



Universidade de Brasília – UnB
Faculdade UnB Gama – FGA
Engenharia Aeroespacial

**Modelagem numérica em elementos finitos da
perda de transmissão acústica de *liners*
aplicado em dutos**

Autor: Victor Menezes Ribeiro

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

Coorientador: Prof. Dr. Sergio Henrique da Silva Carneiro

Brasília, DF

2021



γ

Victor Menezes Ribeiro

**Modelagem numérica em elementos finitos da perda de
transmissão acústica de *liners* aplicado em dutos**

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

Universidade de Brasília – UnB

Faculdade UnB Gama – FGA

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

Coorientador: Prof. Dr. Sergio Henrique da Silva Carneiro

Brasília, DF

2021

Victor Menezes Ribeiro

Modelagem numérica em elementos finitos da perda de transmissão acústica de *liners* aplicado em dutos/ Victor Menezes Ribeiro. – Brasília, DF, 2021-114 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 , 2021.

1. Acoustic Liner. 2. Aeroacústica. I. Prof.^a Dr.^a Maria Alzira de Araújo Nunes. II. Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. Modelagem numérica em elementos finitos da perda de transmissão acústica de *liners* aplicado em dutos

CDU 02:141:005.6

Victor Menezes Ribeiro

Modelagem numérica em elementos finitos da perda de transmissão acústica de *liners* aplicado em dutos

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

Trabalho aprovado. Brasília, DF

**Prof.^a Dr.^a Maria Alzira de Araújo
Nunes**
UnB FGA - Orientador

**Prof. Dr. Sergio Henrique da Silva
Carneiro**
UnB FGA - Coorientador

Prof. Ph.D. Artem Andrianov
Unb FGA

**Prof. Ph.D. Eng. Manuel N. D.
Barcelos Júnior**
Unb FGA

Brasília, DF

2021

*Este trabalho é dedicado a todos que,
enxergam não a terra, mas os céus como seu lar.*

Agradecimentos

Gostaria de agradecer primeiro a Deus, por tornar possível toda a minha caminhada. Também aos professores que me apoiaram, Prof. Dr^a Maria Alzira e Prof. Dr Sérgio, sem os quais não seria possível a realização desse trabalho.

A minha família e minha namorada que me apoiaram sempre, desejando tanto quanto eu, minha felicidade e sucesso. Que muitas vezes acreditam nas minhas capacidades até quando eu mesmo não acredito.

Aos amigos da panela por todos os momentos e aprendizados que tornaram o caminho mais leve e divertido, e que com certeza continuarão participando e dividindo todo o sucesso que temos pela frente.

A minha irmã e minha afilhada, que com seus dons foram capazes de me ajudar na produção desse trabalho. E a todas as pessoas que me ajudaram e acreditaram em mim com as quais também divido esse sucesso de mais uma etapa concluída.

*"Uma vez que você tenha experimentado voar,
você andar  pela terra com seus olhos voltados para céu,
pois l  você esteve e para l  você desejar  voltar."*

(John H. Secondari)

Resumo

O ruído é uma parte importante na avaliação da qualidade de vida humana, um local ruidoso pode prejudicar de diversas formas a saúde de uma pessoa. Tratou-se, em especial neste trabalho, o ruído aeronáutico que afeta principalmente, usuários de aviões e populações que vivem em volta de aeroportos. Mediante essas questões, o presente trabalho tem como objetivo de estudar os *acoustic liners*, dando ênfase na perda de transmissão que esses filtros são capazes de obter. Para isso, inicialmente, é apresentada a teoria dos ressonadores de Helmholtz - que são a base do seu funcionamento - também comenta a teoria por trás do ruído aeronáutico, e faz uma revisão bibliográfica acerca desses dois temas. Com o entendimento desta parte inicial, suscita a criação de um modelo em métodos dos elementos finitos de um ressonador simples. Este modelo foi validado, utilizando uma formulação analítica da perda de transmissão sonora. Com o sistema validado, foram produzidas diversas simulações com várias configurações de ressonadores, variando suas geometrias e quantidades. O resultado dessa análise de sensibilidade é o entendimento de como a geometria influencia na frequência de ressonância. Com esse entendimento são criadas novas geometrias que buscam realizar uma primeira aproximação da geometria real de um *acoustic liner*. Os resultados mostram a importância de ressonadores em paralelo, e não apenas em série para dutos com maior área. Porém, também mostra que o modelo atualmente utilizado é demasiado complexo para simular um *liner* real. Com isso, um método para simular materiais perfurados é utilizado e ele é empregado em um novo modelo para *liners*. O novo modelo é validado comparando seu resultado com valores experimentais e teóricos, e é então utilizado para analisar a variação da perda de transmissão com a quantidade de volumes e também com diferentes quantidades de ressonadores nas paredes do duto. Por fim, foi concluído que estes filtros são importantes para manter e melhorar a qualidade de vida de diversas pessoas, já que seu funcionamento, mesmo tornando mais complicado o projeto de naceles aeronáuticas, consegue reduzir bastante o nível de ruído que chega ao receptor.

Palavras-chave: Ressonadores de Helmholtz. *Acoustic liners*. Aeroacústica.

Abstract

Noise is an important part of assessing human quality of life. A noisy place can harm a person's health in different ways. Aeronautical noise, which mainly affects aircraft users and populations living around airports, is dealt with in this work. Therefore, the present work has the objective to study acoustic liners, more specifically the transmission loss that these filters are capable of obtaining. For this, initially the theory of Helmholtz resonators, which are the basis of its operation, is shown, also the theory behind aeronautical noise is commented and a bibliographic review is made about these two themes. With the understanding of this initial part, we start to create a model in finite element methods of a simple resonator. This model was validated using an analytical formulation of the loss of sound transmission. With the validated system, several simulations were made with various configurations of resonators, varying their geometries and quantities. The result of this sensitivity analysis is an understanding of how geometry influences the resonance frequency. With this understanding, new geometries are created that seek to make a first approximation of the real geometry of an acoustic liner, the results show the importance of resonators in parallel and not just in series for larger area ducts. However, it also shows that the model currently used is too complex to simulate a real liner. With this understanding, a method to simulate perforated materials is used and it is applied in a new model for perforated liners. The new model is validated by comparing its result with experimental and theoretical values, and is then used to analyze the variation in transmission loss with the amount of volumes and also with different amounts of resonators on the duct walls. Finally, it was concluded that these filters are important to maintain and improve the quality of life of several people, since their operation, even making the design of aeronautical nacelles more complicated, manages to greatly reduce the noise level that reaches the receiver.

Key-words: Helmholtz Resonator. Acoustic Liners. Aeroacoustics.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Fluxograma do trabalho. Fonte: Autor	22
Figura 2 – Exemplo de ruído típico de <i>airframe</i> . Adaptado de: MAGALHÃES (2014)	25
Figura 3 – Modelo de high bypass ratio. Adaptado de: Farokhi (2014)	26
Figura 4 – Redução de ruído ao decorrer dos anos. Adaptado de: Kempton (2011)	27
Figura 5 – Chevron montado ao final de nacele. Fonte: Banke (2017)	27
Figura 6 – Desenho esquemático filtro de helmholtz.	29
Figura 7 – Exemplo de simulação gráfica. Fonte: NASA (2015)	30
Figura 8 – Exemplos de malha e resultado do ACTRAN. Fonte: MSC Software (2014).	31
Figura 9 – A320 (esquerda) comparado ao Boeing 737 (direita). Adaptado de: Felix L. (2019)	33
Figura 10 – Exemplos mostrando os estatores. Adaptado de: Greenwood (2018) e Wikipedia (2019)	33
Figura 11 – Exemplos típicos no espectro da frequência do SPL de motor aeronáu- tico. Adaptado de: Ruijgrok (1993)	34
Figura 12 – Curva característica da PT do ressonador de Helmholtz. Adaptado de: Fahy (2001)	36
Figura 13 – Esquema de barreira acústica. Adaptado de: Jacklyn (2018)	37
Figura 14 – Relação entre a PT e área coberta por material acústico. Adaptado de: Jacklyn (2018)	38
Figura 15 – Relação entre a PT e furos no material. Adaptado de: Jacklyn (2018) .	38
Figura 16 – Esquemático de ensaio com tubo de impedância. Adaptado de: Jacklyn (2018)	39
Figura 17 – Exemplo de gráfico de absorção sonora por frequência. Adaptado de: Jacklyn (2017)	41
Figura 18 – Efeito da umidade na absorção sonora. Adaptado de: Jacklyn (2017) .	42
Figura 19 – Efeito da espessura na absorção sonora. Adaptado de: Jacklyn (2017) .	42
Figura 20 – Tubo de impedância para medição de α . Adaptado de: Jacklyn (2017) .	43
Figura 21 – Esquemático de tubo de impedância para cálculo de α . Adaptado de: Morgans et al. (2004)	44
Figura 22 – Configurações de <i>acoustic liners</i> . Fonte: Kempton (2011)	44
Figura 23 – Modelos de <i>splices</i> . Adaptado de: Team California (2019), Arnot (2019)	45
Figura 24 – Desenho de um painel perfurado com cavidade. Adaptado de: MAA (1975)	47
Figura 25 – Exemplos dos tipos de organização de furos. Adaptado de: Ansys (2017a)	51
Figura 26 – Geometria para simulação.	52

Figura 27 – Configuração do <i>Acoustic Body</i>	54
Figura 28 – Condições aplicadas na geometria.	55
Figura 29 – Fluxograma com os passos básicos da simulação.	55
Figura 30 – Outras geometrias simuladas.	56
Figura 31 – Variação do tamanho dos pescoços do ressonadores	56
Figura 32 – Modelos de ressonadores em série.	58
Figura 33 – Modelos de ressonadores em paralelo.	59
Figura 34 – Outras geometrias simuladas.	60
Figura 35 – Geometria utilizada.	61
Figura 36 – Corpos acústicos da geometria do muffler analisada.	62
Figura 37 – Condições aplicadas na geometria.	64
Figura 38 – Geometria utilizada para validação do modelo.	65
Figura 39 – Aparelho utilizado para experimentação. Adaptado de Zhou et al. (2016)	66
Figura 40 – Geometria utilizada para validação do modelo.	67
Figura 41 – Geometria utilizada para validação do modelo.	68
Figura 42 – Geometrias utilizadas para variação da quantidade de volumes	69
Figura 43 – Geometrias utilizadas para simulação com diferentes configurações de AL no duto.	70
Figura 44 – Resultado da convergência de malha.	72
Figura 45 – Comparação entre curva analítica e gerada por MEF.	74
Figura 46 – A esquerda comparação entre volumes cúbico, cilíndrico e prisma he- xagonal e a direita o modelo hexagonal e cúbico utilizados.	75
Figura 47 – Comparação entre diferentes tamanhos de pescoço.	76
Figura 48 – Comparação entre diferentes diâmetros de pescoço.	77
Figura 49 – A esquerda comparação entre ressonadores em série com 0,2 m de diâ- metro no pescoço, e a direita alguns dos modelos utilizados	78
Figura 50 – Comparação entre ressonadores em série com 0,05 m de diâmetro no pescoço.	79
Figura 51 – Comparação entre as curvas de PT com 16 ressonadores com 0,2 e 0,05 m de diâmetro de pescoço.	79
Figura 52 – A esquerda comparação entre várias configurações de ressonadores e a direita algumas das geometrias utilizadas.	80
Figura 53 – A esquerda comparação de várias configurações de ressonadores em diferentes áreas de duto e a direita a geometria com área de tubulação média e grande.	81
Figura 54 – Comparação entre simulação com furos, e utilizando o modelo SGYM.	82
Figura 55 – Comparação entre as curvas de PT com diferentes raios de furo (r) e distâncias entre furos (g).	83
Figura 56 – Comparação entre as curvas de PT e as de absorção.	84

Figura 57 – Gráfico de convergência de malha.	85
Figura 58 – Comparação entre a PT analítica, experimental e em MEF. Adaptado de: (ZHOU; WANG; SUN, 2015).	86
Figura 59 – Comparação entre a PT analítica, experimental e em MEF. Adaptado de: (ZHOU et al., 2016)	87
Figura 60 – Comparação entre a PT analítica, experimental e em MEF. Adaptado de: (ZHOU et al., 2016)	88
Figura 61 – A esquerda comparação entre a PT com 1, 4, 9, 16 e 25 volumes e a direita os modelos com 25 e volumes.	89
Figura 62 – Comparação da PT com ressonadores em um, dois, três e quatro lados do duto.	90

