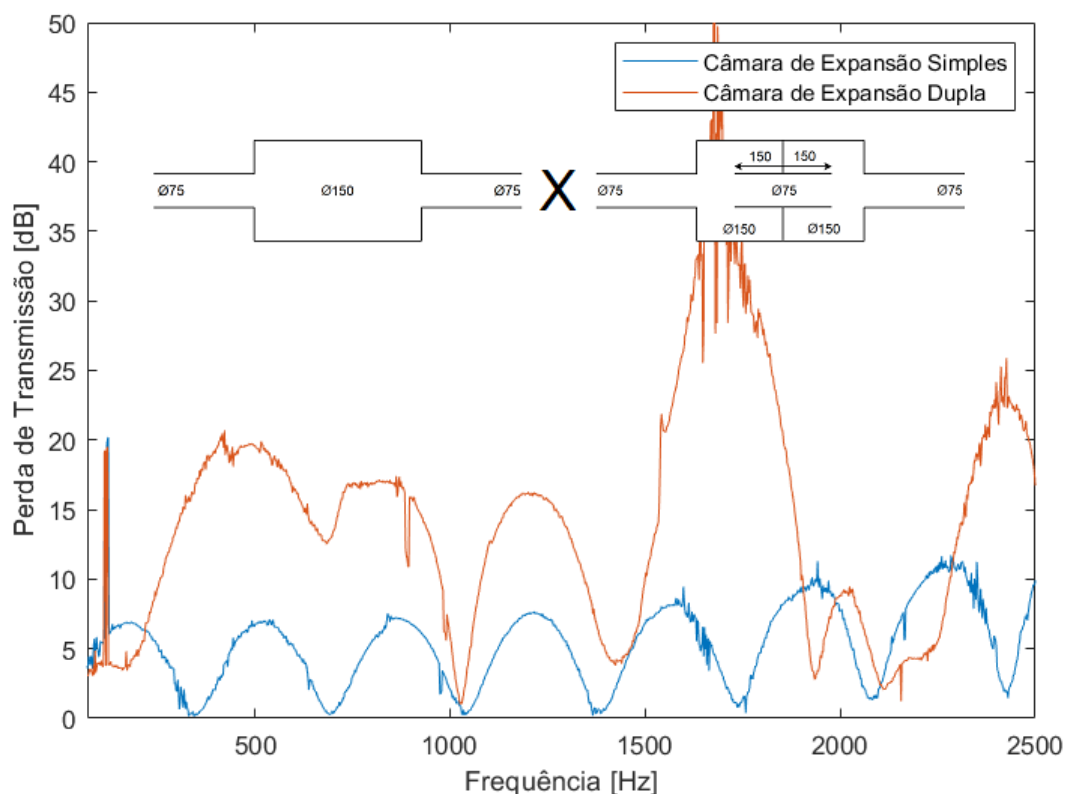


Figura 69 – Comparação entre as curvas de TL experimental do modelo Câmara de Expansão Simples e Câmara de Expansão Dupla.

Nota-se uma melhora significativa no desempenho acústico em baixas frequências quando comparado com o modelo de câmara dupla comum representado na [Figura 70](#). A adição do duto central proporciona um aumento na amplitude da TL causando uma maior atenuação, entretanto, seu desempenho só começa a ficar bom a partir de 202Hz, evidenciando que o desempenho acústico na frequência de interesse de 105Hz não é tão bom quanto esperado.

Logo, podemos confirmar que este modelo possui um bom desempenho acústico em frequências um pouco altas apesar da melhora em frequências um pouco baixas em comparativo com o câmara dupla comum e a adição do duto central proporcionou um aumento de 10dB entre as curvas, ou seja, uma melhora no poder de atenuação do silenciador com câmara dupla.

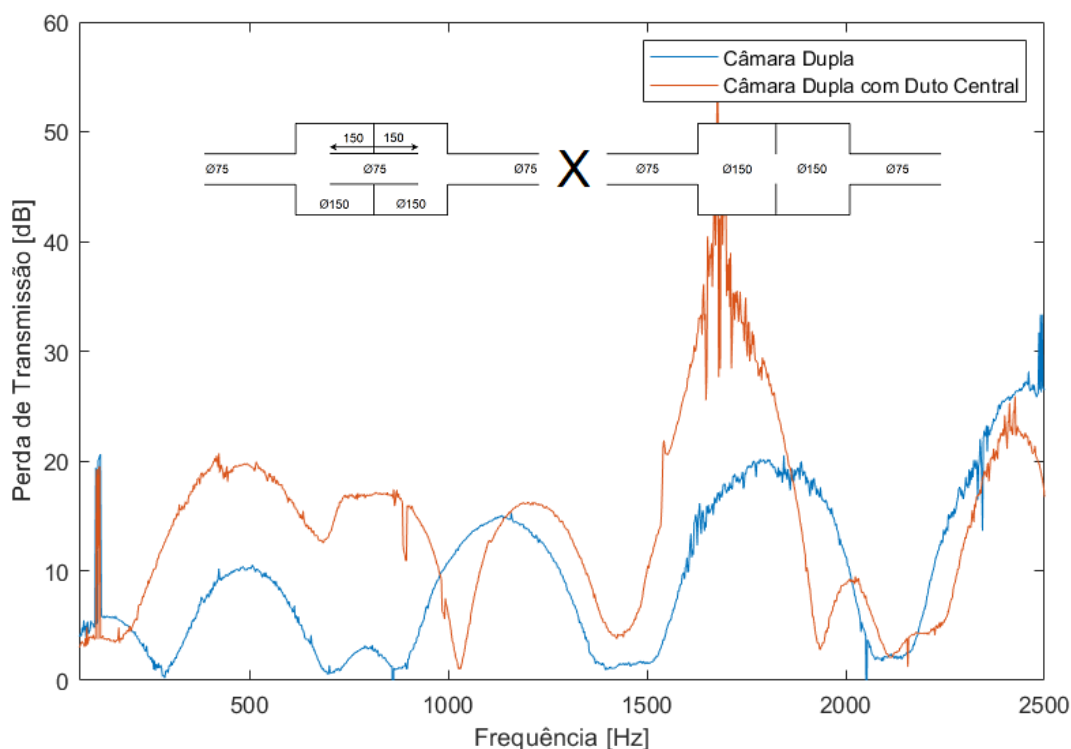


Figura 70 – Comparação entre as curvas de TL experimental do modelo Câmara de Expansão Dupla e Câmara de Expansão Dupla com duto Central.

Avaliando o comportamento dos modelos propostos na [Figura 70](#) visando a atenuação nas frequências de interesse, temos que o modelo de câmara dupla proporciona uma atenuação de 5dB em 105Hz e o modelo que possui o duto central 4dB, evidenciando sua baixíssima atenuação. Mas para a frequência de 1800Hz temos que ambos os modelos possuem uma eficiência melhor na atenuação do ruído, sendo que o câmara dupla causa 20dB de atenuação enquanto o câmara dupla com duto central pode atenuar em até 29dB.

5.2 Análise dos silenciadores com perfurações

Conforme [Vér e Beranek \(2005\)](#) há muito tempo se sabe que os silenciadores que possuem elementos perfurados são acusticamente mais eficientes do que os silenciadores de elemento tubular sólidos. No entanto, uma análise aeroacústica sistemática de elementos perfurados começou apenas no final da década de 1970, quando [Sullivan \(1979\)](#) introduziu seu modelo de segmentação. Isto foi seguido pelo modelo de parâmetros distribuídos de [Munjal \(1987\)](#), que produziu parâmetros de quatro pólos verificados experimentalmente para elementos perfurados.

Esta seção realiza uma avaliação acústica em alguns silenciadores de elemento perfurado para identificar a influencia no desempenho acústico através da TL. Para isso,

é necessário exercer uma metodologia de perfuração dos dutos a serem estudados, levando em consideração apenas o modelo de câmara de expansão simples com dutos estendidos em ambos os lados, alternando a perfuração na entrada e na saída.

Para desenvolver o estudo de desempenho acústico para os elementos perfurados, é necessário definir um parâmetro muito importante para o processo de perfuração dos dutos, a porosidade (σ), definida por [Vér e Beranek \(2005\)](#).

$$\sigma = \frac{\pi d_h^2}{4C^2} \quad (5.4)$$

Onde, d_h é o diâmetro dos furos e C é a distancia centro-a-centro de cada um dos furos, como representado na [Figura 71](#). De acordo com [Vér e Beranek \(2005\)](#) é esperado que os silenciadores que possuem porosidade suficientemente alta ($\sigma > 0,1$) seja melhor do que os silenciadores que possuem uma porosidade baixa, por outro lado uma porosidade alta pode causar efeitos de contra-pressão.

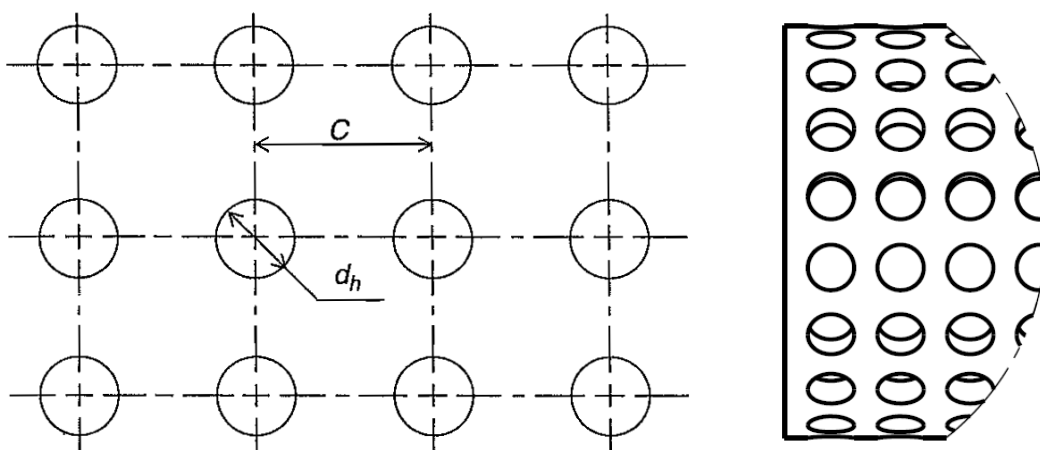


Figura 71 – Parâmetros d_h e C para a parede de tubos perfurados. Fonte: [Vér e Beranek \(2005\)](#).

Conseqüentemente, a porosidade (σ) proporciona um outro parâmetro que ajuda a equilibrar o desempenho acústico e mecânico de forma mais assertiva, pois através dos parâmetros da porosidade é possível obter o total de área perfurada em razão da área da sessão transversal dos dutos.