Lista de tabelas

Tabela 1 – Histórico de programas para redução de ruído nos quais a <i>GE Aircraft Engines</i> esteve envolvida. Fonte: Martens (2002)	24
Tabela 2 – Características acústicas de lã de vidro ensacada. Fonte: Isopur (2019)	35
Tabela 3 – Características desejadas para placas metálicas porosas. Adaptado de: Mangiarotty, Marsh e Feder (1968)	46
Tabela 4 – Informações do elemento utilizado. Fontes: Ansys (2016), Howard e Cazzolato (2014).	53
Tabela 5 – Condições aplicadas no volume.	63
Tabela 6 – Condições aplicadas no corpo acústico perfurado	63
Tabela 7 – Parâmetros utilizados.	64
Tabela 8 – Resumo de modelos e objetivos desejados.	71
Tabela 9 – Dados gerados de comparação de malha	85

Lista de abreviaturas e siglas

AL	<i>Acoustic liner(s)</i>
BPR	<i>Bypass ratio</i>
EPI	Equipamento de proteção individual
FR	Frequência de ressonância
JCA	Johnson-Champoux-Allard
MEF	Método dos elementos finitos
NPS	Nível de pressão sonora
NRC	<i>Noise reduction coefficient</i>

Lista de símbolos

Símbolos Latinos

A	Absorção sonora	[m^2 - Sabine]
BPF	<i>Blade-passing frequency</i>	[Hz]
c	Velocidade do som	[m/s]
d	Diâmetro	[m]
d_a	Tamanho da amostra	[m]
d_c	Distância entre os microfones	[m]
D	Profundidade da cavidade	[m]
EPNdB	<i>Effective perceived noise</i>	[dB]
f	Frequência	[Hz]
f_f	Força externa excitadora	[N]
FR	Frequência de ressonância	[Hz]
g	Distância entre furos	[mm]
I	Intensidade sonora	[W/m^2]
l	Comprimento do pescoço	[m]
l'	Comprimento do pescoço efetivo	[m]
L_w	Potência sonora total	[dB]
p	Pressão	[Pa]
PT	Perda de transmissão	[dB]
S	Área	[m^2]
SPL	<i>Sound pressure level</i>	[dB]
S_b	Área do pescoço	[m^2]
S_t	Área da tubulação	[m^2]

t	Espessura do painel perfurado	[m]
T	Temperatura	[K]
TL	<i>Transmission loss</i>	[dB]
V	Velocidade	[m/s]
v	Velocidade da partícula	[m/s]
Vol	Volume da cavidade	[m ³]
W_a	Potência sonora gerada por jatos	[Watts]
W_m	Potência mecânica do jato	[Watts]

Símbolos Gregos

α	Coeficiente de absorção	[m ⁻¹]
η	Fator de eficiência acústica	
η_{mpp}	Coeficiente de viscosidade	[Pa*s]
λ	Comprimento de onda	[m]
ω	Frequência	[Hz]
ω_r	Taxa de rotação	[rpm]
ω_0	Frequência de ressonância	[Hz]
ρ	Massa específica	[Kg/m ³]
τ	Coeficiente de transmissão	

Símbolos Adimensionais

B	Quantidade de pás
k	Número de ondas
K_a	Coeficiente de potência acústica
M	Número de Mach
P	<i>Perforation ratio</i>

Sumário

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	Contextualização	18
1.2	Motivação	19
1.3	Objetivos	20
1.4	Metodologia	20
1.5	Organização do trabalho	23
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	Ruído aeronáutico	24
2.2	<i>Acoustic liners</i>	28
3	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	32
3.1	Fontes sonoras provenientes de motor aeronáutico	32
3.2	Filtros acústicos	35
3.3	<i>Acoustic Liners</i>	44
4	METODOLOGIA	49
4.1	Software de simulação Ansys	49
4.2	Modelagem numérica de ressonador de Helmholtz utilizando MEF	52
4.3	Análise de parâmetros geométricos	55
4.4	Análise de arranjos de ressonadores	57
4.5	Modelagem da placa perfurada	61
4.6	Modelo de <i>acoustic liner</i>	65
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	71
5.1	Convergência de malha	71
5.2	Validação do modelo de Helmholtz	74
5.3	Análise de parâmetros geométricos	74
5.4	Análise de arranjos de ressonadores	77
5.5	Modelagem de material perfurado	82
5.6	Modelo de <i>acoustic liner</i>	84
6	CONCLUSÕES	91
6.1	Sugestões de trabalhos futuros	92
	REFERÊNCIAS	93

APÊNDICES

99

	APÊNDICE A – INFORMAÇÕES DAS GEOMETRIAS GERADAS	100
A.1	Ressonador para validação	101
A.2	Ressonador com menor comprimento de pescoço	102
A.3	Ressonador com menor diâmetro de pescoço	103
A.4	Modelo de ressonador em série	104
A.5	Modelo de ressonadores como <i>liner</i>	105
A.6	Modelo de <i>muffler</i>	106
A.7	Modelo de <i>liner</i> para validação	107
A.8	Modelo de <i>liner</i> para validação 2	108
A.9	Modelo de <i>liner</i> para validação 3	109
A.10	Modelo de <i>liner</i> análise de lados	110
A.11	Modelo de <i>liner</i> para análise de número de volumes	111
	APÊNDICE B – CÓDIGOS EM MATLAB UTILIZADOS	112
B.1	PT do ressonador de Helmholtz	112
B.2	Cálculo do coeficiente de absorção (α)	113

1 Introdução

Neste capítulo será apresentada a problemática do assunto estudado, a justificativa do desenvolvimento do trabalho, sua contextualização e os objetivos propostos.

1.1 Contextualização

O som é um distúrbio físico no ar, produzido por uma fonte e percebido pelo receptor quando chega ao ouvido (RUIJGROK, 1993). Esse som pode ser agradável, como uma música, ou irritante, como som de marteladas. Para esses sons que são desagradáveis, dá-se o nome de ruído.

Uma exposição prolongada a ruídos pode ser prejudicial à saúde humana. Em locais de trabalho com alto nível de ruído, fábricas e aeroportos, é indispensável a utilização de equipamentos de proteção individual (EPI). Na Europa, a perda de audição é a doença profissional mais comum. Contudo, não é apenas a perda de audição que esse som desagradável pode causar. O chamado tinitus, conhecido como a sensação de ouvir um zumbido, também é um sinal que sua audição está sendo prejudicada, devido a uma grande exposição a sons muito altos (Agência Europeia para a Segurança e Saúde no Trabalho, 2005).

Outro risco relacionado ao ruído está no aumento da ocorrência de acidentes, já que a passagem de informações entre funcionários se torna mais difícil, atrapalha a audição de sons importantes, como sirenes e alarmes, e ainda distrai funcionários. Grávidas também devem tomar cuidado extra ao lidar com ruído: a exposição demasiada leva ao aumento da pressão arterial, o que gera cansaço, e resultados de algumas experiências sugerem que um alto nível de ruído pode atrapalhar o feto, podendo gerar efeitos indesejados na sua audição (Agência Europeia para a Segurança e Saúde no Trabalho, 2005).

Uma grande fonte de ruído na sociedade atual são os aeroportos. Populações que vivem em volta desses complexos ruidosos são muito afetadas. Essa exposição de moradores leva a distúrbios do sono, como já falado antes, diminuição do rendimento laboral e problemas cardiovasculares (SCATOLINI; ALVES, 2016).

Por esses e outros motivos, o ruído advindo de aeronaves tornou-se uma constante quando se trata de reclamações e discussões em órgãos reguladores e em tribunais pelo mundo todo. Em alguns casos, juízes podem determinar que a aeronave deixe de operar, punindo a empresa aérea com multas e paralisações das atividades enquanto esta não se readequar à legislação vigente de emissão de ruído ambiental. A redução de ruído emitido é um requisito de projeto que vem se tornando, cada vez mais, importante para fabricantes

de motores aeronáuticos, subsistemas e aeronaves no geral.

Várias proibições e novas regulamentações fazem com que empresas aéreas estejam constantemente se atualizando para não perderem seus lucros em infrações e multas. Um exemplo disso aconteceu na década de 1990, quando a aeronave nomeada BAC 1-11, operada por várias empresas aéreas, incluindo a brasileira Viação Aérea São Paulo (VASP), foi tirada de circulação devido a seu alto nível de ruído emitido (STIBBE, 2011). Acarretando, assim, um prejuízo milionário, já que aeronaves funcionais ficaram impedidas de operar.

Um outro exemplo dessa problemática aconteceu no ano de 2005, quando o aeroporto de Minneapolis pagou mais de U\$246 milhões em decorrência do ruído gerado em suas redondezas, afetando a qualidade de vida da população (BRANDT, 2007). Tentando contornar uma situação similar à descrita, o aeroporto de Hampton no estado de Nova Iorque implementou limitações às empresas aéreas, tais como operações somente em horários permitidos e com aeronaves “silenciosas”, com objetivo de diminuir o incômodo aos moradores da comunidade próxima ao aeroporto (U.S. District Court, 2015).

1.2 Motivação

O ruído aeronáutico é um enorme problema e um desafio que é enfrentado por todo o mercado aeronáutico, tanto para projetos novos, quanto para as atuais aeronaves que ainda vêm recebendo atualizações. O foco de estudos deste trabalho é o controle passivo do ruído emitido pelo motor.

Esses estudos oferecem vários benefícios, como manter aeronaves comerciais funcionando por mais tempo, por atender aos rigorosos critérios de ruído emitidos nos aeroportos, aumentar o conforto dos passageiros e tornar o ambiente de trabalho de pilotos e atendentes de voo menos insalubre, além de reduzir riscos de futuros processos judiciais advindos de moradores próximos a aeroportos, já que o barulho não será danoso.

Além disso, pode-se citar os benefícios a toda população que mora nos arredores de aeroportos, que terá uma qualidade de vida melhor, sem ter seu sono ou dia prejudicados com o grande ruído escutado devido a passagem baixa de um avião.

Por fim, o estudo do ruído e suas diversas influências a saúde humana motiva este trabalho, e a necessidade de uma modelagem com maior fidelidade induz também a busca de um modelo, em método dos elementos finitos (MEF), que possa ser utilizado para estudos futuros acerca do tema, sem a utilização de simulações com fluídos.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

Objetiva-se, de modo geral, modelar e determinar numericamente a eficiência acústica de *acoustic liners* (AL) em MEF, os quais têm por finalidade a mitigação do ruído proveniente do motor. Entende-se por eficiência acústica o parâmetro perda de transmissão sonora.

1.3.2 Objetivos específicos

Tem-se como objetivos específicos:

- Estudar a fonte sonora, nesse caso o motor, identificando em seu espectro as principais componentes que contribuem para o ruído gerado e emitido;
- Estudar o ressonador acústico de Helmholtz e seus possíveis arranjos, tendo em vista que este é o principal componente dos *liners*;
- Investigar como a geometria do ressonador de Helmholtz influencia na frequência de ressonância, de modo a identificar os principais parâmetros geométricos que impactam diretamente no desempenho acústico;
- Buscar um método para simular placas perfuradas aplicadas na atenuação de ruído, com o intuito de tornar a simulação menos custosa computacionalmente.
- Modelar numericamente os *liners* utilizando o Método de Elementos Finitos, com a finalidade de estimar o desempenho acústico;
- Realizar testes variando os volumes das cavidades, para entender seu comportamento;
- Determinar a perda de transmissão.

1.4 Metodologia

A metodologia deste trabalho é analítica, numérica e computacional, utilizando os softwares comerciais matemáticos e de simulação pelo Método de Elementos Finitos, MATLAB e ANSYS respectivamente. O trabalho será dividido, inicialmente, em três grandes fases e subdividido em cinco etapas para a realização das simulações. A Fig. 1 apresenta o fluxograma de trabalho, mostrando essas fases e etapas. A primeira fase é formada por estudos teóricos sobre o tema, apresentando a revisão bibliográfica e os fundamentos teóricos. Na segunda fase, são iniciadas as simulações, elas podem ser divididas em algumas

etapas. Na primeira etapa, é feita a validação do modelo de Helmholtz gerado em Ansys e são mostrados as configurações da simulação e o modelo analítico utilizado para validação.