Denominado de razão de área aberta ([Equação 5.5](#)), frequentemente usado em conjunto com a porosidade (σ), tendo que assumir valores menores que um ($X < 1$) para não prejudicar o desempenho acústico do silenciador, na qual é definida por [Vér e Beranek \(2005\)](#).

$$X = \frac{\text{Área Perfurada}}{\text{Área da Sessão Transversal}} \quad (5.5)$$

O diâmetro dos furos definidos para este estudo é de 3mm feitos através de uma broca M3. Este diâmetro foi adotado em função da espessura dos dutos, pois as perfurações funcionam como ressonadores de Helmholtz, e a espessura do duto é como se fosse um alongamento do furo (pescoço). Sendo assim, de acordo com o estudo desenvolvido por Terashima et al. (2022), para um duto com espessura de 6mm (espessura dos dutos PVC usados neste estudo), o diâmetro ideal para as perfurações é de 3mm, proporcionando $7,068\text{mm}^2$ de área para cada furo.

Após a definição do diâmetro do furo ($d_h = 3\text{mm}$) e sabendo que o comprimento do duto estendido na câmara não se altera e equivale a 150mm. Sendo assim, é possível definir os parâmetros de projeto para perfuração dos dutos, onde é necessário também variar a porcentagem de área perfurada com o objetivo de avaliar a influência dos furos no comportamento da TL.

Sabendo que a área a ser perfurada é de $35342,9\text{mm}^2$ pois o duto possui 75mm de diâmetro por 150mm de comprimento estendido e também a área que cada furo proporciona ($7,068\text{mm}^2$), é necessário adotar uma porcentagem de perfuração para estimar a quantidade e distribuição dos furos ao longo do duto estendido, sendo 1%, 3%, 5% e 7% de área perfurada. Sendo assim, tendo com base as porcentagens de perfuração desejada em relação a área disponível podemos definir a quantidade de furos, quantidade de fileiras e furos por fileiras, apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 – Estimativa da quantidade de perfurações de acordo com a porcentagem de área perfurada.

% de Área de Perfuração	Qtd. de Furos	Furos por Fileira	Qtd. de Fileiras
1%	353,43 mm ²	48	6
3%	1060,28 mm ²	144	9
5%	1767,15 mm ²	240	10
7%	2474,01 mm ²	375	15

Com base nos valores encontrados na Tabela 2 é possível estimar os parâmetros para identificar de que forma os furos vão ficar distribuídos. Com a ajuda do *software CATIA V5R21* foi possível distribuir esses furos de maneira uniforme para obter qual seria a distancia ideal de centro-a-centro de cada porcentagem de perfuração e na sequencia definir a porosidade (σ) através da Equação 5.4 e a relação de área aberta (X) através da Equação 5.5, apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3 – Parâmetros de avaliação das perfurações

% Perfuração	Porosidade (σ)	Razão de Área Aberta (X)
1%	0,0085	0,08
3%	0,0343	0,24
5%	0,0736	0,40
7%	0,0978	0,56

De acordo com a [Tabela 3](#) podemos ter uma prévia do desempenho acústico e entender como as perfurações vão influenciar no comportamento da TL. Como já foi citado anteriormente os silenciadores que possuem a porosidade acima de 0,1 tendem a ter uma boa atenuação, porém podem acarretar em perdas de carga no sistema de exaustão. Por este fato o dimensionamento das perfurações foi feita com o intuito de manter a porosidade abaixo de 0,1.

Já para a razão de área aberta, este parâmetro não pode ter valores superiores a 1 por que isso prejudica o desempenho acústico, isso significa que a área perfurada é igual a área de seção transversal do tubo, prejudicando a atenuação sonora. Os parâmetros calculados validam a metodologia de perfuração e a distribuição dos furos de forma correta.

Então de certa forma é esperado que o efeito das perfurações cause atenuações diferentes, proporcionando picos de atenuação em faixa de frequência diferentes. Os dutos perfurados são posicionados primeiramente na entrada e posteriormente na saída para avaliar a interação entre a posição das perfurações.

Foi visto na seção anterior ([seção 5.1](#)), que independente da posição do duto estendido, se ele tiver o mesmo comprimento de extensão na saída ou na entrada, o comportamento será o mesmo. Visando avaliar somente a influencia dos furos, foi adotado apenas um único modelo para análise, o câmara de expansão simples com dutos estendidos em ambos os lados, sem variar o comprimento do duto estendido internamente.

5.2.1 Câmara de Expansão Simples com Dutos Estendidos

Com o objetivo de conhecer a influencia dos dutos perfurados no interior da câmara de expansão com dutos estendidos, foram comparadas as curvas de TL com perfuração na entrada e na saída. Essas comparações são demonstradas ao longo desta seção.

O comparativo apresentado na [Figura 72](#) mostra o comportamento acústico do filtro com perfuração na entrada e na saída respectivamente, com um percentual de 1% de área perfurada. O desempenho acústico é bastante semelhante independentemente se o duto é perfurado na entrada ou na saída, como já era esperado.

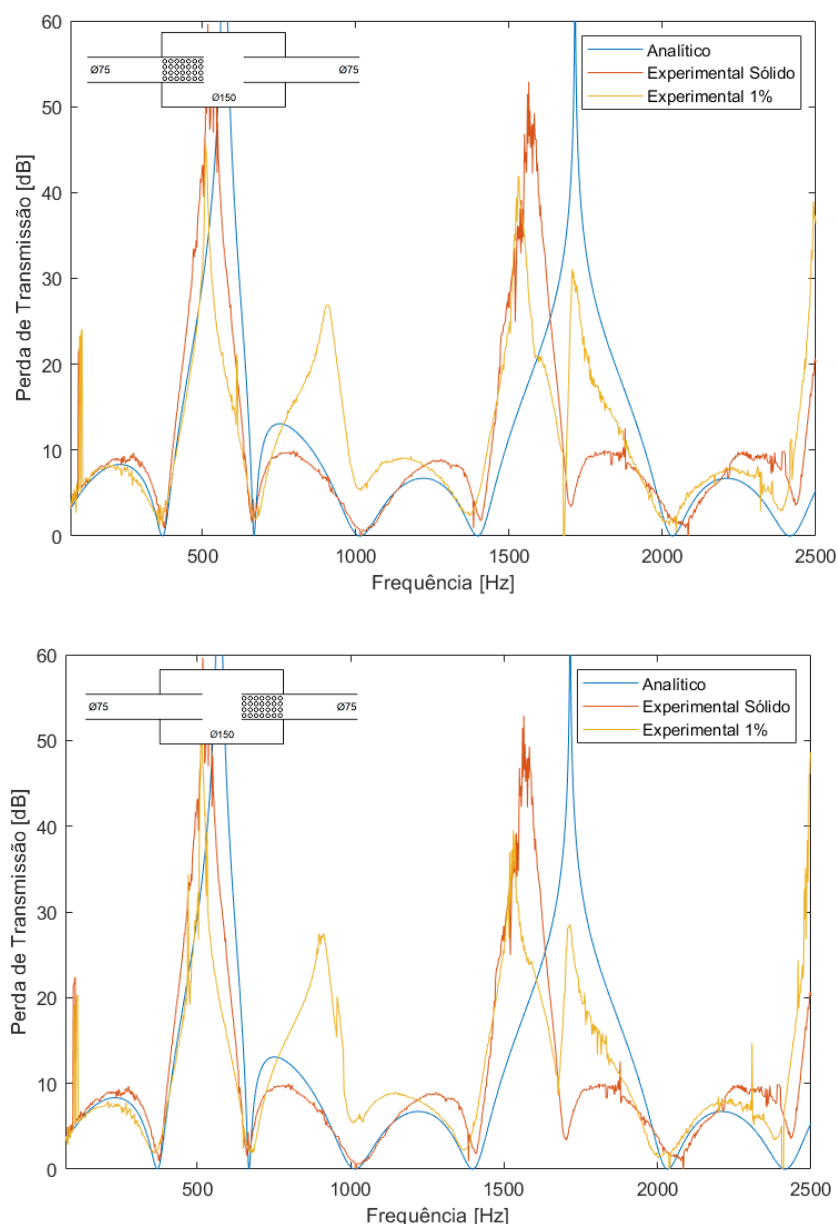


Figura 72 – Comparação entre as curvas de TL analítica, experimental com dutos sólidos e com 1% de área perfurada na entrada e na saída.

A influência da perfuração mostra uma redução na amplitude da TL quando comparado entre o Analítico e o Experimental sólido (sem perfurações). Porém na região de 670Hz a 1380Hz houve uma excelente melhora, proporcionando atenuação de até 27dB. Para as frequências de interesse, em baixa frequência (105Hz) o comportamento é o mesmo, proporcionando 5dB de atenuação e em 1800Hz o modelo com perfuração teve uma melhora na atenuação acústica em comparação com o sólido, causando 15dB.

Na Figura 73 é apresentado agora os efeitos causados pelo aumento da quantidade de furos com o aumento da porcentagem de área perfurada, agora com 3% podemos identificar que houve um deslocamento do pico de maior atenuação da TL.

O comportamento em baixas frequências se manteve inalterável, mantendo as mesmas amplitudes de atenuação quando comparado com o 1% de área perfurada, evidenciando que a adição dos dutos perfurados prejudica a TL reduzindo a amplitude em baixas frequências, isso é notável ao analisar as curvas do silenciador solido e do silenciador 3% perfurado.

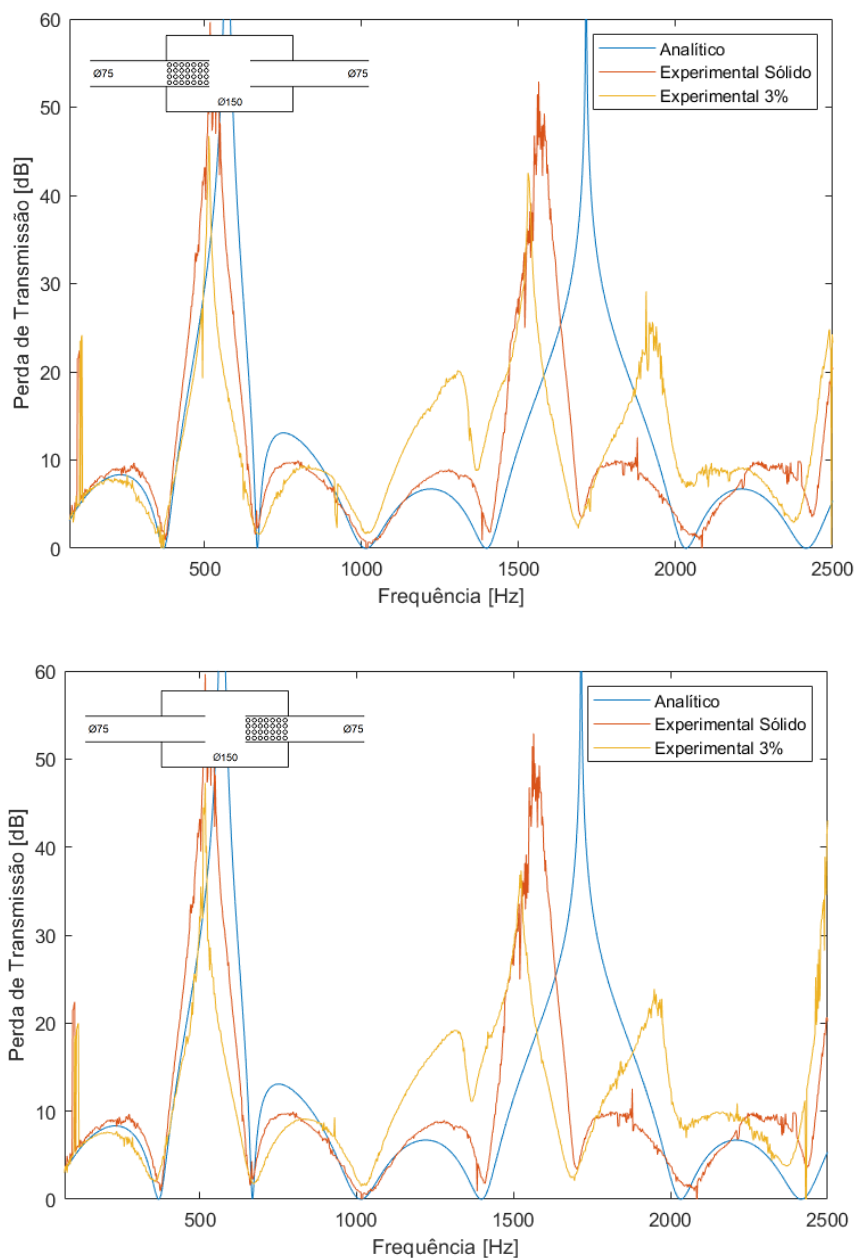


Figura 73 – Comparação entre as curvas de TL analítica, experimental com dutos sólidos e com 3% de área perfurada na entrada e na saída.