Na segunda etapa, é analisado o efeito da geometria, em que parâmetros geométricos serão variados, buscando entender sua influência na frequência de ressonância e na perda de transmissão. Posteriormente são inseridos ressonadores em série, utilizando duas geometrias diferentes para análise de como esses parâmetros alteram a perda de transmissão.

A primeira e segunda etapa são importantes pois sendo simulações mais simples, facilitam no aprendizado da ferramenta de simulação utilizada, e também os resultados ajudam a entender o ressonador de Helmholtz, que é uma base para a teoria por trás do AL. Na terceira etapa, é criada uma nova geometria, que busca a aproximação a um AL real em suas dimensões. Nela são feitas simulações para entender o comportamento de ressonadores em paralelo e os efeitos da geometria reduzida.

Começa então a terceira fase, nela, o objetivo é buscar um novo método para simular uma geometria como a de um AL. Ela é dividida em mais duas etapas. Na quarta etapa, é criado um modelo que será utilizado para adquirir conhecimento acerca de como definir materiais perfurados. Com esse modelo definido, são feitas simulações, aproximando a geometria do perfurado ao AL. Na quinta etapa, é gerado um modelo para ser validado que possui já todas as características do AL. Com ele são feitas as simulações finais.

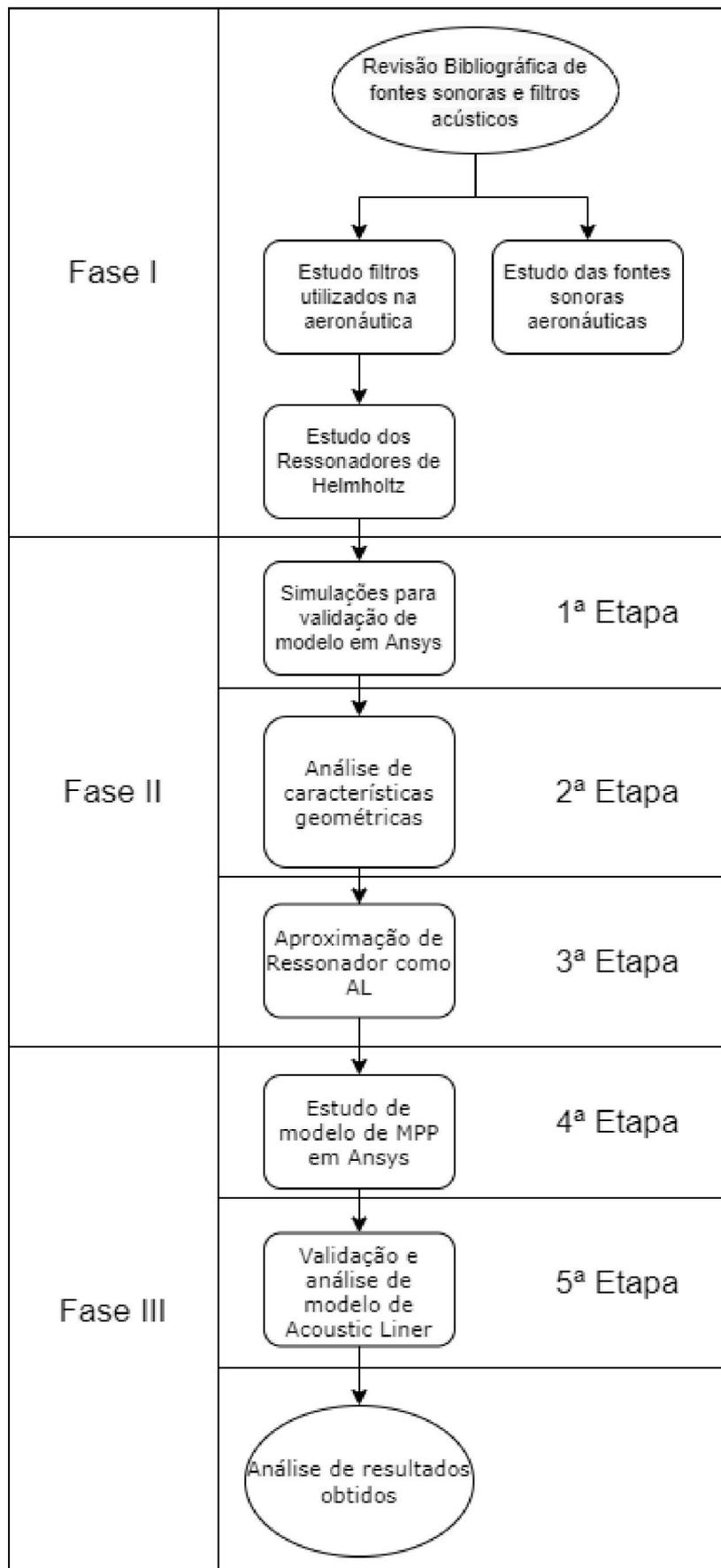


Figura 1 – Fluxograma do trabalho. Fonte: Autor

1.5 Organização do trabalho

Este trabalho está organizado em seis capítulos. No primeiro, é apresentada uma breve contextualização, além da problemática e dos objetivos do trabalho.

No segundo capítulo, é feita uma revisão sobre o ruído aeronáutico e como ele vem sendo tratado hoje em dia. Também são tratados sobre os *Acoustic Liners*, sua geometria, sua montagem, seus requisitos, entre outras características.

No terceiro capítulo, é falado sobre o ruído e os filtros, apresentando formulações e teorias mais aprofundadas sobre seu funcionamento, e os fenômenos por trás da geração de ruído em diferentes partes do motor.

No capítulo quatro, é mostrada a metodologia utilizada nas simulações em método dos elementos finitos. São discutidas, de maneira mais detalhada, as diversas geometrias e análises feitas em cada uma delas, falando do modelo de validação do método e, ligeiramente, das configurações utilizadas no software Ansys.

O quinto capítulo, complementando o anterior, traz os resultados e análises acerca das simulações que foram percorridas anteriormente.

Por fim, o sexto capítulo apresenta a conclusão deste trabalho.

2 Revisão Bibliográfica

Neste capítulo, é apresentado como o ruído aeronáutico vem sendo controlado atualmente. Seu controle pode ser feito na trajetória, por meio de filtros acústicos, e diretamente na fonte com ajustes e modificações nos desenhos de motores.

2.1 Ruído aeronáutico

Desde os anos 1950, muitas pesquisas são feitas acerca do ruído aeronáutico, tentando buscar sua redução para maior conforto de passageiros, pilotos e moradores que vivem ao redor de aeroportos. Assim sendo, conforme mostra a Tab.1, a empresa GE teve participação em programas para redução de ruído, podendo observar que as pesquisas não são interrompidas em nenhum momento, sendo algumas conduzidas paralelamente.

Tabela 1 – Histórico de programas para redução de ruído nos quais a *GE Aircraft Engines* esteve envolvida. Fonte: Martens (2002)

	1950	1960	1970	1980	1990	2000	2010
Naval Jet Noise	■	■					
SST (FAA/DOT)		■	■	■			
High Velocity Jet Noise (NASA/DOT/FAA/USAF)			■	■			
HSCT (NASA)				■	■	■	
AST (NASA)					■	■	
QAT (NASA)							■
QSP (DARPA)							■
Naval Jet Noise							■
VAATE							■
	1950	1960	1970	1980	1990	2000	2010

Existem diversas fontes de ruído em uma aeronave, que podem ser divididas em dois grupos, sendo: 1) a proveniente do motor e 2) o ruído gerado pela passagem do ar na estrutura chamada de *airframe noise* (SMITH, 1989). O *airframe noise* é caracterizado pelas suas fontes, como: asa, slats, flaps, empenagens horizontal e vertical, nariz e trens de pouso (LI; WANG; ZHANG, 2013) (GORJI-BANDPY; AZIMI, 2012). Cada fonte dessa possui características diferentes, como pode ser observado na Fig.2.

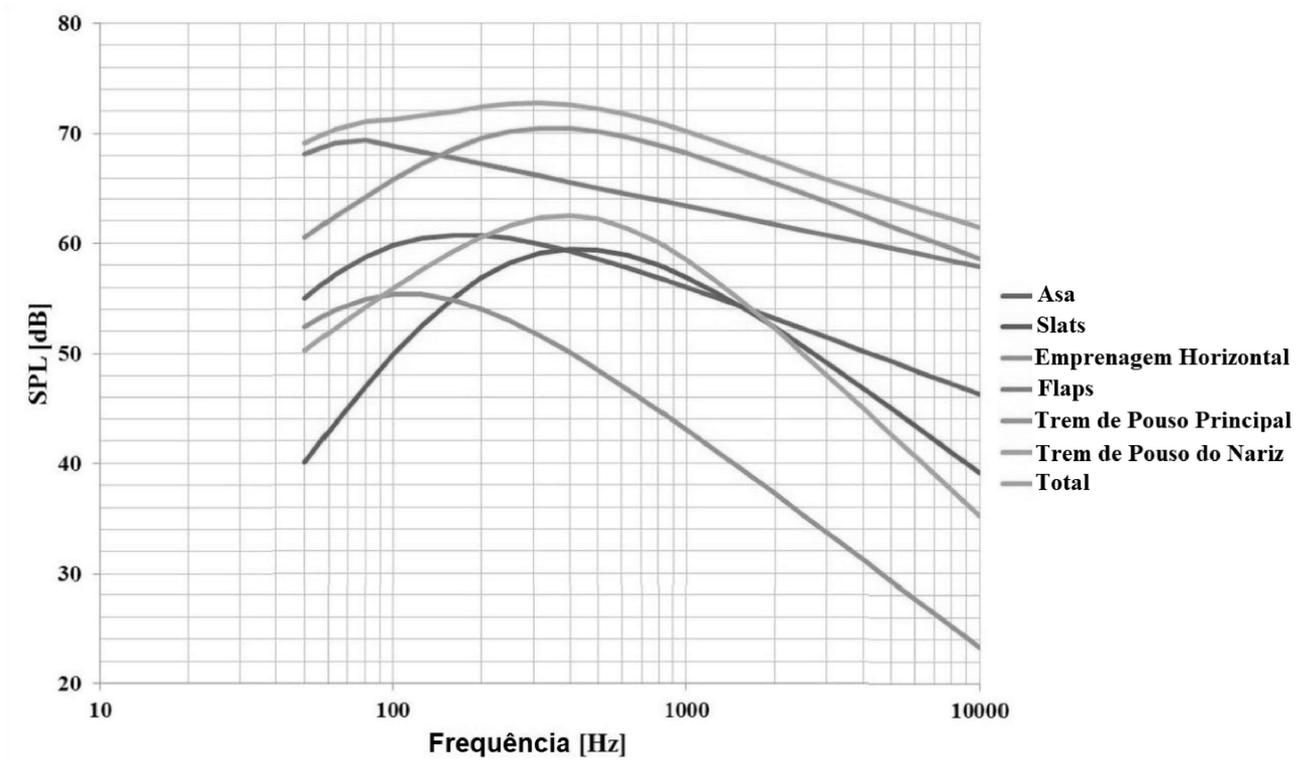


Figura 2 – Exemplo de ruído típico de *airframe*. Adaptado de: MAGALHÃES (2014)

Cada estrutura possui a sua diretividade, que caracteriza as direções preferenciais de radiação sonora da fonte (BISTAFA, 2006) e constantes que devem ser utilizadas para o cálculo do *sound pressure level* (SPL) (LI; WANG; ZHANG, 2013) (GORJI-BANDPY; AZIMI, 2012). Esse tipo de ruído é pior durante pousos e decolagens, visto que no decorrer dessas operações, a aeronave se encontra com flaps e trens de pouso abaixados, utilizando *airbrakes* para controlar sua velocidade. Logo, quando a aeronave se encontra com essas estruturas retraídas a maior fonte de ruído se torna a asa (SMITH, 1989).