Porém na região de 890Hz a 1525Hz houve uma melhora significativa do comportamento acústico, onde a TL do modelo com 3% obtém um desempenho melhor do que os outros modelos analítico e experimental sólido, podendo proporcionar acima de 25dB de atenuação nessa faixa de frequência.

Mas para as frequências de interesse os modelos não apresentam seu melhor desempenho, onde em 105Hz ainda permanece causando 5dB de atenuação, entretanto, na frequência de 1800Hz a perfuração causou uma melhora na atenuação em 12dB. Em comparação do 3% perfurado com o 1% perfurado, houve uma redução da atenuação na frequência de 1800Hz. Agora a seguir na [Figura 74](#) é apresentado o comportamento acústico com um aumento para 5% de área perfurada.

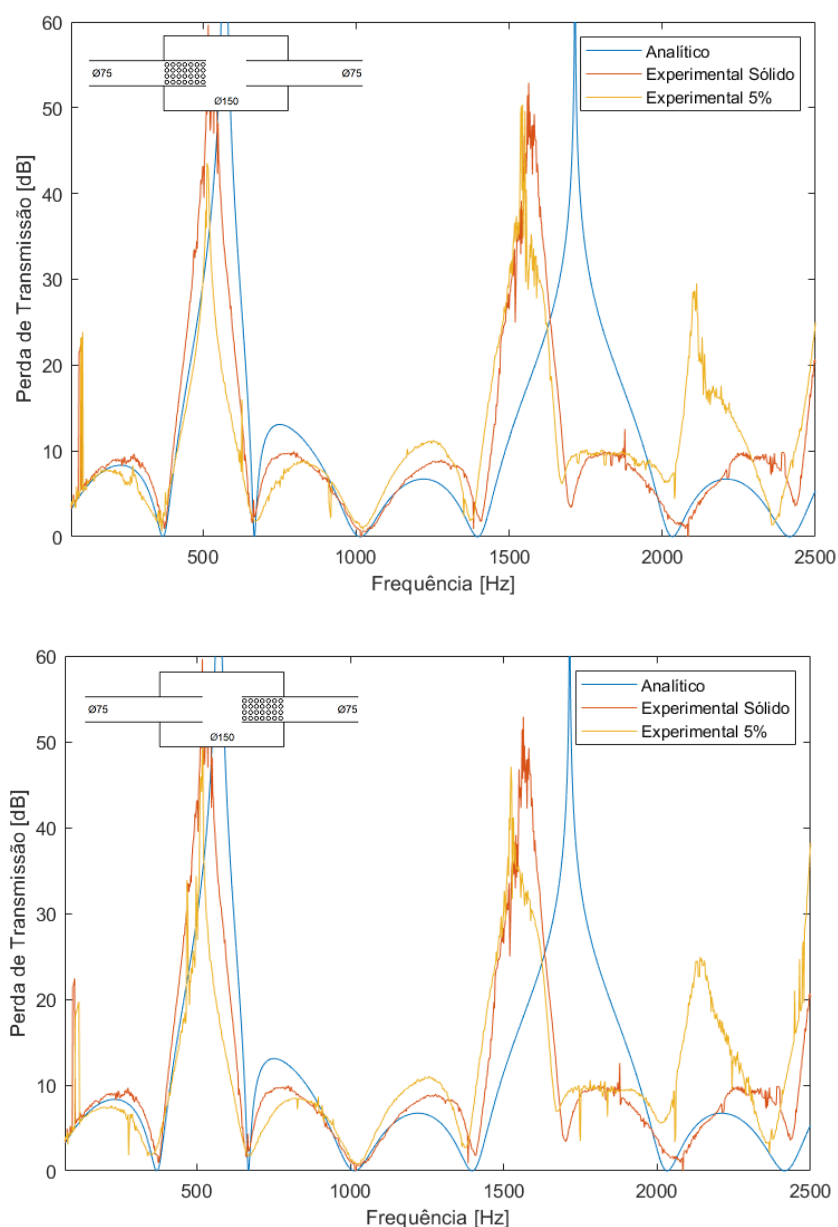


Figura 74 – Comparação entre as curvas de TL analítica, experimental com dutos sólidos e com 5% de área perfurada na entrada e na saída.

De acordo com a [Figura 74](#) é possível identificar que os picos de maior atenuação entre o experimental sólido e o 5% de perfuração coincidem, porém em baixas frequências o desempenho do perfurado segue inferior aos demais, entretando, em altas frequências o

desempenho do perfurado melhora.

A diferença na amplitude de atenuação é pouca variando de 2dB a 3dB, ou seja, a atenuação proposta pelo modelo de 5% perfurado é semelhante ao sólido, proporcionando poucas mudanças no desempenho acústico. Para as frequências de interesse os modelos proporcionam a mesma atenuação sabendo que as curvas coincidem nessa faixa de frequência, sendo que em 105Hz se manteve a atenuação de 5dB e em 1800Hz a TL é de 10dB. Na [Figura 75](#) é apresentado o experimental com 7% de perfuração.

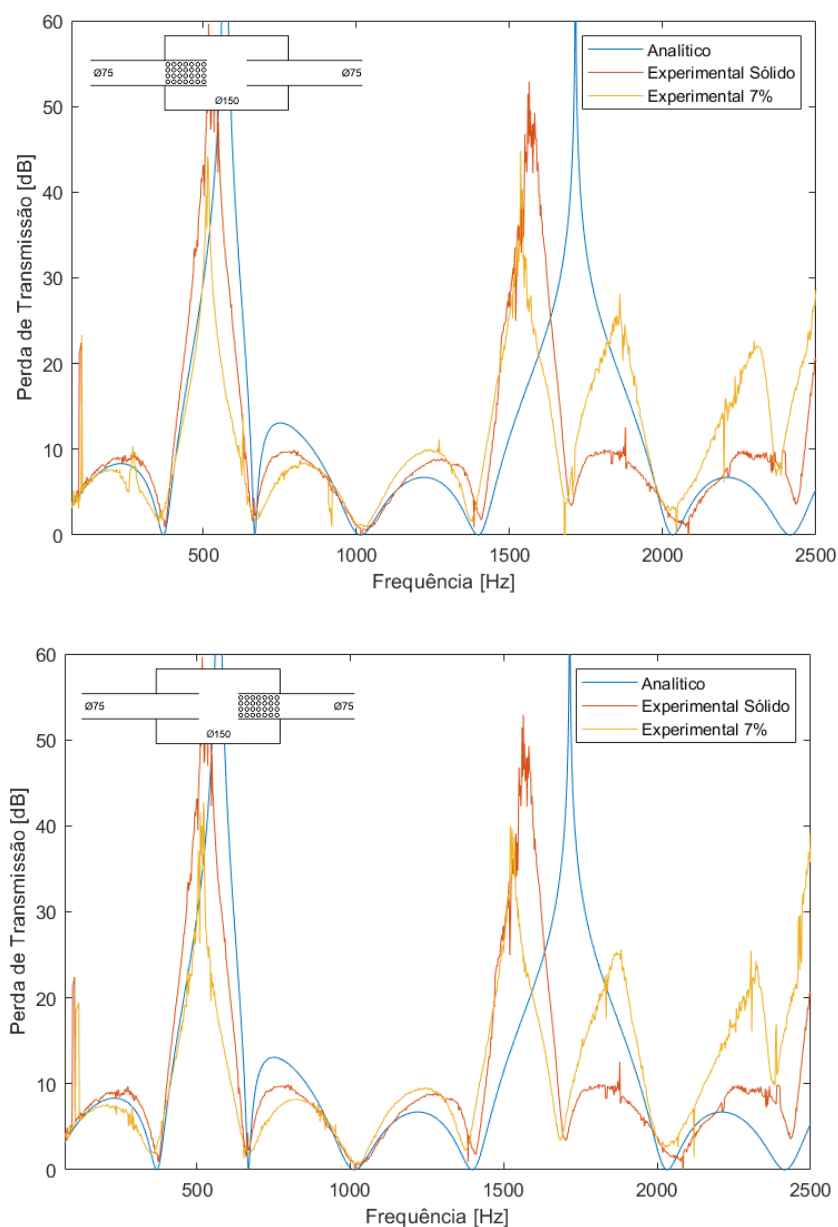


Figura 75 – Comparação entre as curvas de TL analítica, experimental com dutos sólidos e com 7% de área perfurada na entrada e na saída.

É notável ao analisar a [Figura 75](#) que o modelo com 7% de área perfurada possui um comportamento acústico semelhante com o modelo de 5% de área perfurada, po-

rém o de 7% possui um pico atenuante em alta frequência que está muito próximo da frequência de interesse de 1800Hz, proporcionando uma atenuação de 22dB, onde o pico de atenuação próximo dessa faixa é 1860Hz, ou seja, dentre todos os modelos este foi o único que apresentou um pico de atenuação coincidente com a frequência de interesse e consequentemente causou a maior atenuação acústica.

Infelizmente para baixas frequências é possível perceber na [Figura 75](#) que há uma redução na amplitude de atenuação com a adição dos dutos perfurados. Na frequência de interesse de 105Hz ambos os modelos estão em conformidade e as curvas coincidem, evidenciando uma atenuação de 5db, igual aos outros modelos em baixa frequência, ou seja, os dutos perfurados exercem pouca influencia em baixas frequências proporcionando uma leve diminuição do desempenho acústico.

O comparativo geral mostrado na [Figura 76](#) apresenta a junção de todas as curvas de TL de todas as porcentagens de perfuração de área, assim é possível ter uma visão macro da influência das perfurações nos dutos. Cada uma das porcentagens de perfuração trouxe uma faixa de atenuação acústica máxima em zonas diferentes, isso acontece por causa da frequência de ressonância do silenciador que é alterada de acordo com o aumento ou diminuição dos furos no duto estendido internamente.

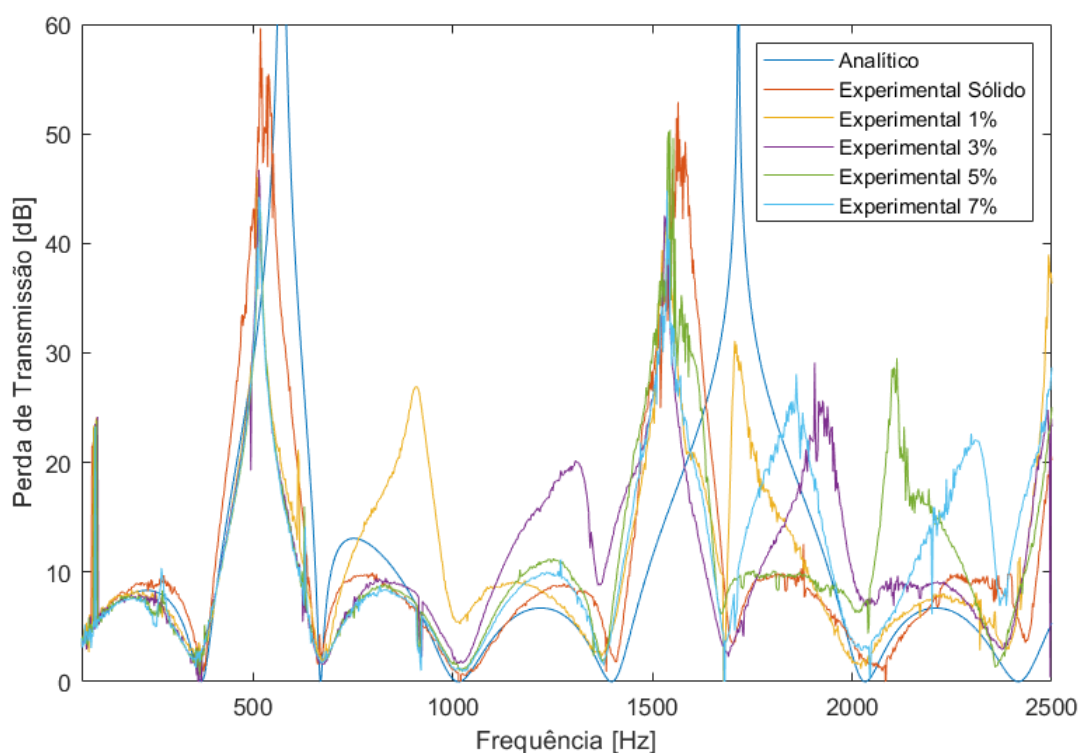


Figura 76 – Comparação entre as curvas de TL analítica, experimental sólido e com todas as porcentagens de perfuração.

Através da [Figura 76](#) percebe-se que o modelo que trouxe atenuação na faixa de frequência mais baixa, foi o modelo com 1% perfurado, porém o único modelo que trouxe atenuação máxima na frequência de interesse de 1800Hz foi o modelo com 7% perfurado. Quando se trata da frequência de interesse em baixa frequência (105Hz) todos os modelos proporcionam a mesma atenuação acústica, correspondente a 5dB.

As variações foram propostas com o intuito de melhorar o desempenho acústico partindo do câmara de expansão simples com dutos estendidos, mas foi possível distinguir que a influencia dos elementos perfurados é de certa forma negativa para o poder de atenuação dos modelos, visto que a inserção dos mesmos diminui a amplitude da TL em baixas frequências, porém quando se trata das altas frequências os elementos perfurados passam a trazer benefícios no desempenho acústico, proporcionando uma melhora.

Todas as curvas reunidas na [Figura 76](#) estão em conformidade com o Analítico, evidenciando a validação da bancada experimental desenvolvida pelas normas da ASTM E2611 (2017). Na [Tabela 4](#) é apresentado um resumo geral dos resultados obtidos em cada um dos modelos.

Tabela 4 – Resultados obtidos dos elementos perfurados

Modelo	Frequências de Interesse		Faixa de melhor desempenho	Atenuação
	105Hz	1800Hz		
1% Perfurado	5dB	15dB	670Hz a 1380Hz	27dB
3% Perfurado	5dB	12dB	890Hz a 1525Hz	25dB
5% Perfurado	5dB	10dB	1240Hz a 2270Hz	21dB
7% Perfurado	5dB	22dB	1240Hz a 2350Hz	28dB

As faixas de melhor desempenho dos silenciadores propostos ficou muito alta, contemplando um bom desempenho acústico apenas nas frequências mais altas, já para frequências mais baixas, os modelos não proporcionam uma boa atenuação acústica e nenhuma das variações de perfuração conseguiu melhorar a amplitude de atenuação da TL, nas frequências de interesse. Na frequência de 1800Hz o modelo que melhor proporciona uma atenuação acústica é o 7% perfurado, pois um dos picos de atenuação está próximo.

6 CONCLUSÃO

Este trabalho envolveu o dimensionamento, e o estudo da perda de transmissão (TL) experimental, de 7 variações de filtro acústico sendo modelos do tipo câmara de expansão simples com dutos estendidos e posteriormente perfurados e também câmara de expansão dupla com adição de duto central. As dimensões desses silenciadores são baseadas em um modelo real amplamente vendido no mercado para aplicação no controle de ruído em dutos exaustão veicular, para faixas de frequência de 105 a 1800Hz. Em busca da estimativa correta e validação, a TL foi obtida e comparada com os cálculos analíticos de determinação da mesma resultando na validação dos valores obtidos.

Para possibilitar a comparação entre o experimental e o analítico foi usado o Método de duas Cargas para a obtenção da TL experimental e através das equações unidimensionais advindas do Método da Matriz de transferência foi possível a obtenção da TL analítica. Através da comparação dessas curvas de TL é possível prever e validar o comportamento da TL experimental, bem como entender a necessidade de aumentar as descontinuidades geométricas dos modelos, com o intuito de atingir um melhor desempenho acústico nas frequências de interesse.

A TL experimental é obtida através de uma bancada construída em laboratório, onde foi montado os modelos propostos junto com os equipamentos necessários para geração e aquisição dos dados até a determinação final da TL feita por um software normalizado com as diretrizes da ASTM E2611 (2017) para aplicação do Método de Duas Cargas.

O desempenho acústico dos modelos sem perfurações obteve uma grande melhora com as variações das descontinuidades geométricas, sendo que o modelo que obteve a melhor atenuação em baixas frequências foi o câmara dupla com duto central e em altas frequências foi o câmara de expansão simples com dutos estendidos em ambos os lados.

Quanto a influência das perfurações é possível concluir que traz impactos negativos quanto ao poder de atenuação pois causa uma leve redução na amplitude da TL em algumas frequências, porém com o aumento da área perfurada nota-se uma melhora em determinadas frequências elevando os picos de atenuação.

Apesar da notável melhora no desempenho acústico dos modelos quando comparados entre si e partindo do câmara de expansão simples, o poder de atenuação total ainda é baixo para ser realmente implementado em um veículo. Isso justifica o porque de um silenciador real obter varias câmaras e diferentes tipos de ressonadores internamente para se obter o desempenho acústico ideal para aquele determinado motor.

6.1 Sugestão de trabalhos futuros

Como sugestão para trabalhos futuros, aumentar ainda mais as descontinuidades geométricas e o número de câmaras, bem como adicionar cavidades de apoio usando os dutos de entrada posicionados de forma deslocada ao invés de estarem concêntricos com a propagação sonora.

Desenvolver a determinação da TL de forma numérica através do MEF ou MEC dos modelos propostos neste trabalho para posterior comparação entre as TL obtidas facilitando a previsão das informações para alcançar modelos de maior eficiência e mais fidedignos à realidade.

Outra sugestão seria de realizar a determinação do desempenho acústico dos modelos propostos neste estudo através de outros parâmetros, como a *IL - Insertion Loss* (Perda de Inserção), considerando o fluxo de gases e materiais de absorção interna.

Referências

- ALMEIDA, A. B.; NUNES, M. A. A.; LOPES, R. V. Projeto dos circuitos eletrônicos utilizados em uma bancada experimental para determinação das características de materiais acústicos. *Universidade de Brasília, Faculdade UnB-FGA, Gama, Brasília*, p. 1–17, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 65 e 66.
- ALTABEY, W. A. An exact solution for acoustic simulation based transmission loss optimization of double-chamber silencer. *International Institute for Urban Systems Engineering*, Tech Science Press, 2020. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 28.
- ASTM. *Standard Test Method for Normal Incidence Determination of Porous Material Acoustical Properties Based on the Transfer Matrix Method*. [S.l.], 2017. 1-14 p. Disponível em: <<https://www.astm.org/e2611-17.html>>. Citado 24 vezes nas páginas 10, 22, 23, 24, 33, 36, 37, 52, 53, 55, 56, 57, 58, 61, 62, 63, 67, 68, 69, 70, 71, 72, 99 e 100.
- BALLOU, G. M. *Handbook for Sound Engineers*. 4. ed. Burlington, EUA: Elsevier Inc, 2008. 1806 p. ISBN 978-0-240-80969-4. Citado na página 46.
- BASSHUYSEN, R.; SCHÄFER, F. *Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems, and Perspectives*. 1. ed. Warrendale, Pa: SAE International, 2004. 811 p. ISBN 0-7680-1139-6. Citado 3 vezes nas páginas 18, 38 e 39.
- BIES, D. A.; HANSEN, C. H. *Engineering Noise Control: Theory and practice*. 1. ed. London: Spon Press, 2003. 583 p. ISBN 0-203-11665-8. Citado 3 vezes nas páginas 43, 47 e 48.
- BILAWCHUK, S.; FYFE, K. Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems. *Applied acoustics*, Elsevier Ltd, Oxford, v. 64, n. 9, p. 903–916, 2003. ISSN 0003-682X. Citado 3 vezes nas páginas 9, 26 e 27.
- BISTAFA, S. R. *Acústica Aplicada ao Controle de Ruído*. 1. ed. São Paulo, SP: Editora Edgard Blucher, 2006. 368 p. ISBN 978-85-212-0376-6. Citado na página 19.
- BLAIR, G. P. *Desing and Simulation of Four-Stroke Engine*. 1. ed. Warrendale, Pa: SAE International, 1999. 703-726 p. ISBN 0-7680-0440-3. Citado 2 vezes nas páginas 38 e 42.
- BODÉN, H.; ÅBOM, M. Influence of errors on the two-microphone method for measuring acoustic properties in ducts. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, Woodbury, NY, v. 79, n. 2, p. 541–549, 1986. ISSN 0001-4966. Disponível em: <<http://asa.scitation.org/doi/10.1121/1.393542>>. Citado na página 31.
- BORGES, M. R. S. *Utilização de placas microperfuradas em Filtros acústicos do tipo câmara de expansão para controle de ruído em dutos*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília - FGA/FT/UnB, Gama, DF, 2020. Citado 5 vezes nas páginas 9, 10, 36, 53 e 63.
- BRUNETTI, F. *Motores de Combustão Interna*. 2. ed. São Paulo, SP: Edgard Bluncher, 2018. v. 1. 554 p. ISBN 978-85-212-1294-2. Citado na página 39.