Esse problema vem sendo trabalhado junto com o projeto aerodinâmico da aeronave, uma vez que, ao buscar uma redução de arrasto - com superfícies mais lisas e uniformes - obtém-se também uma redução no nível de ruído.

O ruído aeronáutico também é muito afetado pelo modelo de motor, em especial, pela taxa de *bypass* (BPR em inglês), sendo definida como a razão entre a massa de ar frio e ar quente na exaustão do motor (RUIJGROK, 1993). A Fig. 3 exemplifica um motor com alto BPR, onde as setas azuis representam o ar frio, e as vermelhas, o ar quente - assim chamado por passar pelas fases internas do motor, em que ocorre a queima que eleva a sua temperatura.

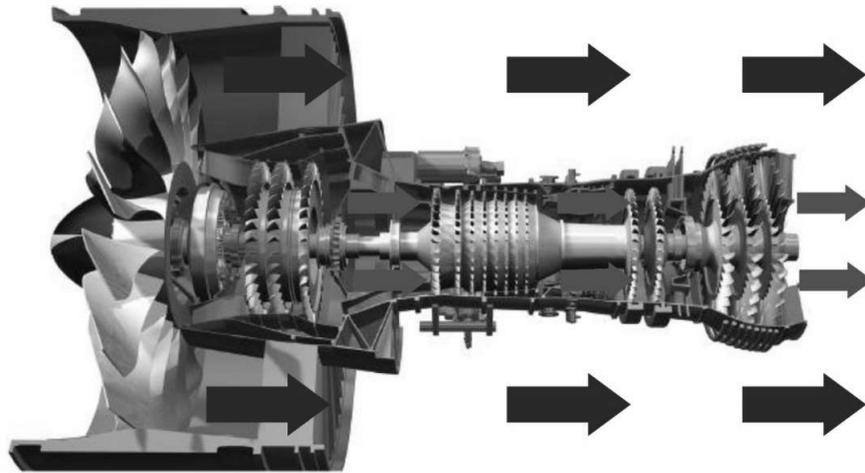


Figura 3 – Modelo de high bypass ratio. Adaptado de: Farokhi (2014)

A partir dos anos 1960, com a introdução dos motores *low-bypass* e o aumento da utilização de aeronaves para transporte de cargas e pessoas, a produção de ruído vem chamando atenção de autoridades (SPILLERE, 2017). Inicialmente, neste tipo de motor, existia um alto ruído devido a exaustão dos motores. Todavia, com a inserção de motores *high-bypass*, esse problema diminuiu, em virtude do aumento do BPR, fazendo com que a velocidade de ejeção dos gases seja reduzida, possibilitando uma mistura mais suave - o que possui como resultado um considerável decréscimo do ruído (ANTOINE; KROO, 2002).

Com essa alteração, a maior fonte de ruído se tornou o *fan* como mostrado na Fig. 4 (PEAKE; PARRY, 2012), podendo ser observada a redução do EPNdB (*effective perceived noise in decibels*) com o decorrer dos anos, além da alteração da fonte do ruído com a passagem dos motores *low-bypass* para *high-bypass*.

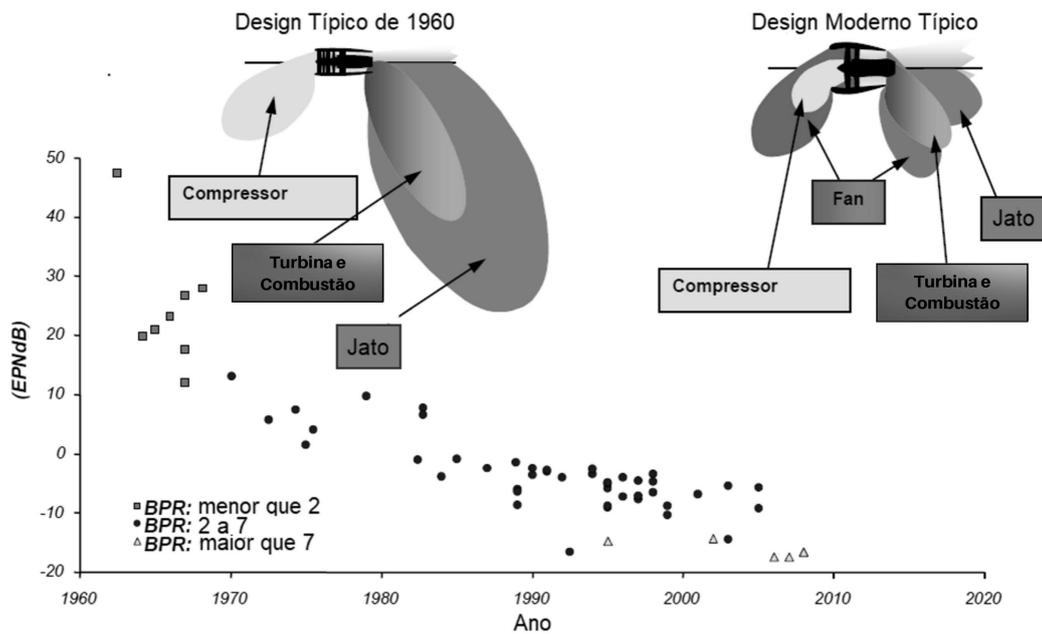


Figura 4 – Redução de ruído ao decorrer dos anos. Adaptado de: Kempton (2011)

Dessa forma, o modelo mais atual utilizado é de *high* BPR, por fornecer um maior empuxo, além de reduzir os sons indesejáveis. As pás do *fan* também são constantes fontes de estudo, e alterações em sua geometria modificam as frequências do som gerado.

As *blades*, por estarem em constante movimento, possuem algumas características sonoras importantes, principalmente por, muitas vezes, a sua ponta estar em Mach acima de um, sendo discutidas na seção 3.1.1.

Para controlar o ruído do jato, atualmente, alguns motores já contam com a utilização do chevron (Fig. 5), uma estrutura com formato de dentes de serra ao final da nacele e, em alguns casos, ao final da saída de gases quentes que reduz o ruído (BANKE, 2017).



Figura 5 – Chevron montado ao final de nacele. Fonte: Banke (2017)

Ele atua, passivamente, provocando uma mistura mais suave entre os gases frios e gases quentes, que vêm do interior do motor, da parte fria do motor, conforme ilustrado na Fig. 3, e até do ar passando por fora. Dessa forma, ele diminui a turbulência gerada pela mistura desses gases que gera ruído.

O desenvolvimento do *chevron* levou anos de pesquisa e experimentos até chegar à forma que é hoje (BANKE, 2017). Atualmente, essas tecnologias continuam a ser desenvolvidas, com motores de *Ultra-High BPR*, chevrons mais modernos, aeronaves mais aerodinamicamente eficientes e filtros acústicos melhores.

2.2 *Acoustic liners*

Existem diversas formas de reduzir o ruído sonoro gerado por um sistema: pode-se optar por um controle ativo ou passivo; na fonte, no caminho, ou no receptor. Cada opção apresenta pontos positivos e negativos (BISTAFA, 2006) (BIES; HANSEN, 2005).

Para realizar um controle de ruído na fonte, é necessário alterar as propriedades da fonte, podendo ser a geometria ou a forma como funcionam (BIES; HANSEN, 2005). Contudo, em muitos projetos, essa alteração é inviável. Em um motor aeronáutico, por exemplo, as pás do *fan* do motor possuem uma geometria exata, e sua alteração acarreta a perda de eficiência do sistema propulsor. Por isso, o controle de ruído na fonte não se torna viável.

Ademais, o controle no receptor, no caso de uma aeronave, também é inviável, uma vez que dar a todos os passageiros e moradores protetores auriculares é infactível.

Por isso, nesse caso, faz-se o controle de ruído no caminho de transmissão sonora do som, utilizando os filtros acústicos reativos, nomeados nessa aplicação específica de *acoustic liners*.

Os *acoustic liners* (AL) são painéis sanduíches compostos por uma camada de metal, uma de *honeycomb* ao centro e, por cima, uma placa perfurada (KEMPTON, 2011). Funcionam com base no ressonador de Helmholtz e operam bem para uma faixa estreita de frequências (SPILLERE, 2017). Por isso, são utilizados em alguns casos em camadas duplas para, assim, buscar atenuar mais frequências tonais. São constituídos por um pescoço e por um volume como mostrado na Fig. 6.

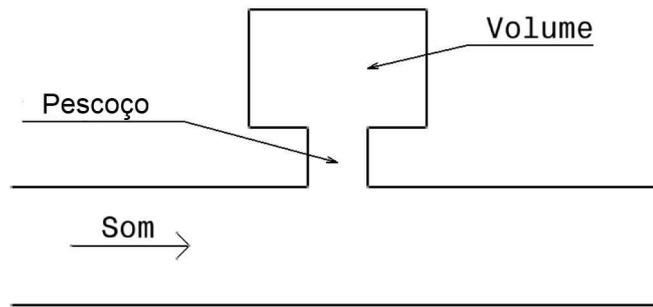


Figura 6 – Desenho esquemático filtro de helmholtz.

Os ressonadores de Helmholtz possuem uma geometria simples, e sua simulação em MEF não costuma ser pesada computacionalmente. Muitos estudos já foram publicados em Ansys e outros softwares acerca desses ressonadores e atualmente pesquisas para potencializar sua eficiência são conduzidas (KERGOMARD; GARCIA, 1987) (INGARD, 1953). Trabalhos como o de Mahmud et al. (2015), feito em Ansys e utilizado para dar base nas simulações aqui feitas, buscam simular esses filtros e entender como diferentes formas de arranjo podem influenciar na sua capacidade de atenuação de ruídos.

Porém, quando a análise começa a utilizar muitos ressonadores, gerando uma geometria complexa, a simulação pode deixar de se tornar algo simples. Por isso trabalhos como o de Mendes e Guimarães (2015) buscam novas formas para simular esses filtros, nesse caso é utilizado um modelo com a impedância acústica. Posteriormente esse modelo é implementado para otimizar a absorção de arranjos com ressonadores distantes (MAUREL et al., 2019).

Existem também livros como o *Acoustic Analyses Using Matlab and Ansys* dos autores Howard e Cazzolato (2014), em que a simulação é amplamente explicada definindo o funcionamento de diversos tipos de condições de contorno e quando podem ser aplicadas. O material ainda possui modelos prontos de simulação e pode ser sempre consultado, especialmente por aqueles que desejam iniciar seus estudos na modelagem acústica do Ansys utilizando a extensão *acoustic*.

A simulação dos AL em MEF é custosa computacionalmente e, no passado, a tecnologia, frequentemente, não conseguia acompanhar as necessidades da simulação. Por isso, o design desses filtros era feito muitas vezes com base em testes estáticos realizados ao utilizar o motor em rodadas de teste, e medições do ruído com um arranjo de microfones. Esse método é muito caro e dificultava o desenvolvimento do projeto acústico, já que testes não podiam ser feitos até o desenvolvimento do primeiro protótipo (MSC Software, 2014).

Atualmente, muitas pesquisas são feitas sobre a modelagem dos ALs. Estes são estruturas complexas e, hoje, softwares especializados já foram criados para realizar o

trabalho de maneira mais otimizada. A Nasa, por exemplo, desenvolveu o *Turbofan Engine Acoustic Liner Design and Analysis Tools*, um software pago que possui dois caminhos para a simulação dos ALs (NASA, 2015).

O primeiro consiste em um sistema estatístico para o design do *liner*. Ele é utilizado principalmente quando dados da fonte sonora não são disponíveis. Ele cria um modelo que busca prever o ruído e sua propagação para, assim, buscar uma melhor configuração de *liners*. Os parâmetros geométricos, então, são alterados, buscando atenuar o máximo possível o ruído que foi predito. Esse sistema conta com variações das propriedades do ar e variações do funcionamento do motor em um voo, ou seja, analisa para rotação de decolagem, de cruzeiro e pouso. Por fim, ele é capaz de realizar uma análise em uma ampla faixa de frequências simultaneamente, diferentemente da análise comum em que são analisadas principalmente faixas estreitas (NASA, 2015).