- CHENG, C.; SEYBERT, A.; WU, T. A multidomain boundary element solution for silencer and muffler performance prediction. *Journal of sound and vibration*, Elsevier Ltd, London, v. 151, n. 1, p. 119–129, 1991. ISSN 0022-460X. Citado na página 26.
- CHUNG, J. Y.; BLASER, D. A. Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. i. theory. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 68, n. 3, p. 907–913, 1980. ISSN 0001-4966. Disponível em: <<https://asa.scitation.org/doi/10.1121/1.384778>>. Citado na página 31.
- CHUNG, J. Y.; BLASER, D. A. Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. ii. experiment. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 68, n. 3, p. 914–921, 1980. ISSN 0001-4966. Disponível em: <<https://asa.scitation.org/doi/abs/10.1121/1.384779>>. Citado na página 31.
- CRAGGS, A. A finite element method for damped acoustic systems: An application to evaluate the performance of reactive mufflers. *Journal of sound and vibration*, Elsevier Ltd, v. 48, n. 3, p. 377–392, 1976. ISSN 0022-460X. Citado na página 25.
- CRAGGS, A. A finite element method for modelling dissipative mufflers with a locally reactive lining. *Journal of sound and vibration*, Elsevier Ltd, v. 54, n. 2, p. 285–296, 1977. ISSN 0022-460X. Citado 2 vezes nas páginas 25 e 48.
- DAMYAR, N. et al. Improving the performance of double-expansion chamber muffler using dielectric beads; optimization using factorial design. *Journal of environmental health science and engineering*, Springer International Publishing, Cham, v. 19, n. 2, p. 1979–1985, 2021. ISSN 2052-336X. Citado 3 vezes nas páginas 9, 36 e 37.
- DIAS, R. Sistema de escape do carro. *Universidade Paulista*, Brasília, DF, 2020. Disponível em: <<https://images.app.goo.gl/292MUoFBd3mRq6vYA>>. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 38.
- FU, J. et al. Effects of structural parameters on transmission loss of diesel engine muffler and analysis of prominent structural parameters. *Applied acoustics*, Elsevier Ltd, v. 173, 2020. ISSN 0003-682X. Citado na página 29.
- GERGES, S. N. et al. Muffler modeling by transfer matrix method and experimental verification. XXVII, n. 2, 2005. Citado na página 19.
- GERGES, S. N. Y. *Ruido: Fundamentos e controle*. 1. ed. Florianópolis, SC: Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina., 1992. 635 p. ISBN 85-000046-01-X. Citado 7 vezes nas páginas 9, 42, 43, 46, 47, 48 e 85.
- ISO. *Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes — Part 2: Transfer-function method*. [S.l.], 1998. 1–27 p. Disponível em: <<https://www.iso.org/standard/22851.html>>. Citado na página 52.
- KANG, Z.; JI, Z. Acoustic length correction of duct extension into a cylindrical chamber. *Journal of sound and vibration*, Elsevier Ltd, London, v. 310, n. 4, p. 782–791, 2008. ISSN 0022-460X. Citado na página 27.
- KUMAR, S. *Linear Acoustic Modelling And Testing of Exhaust Mufflers*. 1–105 p. Dissertação (Mestrado) — Royal Institute Tecnology, Stockholm, Suécia, 2007. Citado 2 vezes nas páginas 19 e 49.

- LEE, S. K.; WHITE, P. R. Impulsive sound analysis of an automotive engine using a two-stage ale. *Society of Automotive Engineers, Inc*, University of Southampton, p. 11, 1997. ISSN 2688-3627. Disponível em: <<https://doi.org/10.4271/972062>>. Citado na página 40.
- LIMA, K. F. *Metodologia de avaliação de filtros acústicos reativos*. 1-143 p. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2008. Citado na página 18.
- MARTINS, T. M. Projeto de sistema de escapamento para motores de combustão interna. *Escola Politécnica - Universidade Federal do Rio de Janeiro*, Rio de Janeiro, p. 1-66, 2019. (Monografia). Citado 5 vezes nas páginas 10, 47, 49, 50 e 51.
- MUNJAL, M.; DOIGE, A. Theory of a two source-location method for direct experimental evaluation of the four-pole parameters of an aeroacoustic element. *Journal of sound and vibration*, Elsevier Ltd, London, v. 141, n. 2, p. 323-333, 1990. ISSN 0022-460X. Citado na página 32.
- MUNJAL, M. L. *Acoustics of ducts and mufflers: With application to exhaust and ventilation system design*. New York: John Wiley & Sons, Inc, 1987. 1-307 p. ISBN 0-471-84738-0. Citado 2 vezes nas páginas 52 e 90.
- NUNES, M. A. A. *Utilização de síntese modal de componentes e particionamento axial de dutos para controle dos modos acústicos de alta ordem*. 222 p. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2009. Citado na página 50.
- PACHECO, E. A. *Quantificação do ruído de combustão em um motor ciclo otto usando diferentes combustíveis de competição através da técnica de intensidade sonora*. 1-189 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade do Paraná, 2002. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 41.
- POTENTE, D. General design principles for an automotive muffler. *Proceedings of Acoustic*, Busselton Western, Sidney, Australia, p. 1-6, 2005. Citado 2 vezes nas páginas 45 e 73.
- RAJADURAI, S.; RAJ, G.; KUMAR, S. M. International journal of recent development in engineering and technology. *International Journal of Recent Development in Engineering and Technology*, IJRDET, v. 4, n. 5, 2015. ISSN 2347-6435. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 35.
- REZENDE, M. C. Análise de silenciadores de escape automotivo visando redução da emissão de ruído. *Universidade Federal de Uberlândia*, Uberlândia, MG, p. 56, 2020. (Monografia). Citado na página 47.
- ROCHA, R. G. *Estudo de um método para projetar sistemas de escape de um motor de combustão interna de 4 tempos*. 1-95 p. Dissertação (Mestrado) — Faculdade de Engenharia Universidade do Porto, Porto, Portugal, 2011. Citado na página 58.
- ROSS, D. A finite element analysis of perforated component acoustic systems. *Journal of sound and vibration*, Elsevier Ltd, v. 79, n. 1, p. 133-143, 1981. ISSN 0022-460X. Citado na página 25.

- ROSS, D. F.; SEYBERT, A. F. Experimental determination of acoustic properties using a two-microphone random-excitation technique. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 62, n. S1, p. S57–S57, 1977. ISSN 0001-4966. Citado 3 vezes nas páginas 9, 30 e 31.
- SELAMET, A.; JI, Z. L. Acoustic attenuation performance of circular expansion chambers with extended inlet/outlet. *Journal of Sound and Vibration*, Department of Mechanical Engineering and The Center for Automotive Research, The Ohio State University, Columbus, USA, p. 1–16, 1998. Citado 3 vezes nas páginas 75, 76 e 77.
- SHAABAN, A. M. et al. An isogeometric burton-miller method for the transmission loss optimization with application to mufflers with internal extended tubes. *Applied acoustics*, Elsevier Ltd, v. 185, p. 108410, 2021. ISSN 0003-682X. Citado na página 29.
- SILVA, G. C. C.; NUNES, M. A. A. Influência da forma geométrica no desempenho acústico de silenciadores reativos do tipo helmholtz. *Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*, Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 27 e 49.
- SILVA, G. C. C.; NUNES, M. A. A. Projeto acústico e construção de um tubo de impedância para caracterização experimental de materiais com absorção sonora. *Universidade de Brasília*, Faculdade UnB-FGA, Gama, Brasília, p. 1–16, 2013. Citado 3 vezes nas páginas 10, 59 e 60.
- SILVA, G. C. C.; NUNES, M. A. A. Análise pelo método de elementos finitos do desempenho acústico de silenciadores reativos: Modelagem 2d e 3d. *ABMEC. CILAMCE*, Universidade de Brasília, Faculdade UnB Gama, p. 12, 2016. Citado 3 vezes nas páginas 9, 27 e 28.
- SILVA, G. C. C. da. *Estudo analítico e numérico do desempenho acústico de silenciadores reativos na presença de escoamento médio incompressível*. 147 p. Dissertação (Mestrado) — Faculdade UnB Gama/FT/Universidade de Brasília, DF, 2016. Publicação 036A./2016. Citado 6 vezes nas páginas 10, 18, 19, 42, 46 e 51.
- SRINIVASAN, R.; MUNJAL, M. L. A fully automatic 3-d analysis tool for expansion chamber mufflers. *Sadhana (Bangalore)*, Springer India, New Delhi, v. 23, n. 2, p. 195–212, 1998. ISSN 0256-2499. Citado na página 26.
- SULLIVAN, J. W. A method for modeling perforated tube muffler components. i. theory. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, 1979. Disponível em: <<https://asa.scitation.org/doi/10.1121/1.383679>>. Citado na página 90.
- TAN, W. H.; RIPIN, Z. M. Analysis of exhaust muffler with micro-perforated panel. *Journal of VibroEngineering*, v. 15, n. 2, 2013. ISSN 1392-8716. Citado 3 vezes nas páginas 9, 34 e 35.
- TAO, Z.; SEYBERT, A. F. A review of current techniques for measuring muffler transmission loss. *University of Kentucky*, SAE International, v. 1, 2003. ISSN 0148-7191. Disponível em: <<https://doi.org/10.4271/2003-01-1653>>. Citado 3 vezes nas páginas 9, 32 e 33.

TERASHIMA, F. J. H. et al. A twodimensional finite element approach to evaluate the sound transmission loss in perforated silencers. *Applied acoustics*, Elsevier Ltd, v. 192, 2022. ISSN 0003-682X. Citado 4 vezes nas páginas 9, 29, 30 e 92.

THIEME, F. *Atenuação de ruído em silenciadores automotivos: Análise numérica pelo método das matrizes de transferência e verificação experimental*. 18-141 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2000. Citado 4 vezes nas páginas 9, 18, 33 e 34.

TOSCANO, R. S. *Bloqueador de múltiplas frequências: concepção do sistema e estudo de caso para terminais IS-95*. 1-89 p. Dissertação (Mestrado) — Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2006. Citado na página 65.

VELOSO, R. C. *Uma contribuição para o monitoramento de motores de combustão interna através da análise de sinais de pressão sonora e vibração*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Uberlândia, Minas Gerais, 1999. Citado 9 vezes nas páginas 9, 20, 21, 40, 41, 42, 57, 58 e 59.

VÉR, I. L.; BERANEK, L. L. *Noise and Vibration Control Engineering: Principles and applications*. 2. ed. Canada: John Wiley & Sons, Inc, 2005. 1-943 p. ISBN 13-978-0-471-44942-3. Citado 4 vezes nas páginas 12, 74, 90 e 91.

XIANG, Y.; CHENG, L. Duct noise attenuation using reactive silencer with various internal configurations. *Journal of sound and vibration*, Elsevier Ltd, v. 335, p. 229-244, 2015. ISSN 0022-460X. Citado na página 27.

YOUNG, C. J.; CROCKER, M. J. Prediction of transmission loss in mufflers by the finite element method. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 57, n. 1, 1975. ISSN 0001-4966. Disponível em: <<https://asa.scitation.org/doi/10.1121/1.380424>>. Citado na página 25.

Apêndices

APÊNDICE A – Códigos Matlab

A.1 Obtenção da TL do modelo Câmara de Expansão Simples

```

1 %% Camara de Expansao Simples
2 clear all;
3 close all;
4 clc;
5
6 % Parametros
7 d1 = 0.075;           %Diametro do duto de entrada/saida
8 d2 = 0.15;           %Diametro do silenciador
9 s1 = (pi*(d1^2))/4;   %Area do tubo de entrada/saida [m]
10 s2 = (pi*(d2^2))/4;  %Area do silenciador [m]
11 L = 0.5;             %Comprimento da camara [m]
12 f = [70:0.01:2500];  %Frequencia [Hz]
13 c = 343;            %Velocidade do som [m/s]
14 lambda = c./f;      %Comprimento de onda [m]
15 k = (2*pi)./lambda; %Numero de onda
16 m = s2/s1;
17
18 %% Determinacao da TL
19 TL = 10.*log10(1+0.25*(m-(1/m)).^2.*(sin(k.*L)).^2);
20
21 %% Plotando os resultados
22 plot(f,TL)
23 hold on;
24
25 %% Experimental
26 load TL_Simples.txt
27 fs = TL_Simples(:,1);
28 TLs = TL_Simples(:,2);
29 plot(fs,TLs)
30 axis([70 2500 0 14])
31
32 xlabel('Frequencia [Hz]')
33 ylabel('Perda de Transmissao [dB]')
34 legend('Analitico','Experimental')

```

A.2 Obtenção da TL do modelo Câmara de Expansão Simples com Dutos Estendidos

```

1 %% Camara de Expansao Simples Com Dutos Estendidos
2 clear all;
3 close all; clc;
4
5 % Parametros
6 d1 = 0.075;           %Diametro dos dutos [m]
7 d2 = d1;             %Os dutos de entrada e saida possui mesmo diametro
8 d = 0.15;           %Diametro da camara de expansao [m]
9 a=d/2;              %Raio da camara de expansao [m]
10 a1=d1/2;           %Raio do duto de entrada [m]
11 a2=d2/2;           %Raio do duto de saida [m]
12 l = 0.5;           %Comprimento total [m]
13 l1 = 0.15;         %Comprimento do duto estendido de entrada [m]
14 l2 = 0.15;         %Comprimento do duto estendido de saida [m]
15 lc = l-(l1+l2);    %Comprimento da cavidade central [m]
16 f = [70:0.01:2500]; %Frequencia [Hz]
17 c = 343;           %Velocidade do som [m/s]
18 lambda = c./f;     %Comprimento de onda [m]
19 k = (2*pi)./lambda; %Numero de onda
20 j = sqrt(-1);
21 m = (a/a1)^2;
22
23 %% Determinacao da TL Analitica
24 TL = 20.*log10(((1/(4*m))*abs(((m+1)+(j*(m-1)).*tan(k.*l1)).*((m+1)+(j*(m-1)).*tan(k.*l2))...
25     .*exp(j.*k.*lc)-((m-1)^2).*(1-j.*tan(k.*l1)).*(1-j.*tan(k.*l2)).*exp(-j.*k.*lc))));
26 plot(f,TL)
27 hold on;
28
29 %% Experimental Solido
30 load TL_Estendido.txt
31 fe = TL_Estendido(:,1);
32 TLe = TL_Estendido(:,2);
33 plot(fe,TLe)
34
35 %% Experimental Perfurado na Entrada
36 % Perfuracao 1%
37 load TL_ent_perf_1.txt
38 f1 = TL_ent_perf_1(:,1);
39 TL1 = TL_ent_perf_1(:,2);
40 plot(f1,TL1)
41
42 % Perfuracao 3%

```

```
43 load TL_ent_perf_3.txt
44 f3 = TL_ent_perf_3(:,1);
45 TL3 = TL_ent_perf_3(:,2);
46 plot(f3,TL3)
47
48 % Perfuracao 5%
49 load TL_ent_perf_5.txt
50 f5 = TL_ent_perf_5(:,1);
51 TL5 = TL_ent_perf_5(:,2);
52 plot(f5,TL5)
53
54 % Perfuracao 7%
55 load TL_ent_perf_7.txt
56 f7 = TL_ent_perf_7(:,1);
57 TL7 = TL_ent_perf_7(:,2);
58 plot(f7,TL7)
59
60 %% Experimental Perfurado na Saida
61 % Perfuracao 1%
62 load TL_sai_perf_1.txt
63 f1 = TL_sai_perf_1(:,1);
64 TL1 = TL_sai_perf_1(:,2);
65 plot(f1,TL1)
66
67 % Perfuracao 3%
68 load TL_sai_perf_3.txt
69 f3 = TL_sai_perf_3(:,1);
70 TL3 = TL_sai_perf_3(:,2);
71 plot(f3,TL3)
72
73 % Perfuracao 5%
74 load TL_sai_perf_5.txt
75 f5 = TL_sai_perf_5(:,1);
76 TL5 = TL_sai_perf_5(:,2);
77 plot(f5,TL5)
78
79 % Perfuracao 7%
80 load TL_sai_perf_7.txt
81 f7 = TL_sai_perf_7(:,1);
82 TL7 = TL_sai_perf_7(:,2);
83 plot(f7,TL7)
84
85 axis([70 2500 0 35])
86 xlabel('Frequencia [Hz]')
87 ylabel('Perda de Transmissao [dB]')
88 legend('Analitico','Experimental Solido','Experimental 1%','Experimental
      3%','Experimental 5%', 'Experimental 7%')
```

A.3 Obtenção da TL do modelo Câmara de Expansão Dupla

```

1 %% Camara de Expansao Dupla
2 clear all;
3 close all;
4 clc;
5
6 % Parametros
7 d1 = 0.075;           %Diametro do duto de entrada/saida
8 d2 = 0.15;           %Diametro do silenciador
9 s1 = (pi*(d1^2))/4;   %Area do tubo de entrada/saida [m^2]
10 s2 = (pi*(d2^2))/4;  %Area do silenciador [m^2]
11 le = 0.245;          %Comprimento da camara [m]
12 lc = 0.01;           %Comprimento entre as camaras [m]
13 f = [70:0.01:2500];  %Frequencia [Hz]
14 c = 343;             %Velocidade do som [m/s]
15 lambda = c./f;       %Comprimento de onda [m]
16 k = (2*pi)./lambda;  %Numero de onda
17 m = s2/s1;
18
19 %% Determinacao da TL
20 A1 = (1./(16.*m.^2)).*((4.*m.*(m+1).^2).*cos(2.*k.*(le+lc)) - (4.*m.*(m-1).^2).*cos(2.*k.*(le-lc)));
21 B1 = (1./(16.*m.^2)).*(2.*(m.^2+1).*(m+1).^2.*sin(2.*k.*(le+lc)) - (4.*(m.^2-1).^2).*sin(2.*k.*lc) - 2.*(m.^2+1).*((m-1).^2).*sin(2.*k.*(le-lc)));
22
23 TL = 10.*log10(A1.^2 + B1.^2);
24
25 %% Plotando os resultados
26 plot(f,TL)
27 hold on;
28
29 %% Experimental
30
31 load TL_final.txt
32 ff = TL_final(:,1);
33 TLf = TL_final(:,2);
34 plot(ff,TLf)
35 axis([70 2500 -0 30])
36
37 xlabel('Frequencia [Hz]')
38 ylabel('Perda de Transmissao [dB]')
39 legend('Analitico','Experimental')