O segundo, por sua vez, consiste em uma ferramenta gráfica, apresentada na Fig. 7, em que os resultados são apresentados em tempo real ao adicionar os *liners* na geometria. O sistema faz uso de novas tecnologias que possibilitam o posicionamento de filtros em diferentes partes da nacele (NASA, 2015).

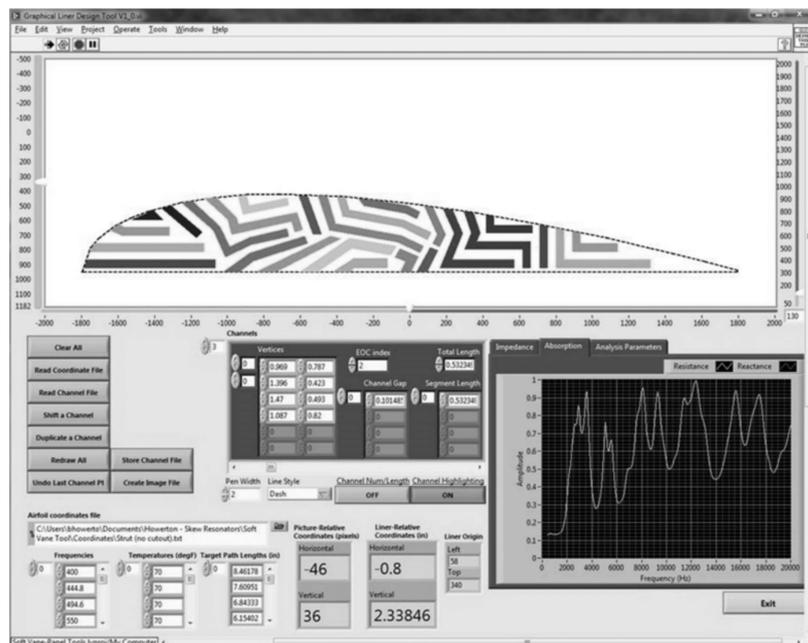
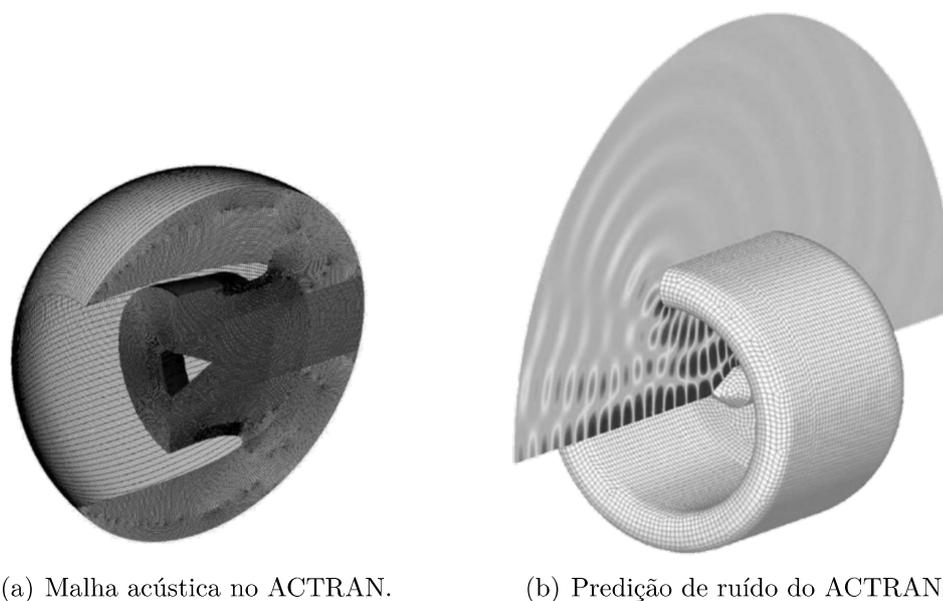


Figura 7 – Exemplo de simulação gráfica. Fonte: NASA (2015)

Outro exemplo de software atualmente empregado é o ACTRAN, desenvolvido pela MSC Software em parceria com a Airbus. Diferentemente do desenvolvido pela NASA, ele não é específico e pode ser utilizado para diversas simulações acústicas. O modelo deve ser desenhado de maneira completa ou utilizando simetrias, como mostrado na Fig. 8. Ele já possui etapas de simulação mais semelhantes ao conhecido Ansys (MSC Software, 2014).



(a) Malha acústica no ACTRAN.

(b) Predição de ruído do ACTRAN.

Figura 8 – Exemplos de malha e resultado do ACTRAN. Fonte: MSC Software (2014).

Muitos trabalhos também são feitos buscando certa automação do processo de otimização dessas simulações. Magnino (2019) estudou uma possível automação do processo utilizando o ACTRAN e outros softwares, chegando à conclusão que o método criado conseguia otimizar a geometria do filtro utilizando entre 20 e 40 iterações (MAGNINO, 2019).

Outros softwares não especializados também conseguem realizar essas simulações, porém, de maneira menos otimizada. São alguns exemplos o Ansys, que será utilizado nesse trabalho, e o COMSOL. Ambos possuem ferramentas para análises acústicas e podem ser empregados. Para o Ansys, é possível encontrar referências com simulações de *liners* utilizando métodos com fluídos. Por exemplo trabalhos como o de Mazdeh (2012), em que uma análise da utilização de *liners* com *bias flow* - fluxo de ar utilizado em conjunto dos filtros para resfriamento - é feita utilizando métodos de *computational fluid dynamics* (CFD).

Outro área de pesquisa e simulações é na otimização do AL, Qiu e Ying (2015) realizaram um trabalho também utilizando métodos em CFD para buscar uma otimização desse filtro. Entretanto, essas pesquisas possuem uma metodologia diferente da utilizada nesse trabalho, em que não são feitas simulações de fluídos. Para o método utilizado nessa dissertação não são encontradas referências em trabalhos prévios.

3 Fundamentos teóricos

3.1 Fontes sonoras provenientes de motor aeronáutico

O estudo da fonte sonora acontece desde a fase preliminar de um projeto aeronáutico até os ajustes finais. Isso porque, mesmo sem dados experimentais do SPL, fontes sonoras semelhantes apresentam comportamentos semelhantes na frequência e podem ajudar a entender qual será o comportamento do ruído, quais as frequências mais críticas e quais delas devem ser melhor trabalhadas.

Sabe-se que uma fonte pode ser direcional ou omnidirecional. Quando um mecanismo gerador de som não possui direções preferenciais, esse mecanismo é chamado de omnidirecional, ou seja, irradia som de maneira similar em todas as direções. Já quando ocorre o contrário e a fonte possui uma direção preferencial, dá-se o nome de fonte direcional, essa característica varia de acordo com as frequências emitidas. Além disso, sons com frequências mais altas tendem a possuir direções preferenciais (BISTAFA, 2006).

Em uma aeronave, uma das maiores fontes sonoras é o motor (WONDER, 2019), por conta do fluxo de ar que passa com alta velocidade nos seus diferentes estágios de compressão e, posteriormente, passa na queima, e principalmente pela turbulência gerada na região de mistura entre ar quente e ar frio (RUIJGROK, 1993). O propulsor possui característica de um alto nível de pressão sonora em altas frequências.

Os sons gerados pelo motor podem ser divididos entre fonte tipo jato e tipo *fan*. Esse trabalho foca na fonte do *fan* em que os *liners* são aplicados para atenuação do ruído.

3.1.1 Ruído de passagem de pás

Como mencionado anteriormente, o aumento do BPR torna as pás do motor da aeronave, que em conjunto e montadas formam o *fan*, em uma das maiores fontes de ruído atuais. Essa estrutura possui componentes de ruído do tipo banda larga e tonais, os quais são divididos pelas suas respectivas fontes (PEAKE; PARRY, 2012).

Tem-se, inicialmente, o ruído tonal do próprio *fan*, que se assemelha ao ruído de um ventilador, sendo produzido devido à massa de ar deslocada entre as pás. Ao considerar apenas esse componente, o som acontecerá nos harmônicos da *blade passing frequency* (BPF), que pode ser calculada multiplicando a número de pás pelas rotações por minuto do *fan*.

Quando a ponta da pá alcança velocidades supersônicas, o som consegue mais facilmente escapar para o campo livre e é quando os passageiros escutam um ruído semelhante

ao de uma serra (PEAKE; PARRY, 2012).

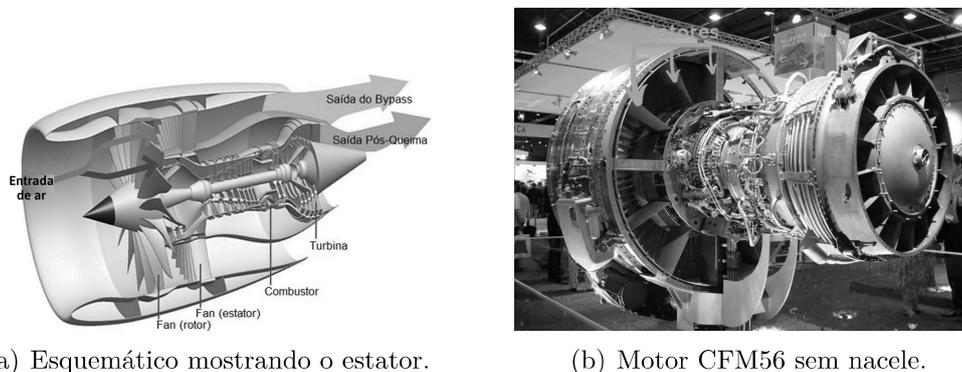
Outro componente importante é o motor, que em alguns casos não é perfeitamente alinhado com o centro da nacele, seja por necessidades aerodinâmicas, seja por necessidades estruturais, sendo que a nacele de algumas aeronaves é achatada para cumprir um requisito de distância do solo, como mostrado na Fig. 9, que compara o formato da entrada da nacele para duas aeronaves (PEAKE; PARRY, 2012).

Devido a esse desalinhamento entre a nacele e o *fan*, o fluxo de ar entrando não será uniforme e conterá componentes azimutais não constantes que irão gerar ruído (PEAKE; PARRY, 2012).



Figura 9 – A320 (esquerda) comparado ao Boeing 737 (direita). Adaptado de: Felix L. (2019)

A última componente tonal é uma das mais importantes e ocorre devido à interação entre o fluxo de ar, vindo turbulento após a passagem no *fan*, com os estatores, que são estruturas fixas responsáveis por direcionar o fluxo dentro da nacele. Esses, por sua vez, são apresentados na Fig. 10.



(a) Esquemático mostrando o estator.

(b) Motor CFM56 sem nacele.

Figura 10 – Exemplos mostrando os estatores. Adaptado de: Greenwood (2018) e Wikipedia (2019)

O que acontece de forma simples é que a cada passagem de pá uma onda de ar se choca com o estator causando o ruído. Logo, esse ruído acontece na BPF, porém instabilidades no fluxo, como alguma turbulência, podem acabar gerando também ruídos de banda larga (NASA, 2004)(PEAKE; PARRY, 2012).

As fontes desse ruído de banda larga são comumente ligadas às camadas limite de partes do motor. Há a camada limite turbulenta passando no bordo de fuga das pás do *fan*, e a presença desse fim do perfil provoca ruído (WILLIAMS; HALL, 1970) (PEAKE; PARRY, 2012).

Outra camada limite existe nas paredes internas da nacela. Com a Fig. 10(a) e a Fig. 23(a) é possível notar a proximidade entre a ponta da pá e a parede interna. Isso implicará uma interferência na camada limite com as pás girando. É complicada a predição desse efeito, mas ele existe e, em análises, é relevante a sua consideração (PEAKE; PARRY, 2012). Essa interação gera ruído, porém este pode ser controlado com algumas tecnologias na parede para diminuir essa camada limite, e afasta-lá o máximo possível da pá (PEAKE; PARRY, 2012).

Dessa forma, a Fig. 11 mostra um exemplo de como deve se parecer um gráfico do SPL de um motor aeronáutico, considerando o *fan* e o jato, sendo o fluxo na ponta da pá subsônico ou supersônico.. Para o modelo subsônico (Fig. 11(a)), percebe-se mais claramente picos tonais nas mais altas frequências.