```

A.4 Obtenção da TL do modelo Câmara de Expansão Dupla com Duto Central

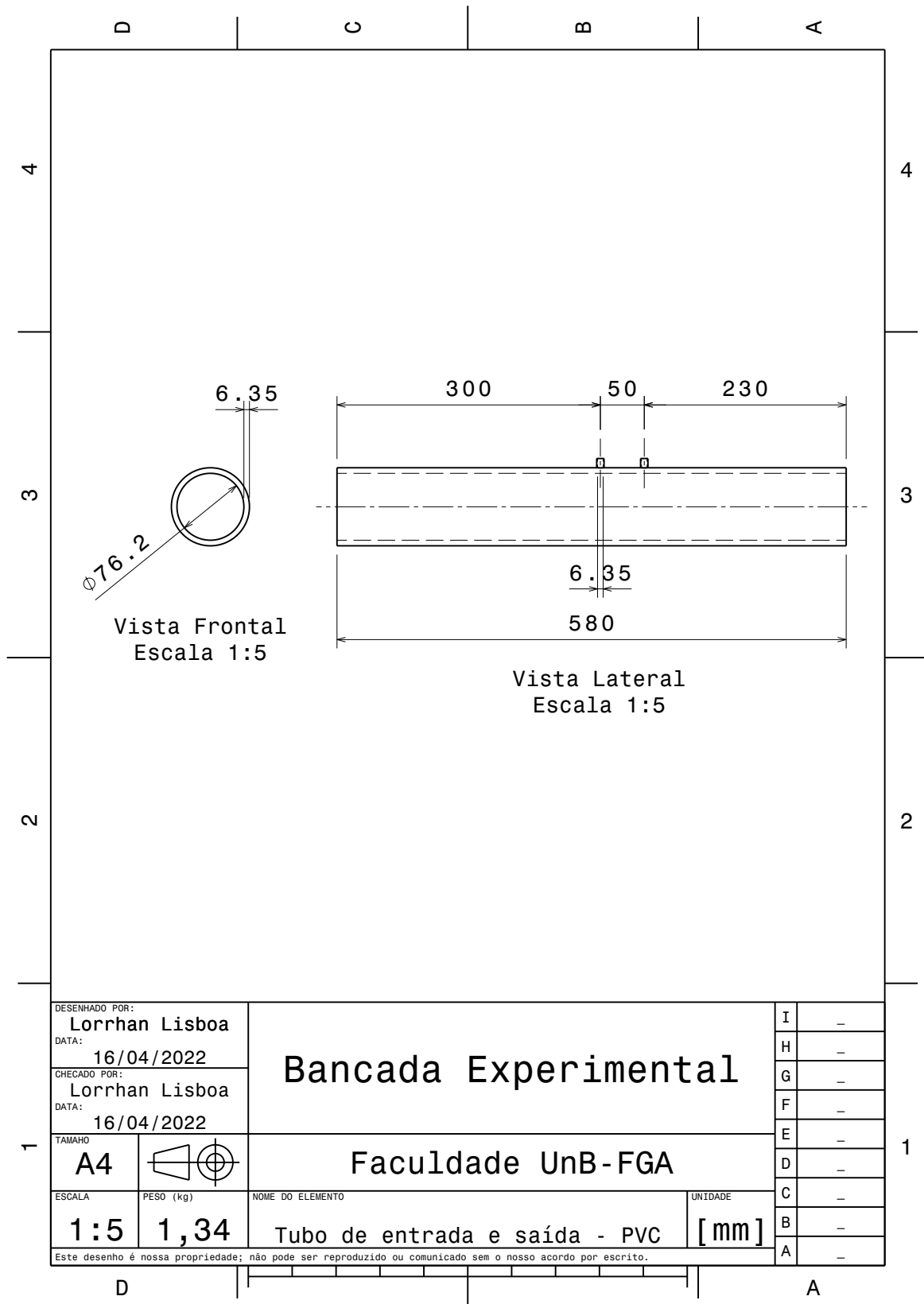
```

1 %% Camara de Expansao Dupla com Duto Central
2 clear all;
3 close all;
4 clc;
5
6 % Parametros
7 d1 = 0.075;           %Diametro do duto de entrada/saida
8 d2 = 0.15;           %Diametro do silenciador
9 s1 = (pi*(d1^2))/4;  %Area do tubo de entrada/saida [m^2]
10 s2 = (pi*(d2^2))/4; %Area do silenciador [m^2]
11 le = 0.25;          %Comprimento da camara [m]
12 lc = 0.15;          %Comprimento do orificio [m]
13 f = [70:0.01:2500]; %Frequencia [Hz]
14 c = 343;            %Velocidade do som [m/s]
15 lambda = c./f;      %Comprimento de onda [m]
16 k = (2*pi)./lambda; %Numero de onda
17 m = s2/s1;
18
19 %% Determinacao da TL
20 A2 = cos(2.*k.*le)-(m-1).*sin(2.*k.*le).*tan(k.*lc);
21 B2 = (1/(2*m))*(((m^2)+1).*sin(2.*k.*le)+(m-1).*tan(k.*le)).*(((m^2)+1)*
    cos(2.*k.*le)-((m^2)-1)));
22
23 TL = 10.*log10(A2.^2 + B2.^2);
24
25 %% Plotando os resultados
26 plot(f,TL)
27 hold on;
28
29 %% Experimental
30
31 load TL_Camara_Dupla.txt
32 ff = TL_Camara_Dupla(:,1);
33 TLf = TL_Camara_Dupla(:,2);
34 plot(ff,TLf)
35 axis([70 2500 -15 60])
36
37 xlabel('Frequencia [Hz]')
38 ylabel('Perda de Transmissao [dB]')
39 legend('Analitico','Experimental')

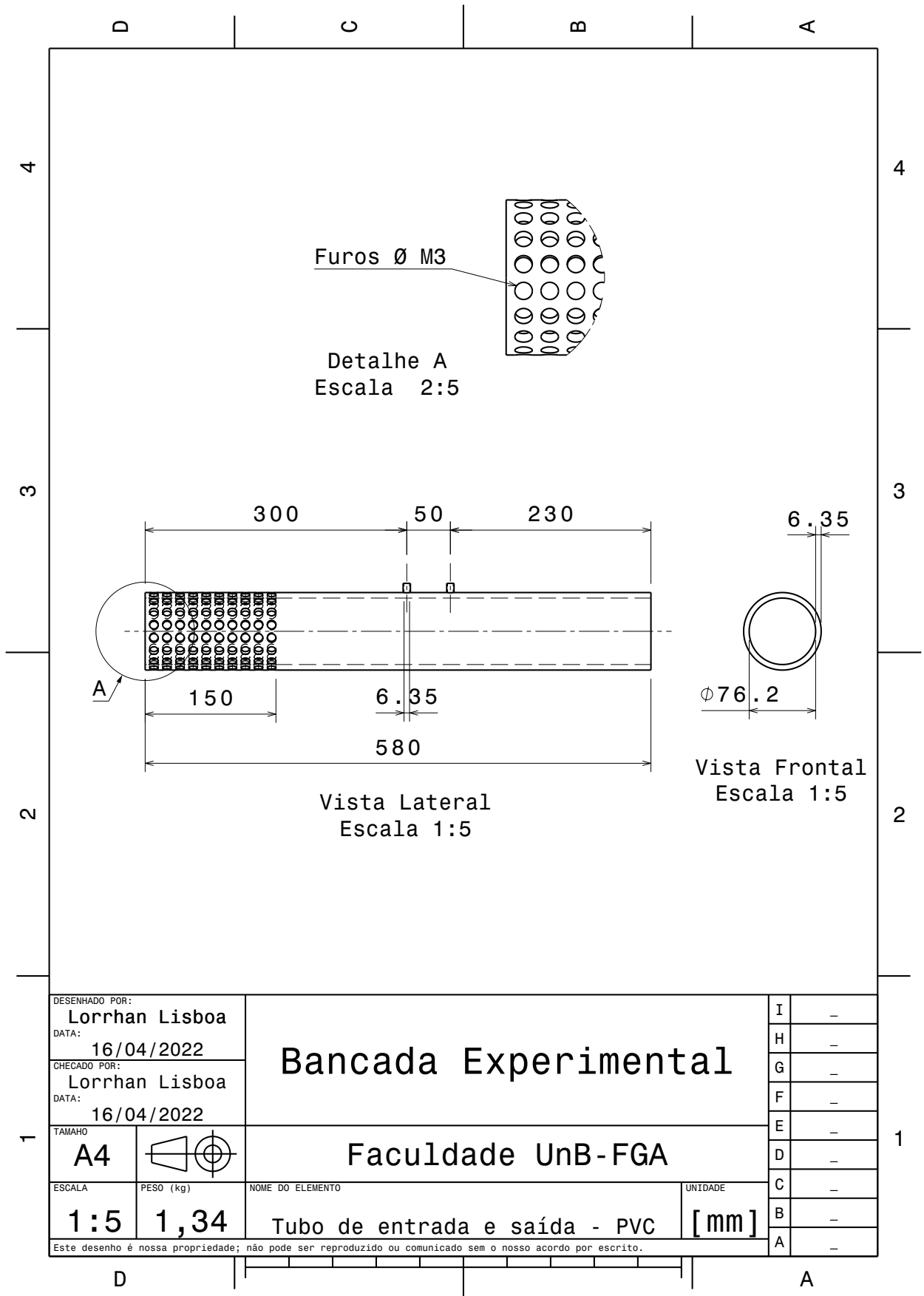
```

APÊNDICE B – Desenhos Técnicos

B.1 Tubo de PVC 3" polegadas

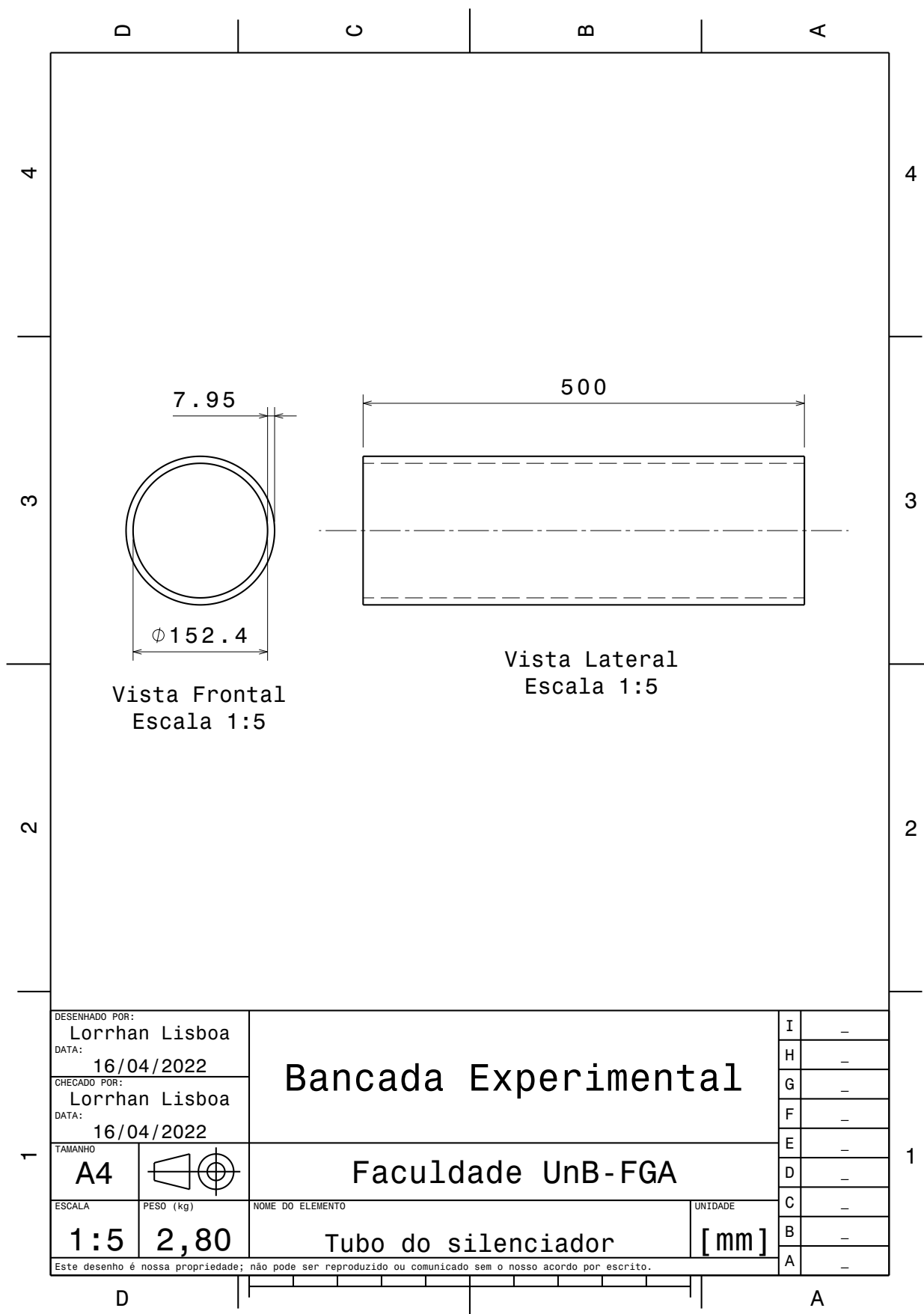


B.2 Tubo de PVC 3" polegadas perfurados com broca M3

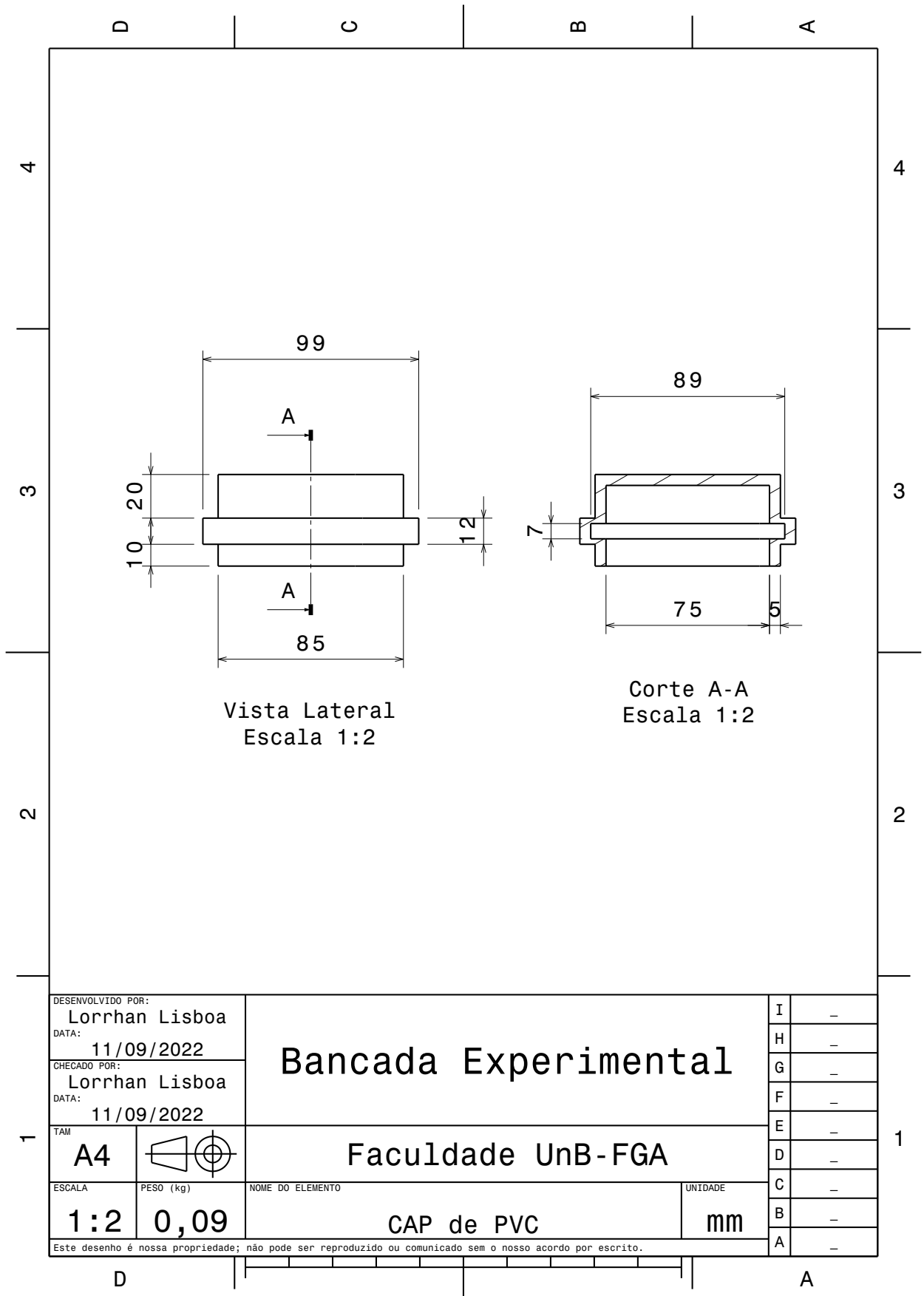


DESENHADO POR: Lorrhan Lisboa		<h1>Bancada Experimental</h1>	I	-
DATA: 16/04/2022			H	-
CHECADO POR: Lorrhan Lisboa		<h1>Faculdade UnB-FGA</h1>	G	-
DATA: 16/04/2022			F	-
TAMAHO A4		Tubo de entrada e saída - PVC	E	-
ESCALA 1:5	PESO (kg) 1,34		UNIDADE [mm]	D
Este desenho é nossa propriedade; não pode ser reproduzido ou comunicado sem o nosso acordo por escrito.			C	-
			B	-
			A	-

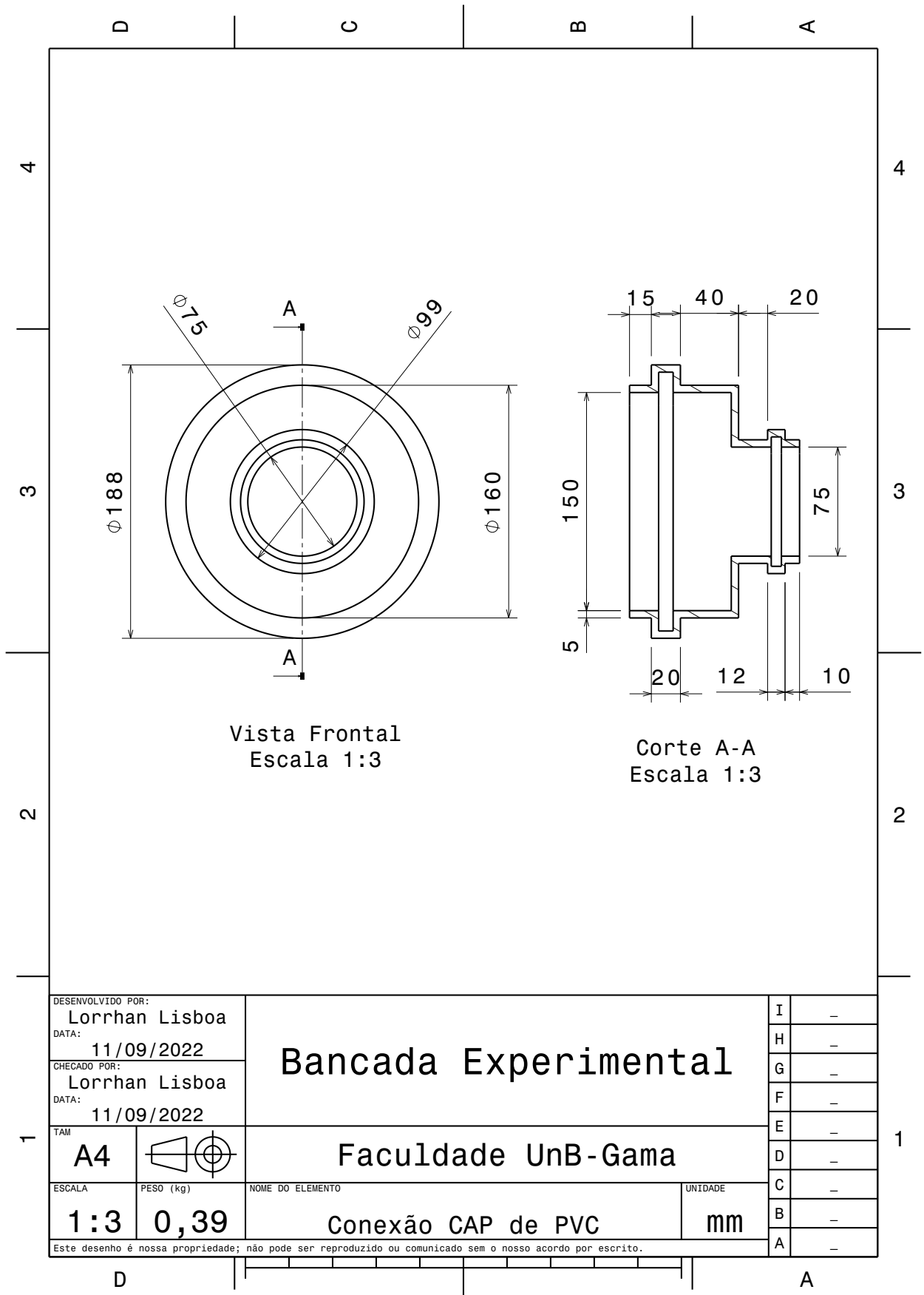
B.3 Tubo de PVC 6"polegadas



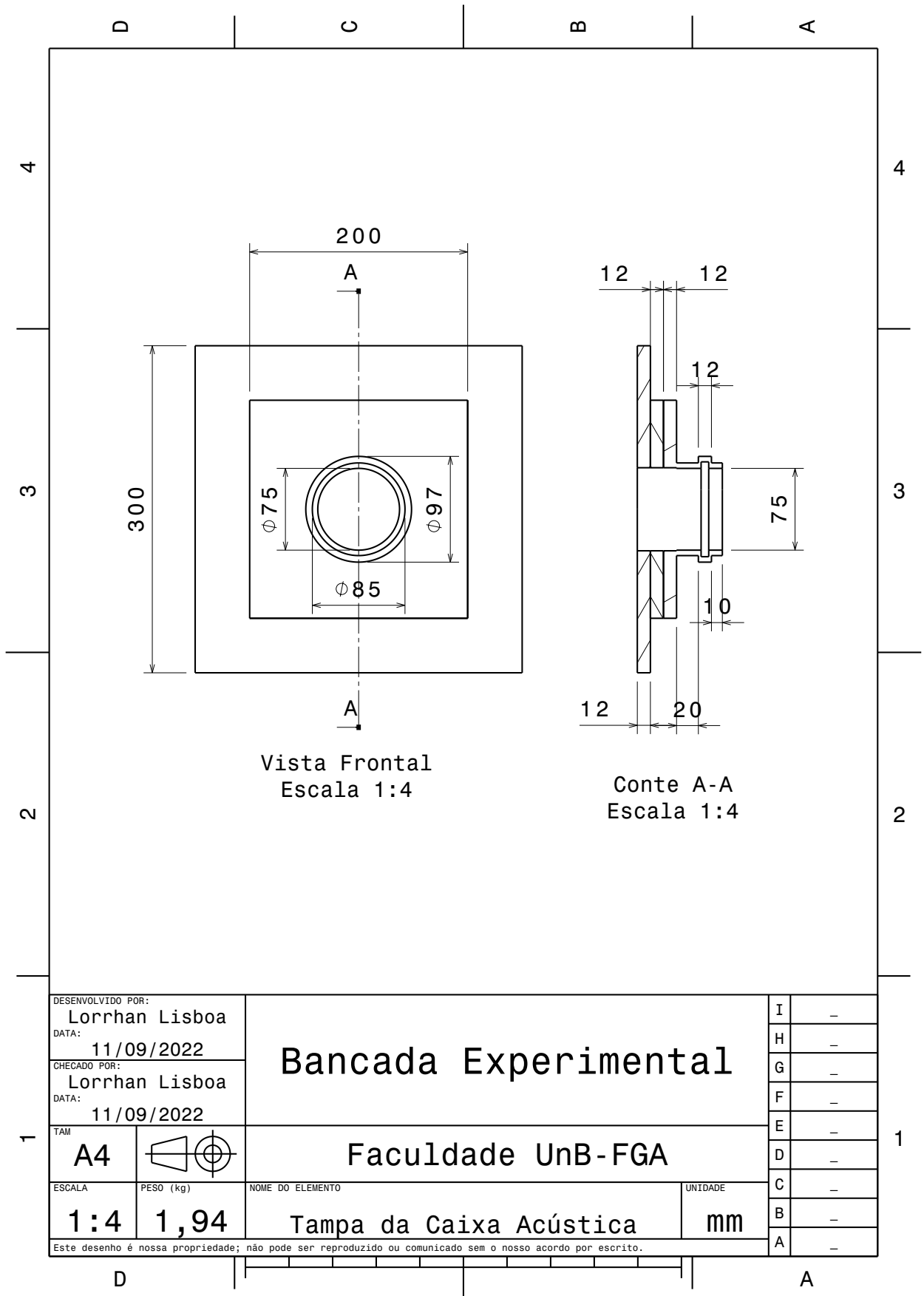
B.4 CAP de PVC usado como terminação fechada



B.5 Conexão de PVC do silenciador com os dutos



B.6 Tampa da Caixa Acústica em MDF com conexão de PVC



B.7 Caixa acústica da fonte sonora em MDF