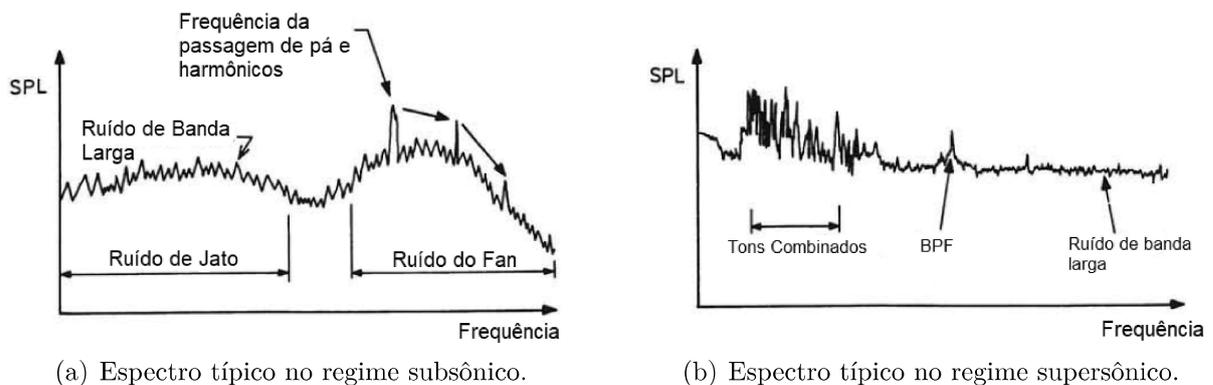


Figura 11 – Exemplos típicos no espectro da frequência do SPL de motor aeronáutico. Adaptado de: Ruijgrok (1993)

É interessante observar, na Fig. 11(b), os chamados *combination tones*, que aparecem quando a ponta das pás entram em regime supersônico. Esses são poucos espaçados e possuem frequências associadas à frequência de giro do motor. Essa região do gráfico é a responsável pelo barulho de serra, mencionado anteriormente (RUIJGROK, 1993).

Medições do nível de ruído, feitas por Correia (2011) no entorno de aeroportos, mostram que o maior nível de ruído ocorre entre 50 Hz e 5000 Hz. É nessa faixa então

que os filtros devem atuar buscando uma maior atenuação.

3.2 Filtros acústicos

Filtros são um ou vários dispositivos acústicos colocados entre uma fonte e um receptor (MUNJAL, 1987). São responsáveis pela redução de ruído no ambiente e seu projeto deve ser realizado com atenção, visto que, muitas vezes, apenas colocar uma camada de material acústico não soluciona o impasse. A Tab. 2 mostra as características de um tipo de lã de vidro vendida, a qual possui um *noise reduction coefficient* (NRC) de 0,85, que é uma média do quanto o material pode absorver acusticamente. Entretanto, mais importante é a análise por faixas de frequência.

Podemos observar a grande variação do coeficiente de absorção sonora (α) de acordo com a frequência do som, ou seja, caso a frequência a ser reduzida em um estúdio seja próxima de 125 Hz, essa lã já não será a mais indicada.

Tabela 2 – Características acústicas de lã de vidro ensacada. Fonte: Isopur (2019)

Frequência (Hz)	125	225	500	1000	2000	4000	NRC
Coeficiente de absorção sonora (α)	0,22	0,49	0,86	0,99	0,99	0,98	0,85

Para os filtros, existem diversos tipos e modelos, de forma que cada um funciona de diferentes formas, utilizando variados materiais. No caso de filtros para dutos, há alguns exemplos como o ressonador de quarta onda, a câmara de expansão e o ressonador de Helmholtz, entre outros. O funcionamento físico de cada um possui diferenças, podendo ser utilizados os efeitos da ressonância ou de variações da pressão (HOWARD; CAZZOLATO, 2014). Como citado acima, esse trabalho será focado apenas em um desses filtros, que é base para a compreensão do AL, e seu funcionamento é explicado a seguir.

3.2.1 Ressonador de Helmholtz

O ressonador de Helmholtz funciona com o ar em seu interior vibrando na frequência de ressonância, como um oscilador com um grau de liberdade. Essa vibração causa momentos de alta e de baixa pressão dentro do ressonador, em que, a cada ciclo de alta e baixa pressão, a pressão sonora é reduzida. Desse modo, a vibração do ar dissipa a energia acústica, reduzindo o SPL emitido para o exterior (AZIMI; OMMI; JAMSHIDI, 2014) (BIES; HANSEN, 2005) (FAROOQUI et al., 2012).

Esses filtros funcionam bem para uma estreita faixa de frequências, podendo considerar-se, inclusive, que esse filtro atenua apenas uma frequência, como exemplificado na Fig. 12.

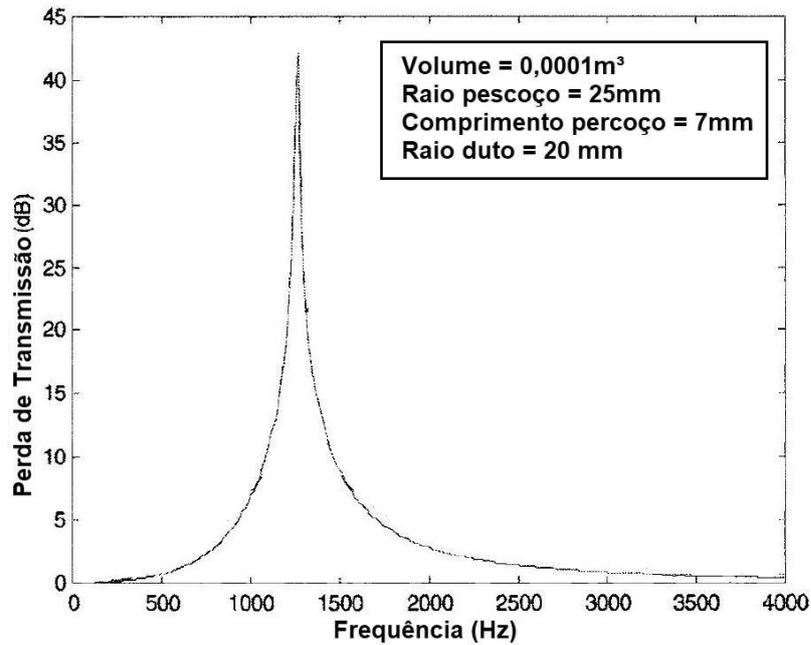


Figura 12 – Curva característica da PT do ressonador de Helmholtz. Adaptado de: Fahy (2001)

É possível observar que, para a frequência de aproximadamente 1200Hz, há uma grande atenuação, enquanto que para outras frequências, há um decremento pouco significativo. Essa é uma característica clássica desse tipo de filtro: um bom funcionamento para uma estreita faixa e atenuações menores nos próximos harmônicos (MANGIAROTTY, 1969).

Para determinar a sua frequência de ressonância (ω_0), ou seja, a frequência na qual haverá o maior abafamento de som, é possível utilizar a Eq. 3.1 obtendo o resultado em Hz (BIES; HANSEN, 2005).

$$\omega_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_b}{l * Vol}} \quad (3.1)$$

Nessa equação, as variáveis c , S , l e Vol são, respectivamente, velocidade do som, área do pescoço, comprimento do pescoço e volume da cavidade. Essas regiões do ressonador podem ser observadas na Fig. 6. Essa equação porém, possui um erro quando aplicada para geometrias não cilíndricas, o que pode ocasionar uma pequena variação na FR (CHANAUD, 1994). Esse erro será mostrado nos resultados mais a frente.

3.2.2 *Transmission loss*

A *Transmission loss*, ou como chamada TL (perda de transmissão ou PT em português), é um aspecto importante quando se trabalha com filtros acústicos. Esse elemento

representa a quantidade de energia perdida quando a onda se propaga em uma barreira. A Fig. 13 mostra um esquemático de uma barreira.

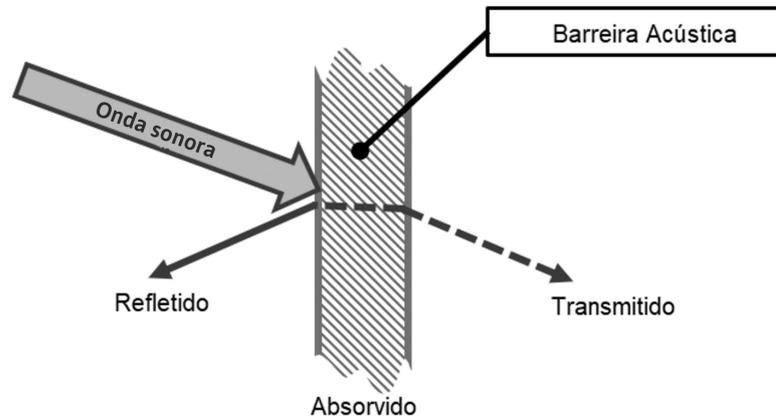


Figura 13 – Esquema de barreira acústica. Adaptado de: Jacklyn (2018)

Esse valor é experimental e tabelado mas pode ser calculado com uso do coeficiente de transmissão do material (τ), como mostrado na Eq. 3.2 (BISTAFA, 2006).

$$\tau = \frac{W_t}{W_i} \quad (3.2)$$

De modo que na equação acima, W_i e W_t são a energia sonora que incide na parede e que é transmitida pela parede, respectivamente. Dessa forma podemos definir a perda de transmissão (PT), como mostrado na Eq. 3.3 (BISTAFA, 2006).

$$PT = 10 \log \frac{1}{\tau} \quad (3.3)$$

Com essas informações é possível estimar a perda, mesmo antes da construção. Contudo, esses dados devem ser verificados após a construção pois variam com a espessura da barreira e com falhas de estanqueidade (BISTAFA, 2006). Ademais, um ambiente real consiste de mais de uma barreira, para isso pode ser calculada a PT global, que é a soma de várias PT de materiais diferentes. A Eq. 3.3 para esse caso fica:

$$PT_g = 10 \log \frac{\sum_{i=0}^n S_i}{\sum_{i=0}^n S_i * \tau_i} \quad (3.4)$$

Onde S representa as áreas dos objetos que atenuam o som. Ou seja, a equação para múltiplas áreas com diferentes valores de τ se torna, o somatório das áreas dos objetos atenuadores dividido pelo somatório das áreas vezes o coeficiente de atenuação.

Assim podemos observar que quanto menor for τ mais isolante será a parede, ou seja, uma maior perda de transmissão (BISTAFA, 2006).

A PT varia significativamente com o material exposto e com as frequências. A Fig. 14 mostra a variação da atenuação sonora para um painel quadrado com diferentes quantidades de material exposto (sem material acústico).

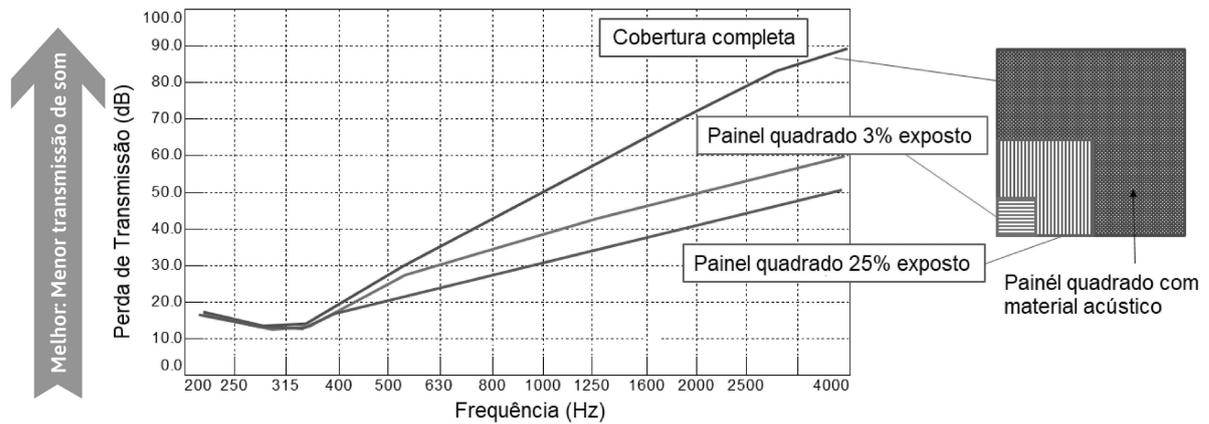


Figura 14 – Relação entre a PT e área coberta por material acústico. Adaptado de: Jacklyn (2018)

Pode-se perceber que, mesmo com uma pequena quantidade de material exposto, principalmente para frequências mais altas, existe uma diferença grande na PT. Todavia, para frequências mais baixas essa diferença já não é tão grande. Portanto, deve-se observar quais frequências estão sendo tratadas antes de decidir o material acústico e a quantidade a ser colocada (JACKLYN, 2018).

O mesmo efeito ocorre quando se insere frestas. Como pode ser observado na Fig. 15, um pequeno furo pode gerar uma grande diminuição na perda de transmissão.

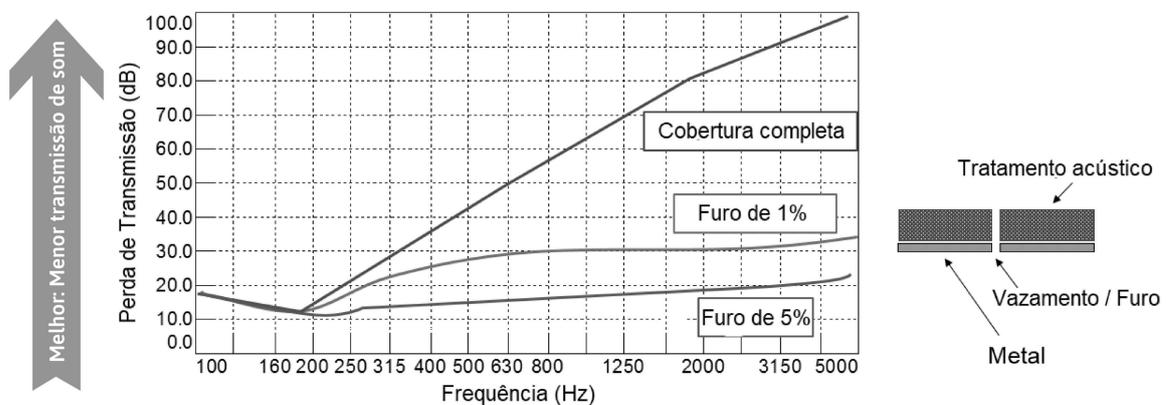


Figura 15 – Relação entre a PT e furos no material. Adaptado de: Jacklyn (2018)

O efeito para o aumento do furo não é tão significativo quando se compara ao decaimento para apenas 1 % (JACKLYN, 2018). Para a obtenção da PT de forma experimental existem dois métodos: o do tubo de impedância e o método das duas salas, que não será tratado nesse trabalho por não estar dentro do seu escopo.

Temos, então, a análise que usa um tubo de impedância montado como mostrado na Fig. 16. Esse é o método dos 4 microfones e ele possui semelhanças com o método que o Ansys utiliza para calcular a PT. A explicação desse método também é importante pois posteriormente no trabalho, para validação de modelos utilizados, informações são coletadas de artigos experimentais, e seu entendimento é primordial para compreender como o sistema deve ser modelado em MEF.

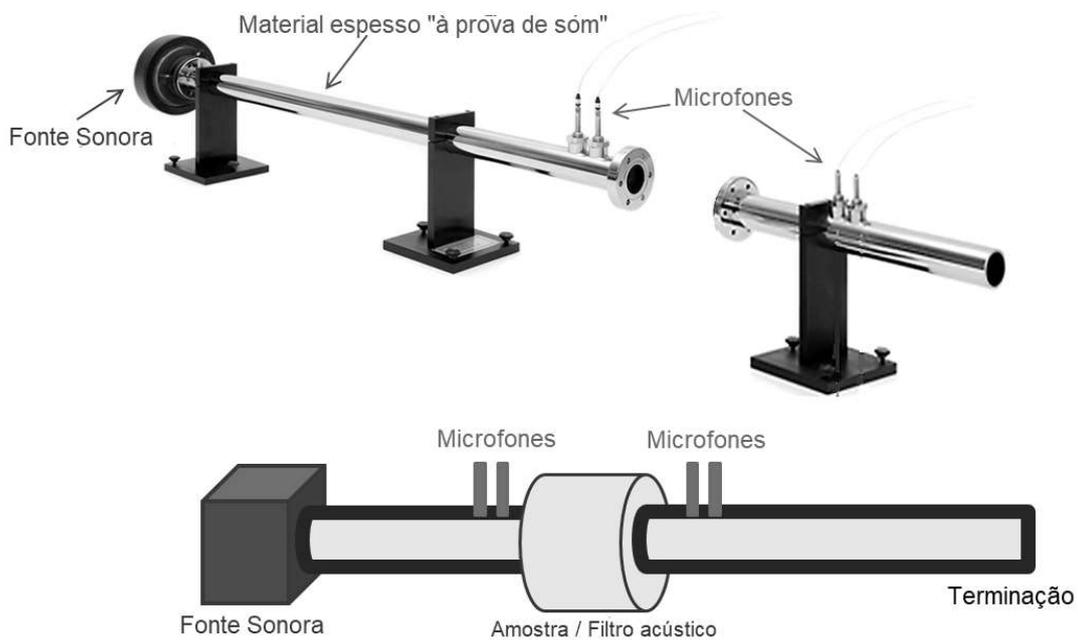


Figura 16 – Esquemático de ensaio com tubo de impedância. Adaptado de: Jacklyn (2018)

A primeira parte do tubo é conectada a uma fonte e no meio é inserida a amostra de material ou o filtro sonoro que será testado. Em ambos os lados existem microfones, que medem o SPL antes e após a amostra para realizar o cálculo da PT.

Especialmente nesse trabalho, a PT é utilizada para estimar a perda acústica dos painéis sanduíche de *honeycomb* com chapas metálicas micro perfuradas, formando uma estrutura semelhante a vários ressonadores de Helmholtz.

O modelo de simulação de ressonador gerado com suas condições de contorno deve ser validado. Para isso, foi comparado ao resultado em MEF um cálculo analítico da PT para ressonadores de helmholtz. Foi utilizada a Eq. 3.5, retirada de Gerges (1992).

$$PT = 10 \log \left[1 + \left(\frac{\sqrt{S_b Vol / l'}}{2S_t \left(\frac{w}{w_0} - \frac{w_0}{w} \right)} \right)^2 \right] \quad (3.5)$$

As variáveis S_b , Vol , l' , S_t , w e w_0 são, respectivamente, a área do pescoço, o volume da cavidade, o comprimento efetivo do pescoço, a área da tubulação, as frequências com as quais a PT varia e a FR. Ao utilizar o software MATLAB, essa equação pode ser plotada com os dados geométricos utilizados na primeira simulação, porém um fator deve ser considerado: ele corrige o tamanho do pescoço do ressonador, criando um chamado comprimento efetivo. A Eq. 3.6 mostra como esse fator é aplicado.

$$l' = l + 0,75 * d_{tubulação} \quad (3.6)$$

O coeficiente, que multiplica o diâmetro da tubulação, foi utilizado seguindo o artigo publicado por Politzer (2015). Nele são mostrados alguns possíveis coeficientes de correção, sendo 0,75 o apropriado.

3.2.3 Absorção acústica

Outro parâmetro importante dos materiais e das estruturas acústicas é a absorção acústica. A Fig. 13 mostra que o som, ao encontrar uma barreira, pode ser refletido, transmitido como discutido acima e absorvido.

A absorção sonora também é muito afetada pela frequência. Sons de maiores frequências são mais facilmente absorvidos do que os de menores (JACKLYN, 2017), e o coeficiente de absorção sonora (α) pode ser calculado de forma simples com a Eq. 3.7 (BISTAFA, 2006)(JACKLYN, 2017).

$$\alpha = \frac{I_{absorvida}}{I_{incidente}} \quad (3.7)$$

Na qual I é o valor da intensidade sonora. Na Fig. 17, é mostrado um exemplo de um gráfico. Pode-se observar que, para certas frequências, a absorção varia de 0,5 até próximo de 1.

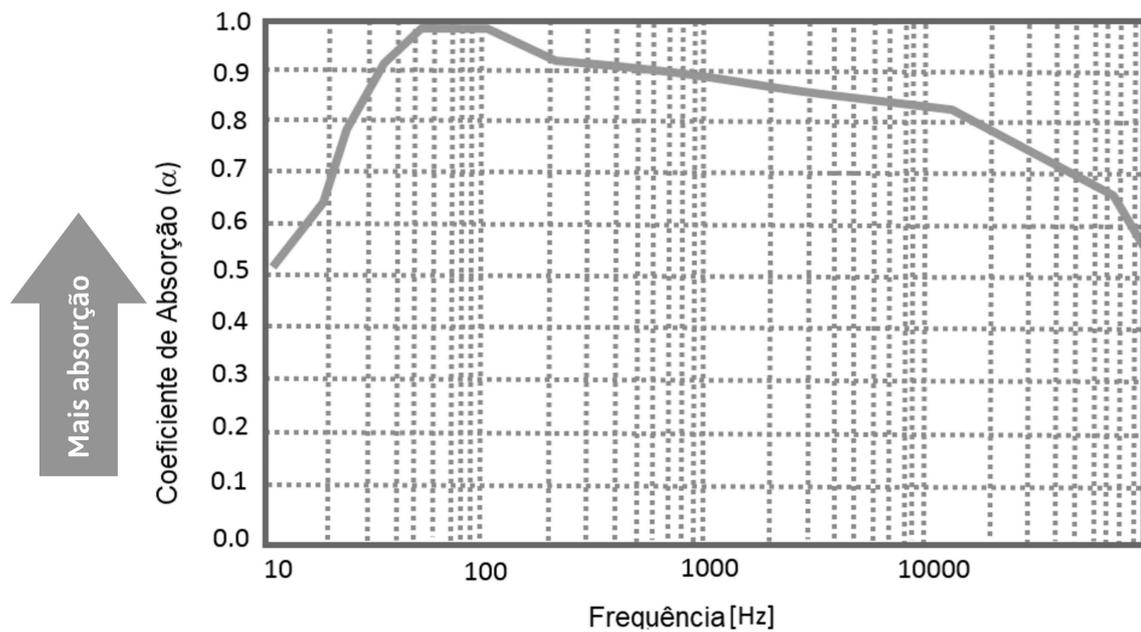


Figura 17 – Exemplo de gráfico de absorção sonora por frequência. Adaptado de: Jacklyn (2017)

Sendo que um α de 1 significa que, naquela frequência, todo o som é absorvido. Materiais menos densos e menos duros possuem coeficientes de absorção maiores. Entretanto, algumas características afetam esse coeficiente, são algumas delas:

- Material

Materiais mais porosos conseguem dissipar melhor o som, transformando a vibração em calor. Isso porque materiais porosos possuem uma maior área de superfície, assim as fibras e partículas conseguem vibrar para dissipar o som. São alguns exemplos as lãs e a fibra de vidro.

- Umidade

A velocidade do som aumenta com o incremento da umidade no material e, por conseguinte, aumenta também a absorção sonora do material, como pode ser observado na Fig. 18.

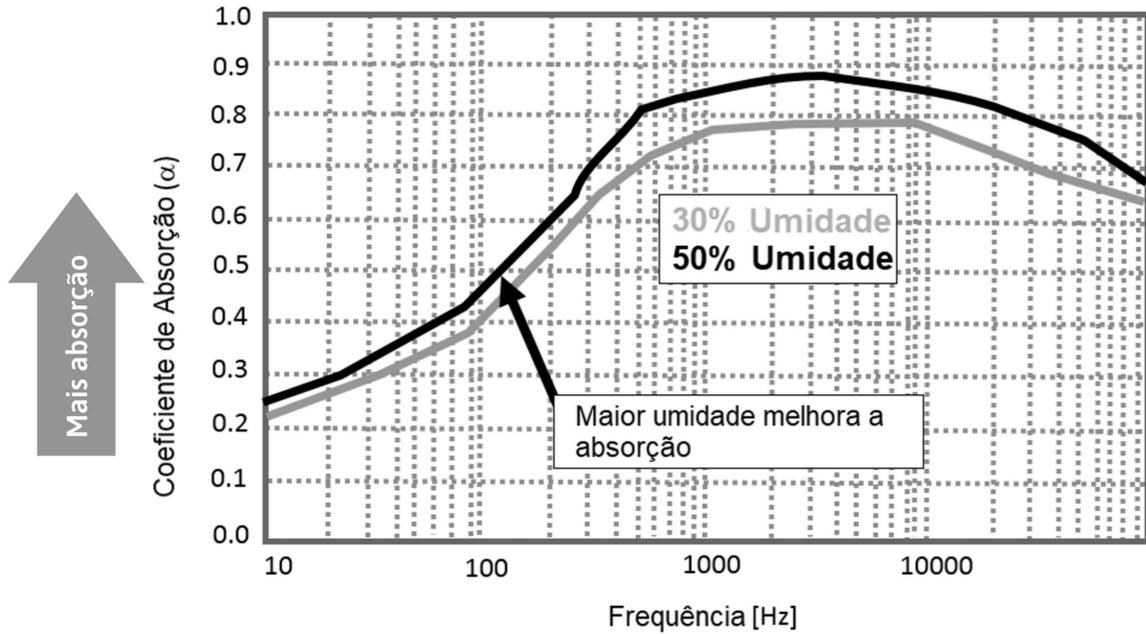


Figura 18 – Efeito da umidade na absorção sonora. Adaptado de: Jacklyn (2017)

- Espessura

A espessura também possui papel importante, a Fig. 19 mostra essa relação.

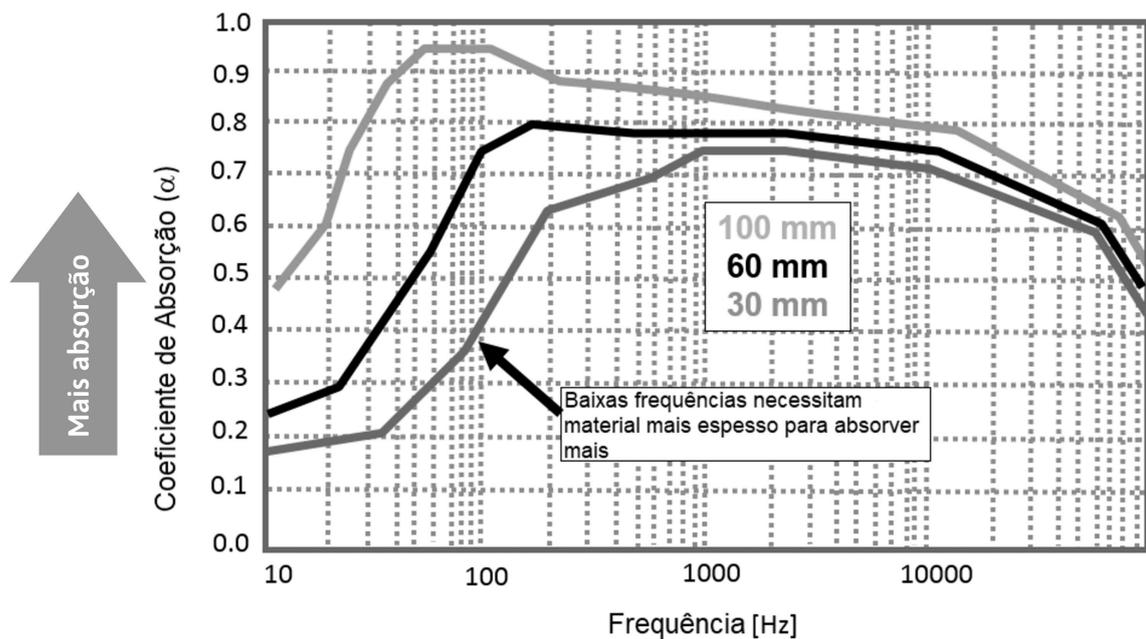


Figura 19 – Efeito da espessura na absorção sonora. Adaptado de: Jacklyn (2017)

É possível observar que, a depender da frequência analisada, aumentar a espessura do material não aumenta significativamente o valor de α , mas para frequências mais baixas é possível, com o aumento da espessura, obter um grande incremento de α .

- Posição

O ângulo de incidência também é importante, assim como a distância do material até a parede. Ao deixar um espaço entre o material e a parede, também há a redução para dadas frequências do nível de pressão sonora (NPS) (JACKLYN, 2017).

Para a medição experimental do α , também existem dois métodos, novamente utilizando tubo de impedância e a sala reverberante. A montagem para o tubo é mostrada na Fig. 20.

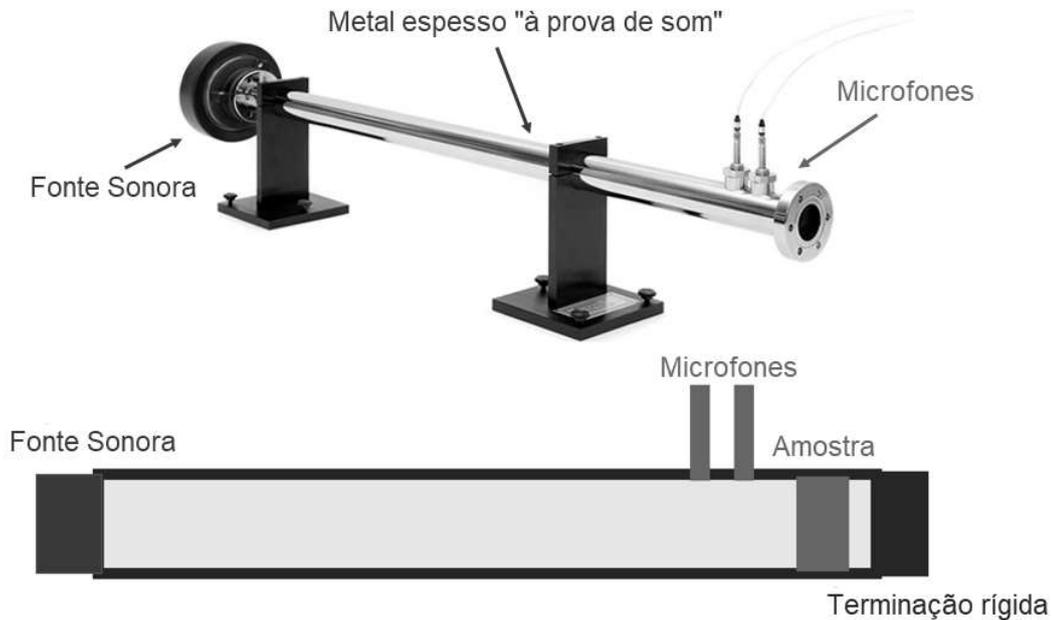


Figura 20 – Tubo de impedância para medição de α . Adaptado de: Jacklyn (2017)

Tal configuração consiste na amostra montada ao final do tubo, onde o som irá passar e refletir na terminação rígida. Dessa forma, é possível medir o som antes e depois e calcular o seu valor α com a Eq. 3.8 (MORGANS et al., 2004) (ASTM, 1998).

$$\alpha = 1 - |R|^2 \quad (3.8)$$

$$|R| = \left| \frac{H - e^{-jkdc}}{e^{jkdc} - H} \right| \quad (3.9)$$

Em que d_c é a distância entre os dois microfones, como é apresentado na Fig. 21, k o número de onda, j a unidade imaginária e H é função de transferência calibrada entre os microfones (MORGANS et al., 2004).

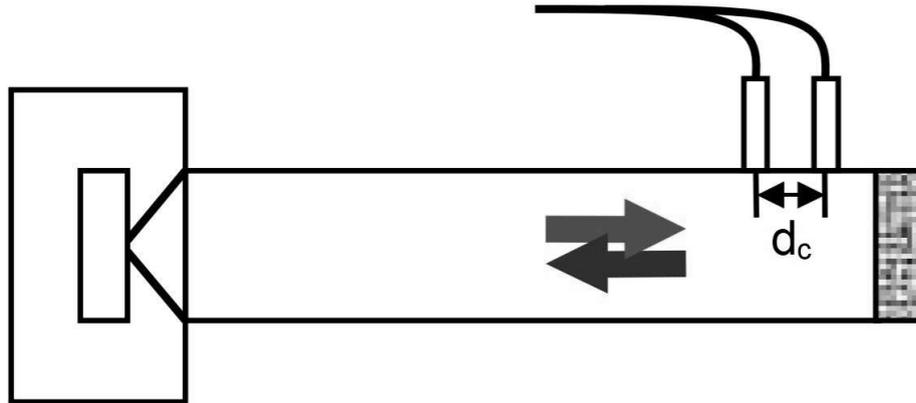


Figura 21 – Esquemático de tubo de impedância para cálculo de α . Adaptado de: Morgans et al. (2004)

Esse método, no entanto, possui desvantagens, já que apenas mede o som em incidência direta e, na realidade, o som muitas vezes vem de diferentes direções (JACKLYN, 2017). Para superar esse obstáculo, é utilizado o segundo método, no qual a amostra é posicionada no chão de uma sala reverberante. Para isso é realizada uma medição antes, sem a amostra e ,posteriormente, com a amostra. Com esses resultados pode-se obter dados mais precisos. A desvantagem desse método é a dificuldade da disponibilidade de uma sala para tais testes.

3.3 *Acoustic Liners*

Os ALs possuem diferentes configurações, podendo ser de camada simples ou camada dupla (Fig. 22), entendendo que o tipo simples possui fácil construção e é amplamente utilizado. No entanto, muitas vezes, sozinho, não é o suficiente para reduzir, da forma desejada, todas as frequências de ruído geradas pelo motor.

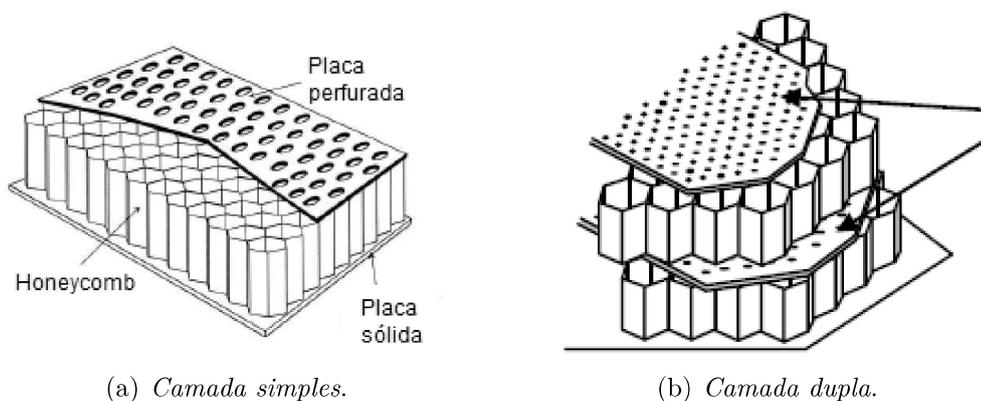


Figura 22 – Configurações de *acoustic liners*. Fonte: Kempton (2011)

O tipo camada dupla (Fig. 22(b)) funciona como filtros de Helmholtz em série, tendo como vantagem a possibilidade de abafar mais de uma frequência, porém sua construção é mais complicada, ocupa mais espaço na nacele e gera, portanto, mais massa na aeronave. Por essas razões, deve-se considerar as características de cada projeto e seus objetivos para melhor decidir qual atende às necessidades.

Quando os ALs são aplicados nas naceles, recebem a classificação em relação ao número de *splices* existentes, ponto onde não há *liners*, devido a necessidade de junções estruturais. São divididos entre as naceles com três, duas ou nenhuma divisão, as mais comumente utilizadas nas aeronaves modernas.

O tipo apresentado na Fig. 23(a) é o modelo com zero *splices*, essa configuração aproveita toda a área disponível para abafar o ruído. O número de *splices* é muito importante já que essas estruturas conseguem realizar uma grande dispersão do som. Por exemplo, a redução do tamanho das *splices* de 60 mm para zero, aumenta a perda de transmissão em até 40 dB (WRIGHT, 2006). A Fig. 23(b) mostra a nacele com dois *splices*, sendo que apenas uma é visível, devido ao ângulo em que a foto foi tirada.

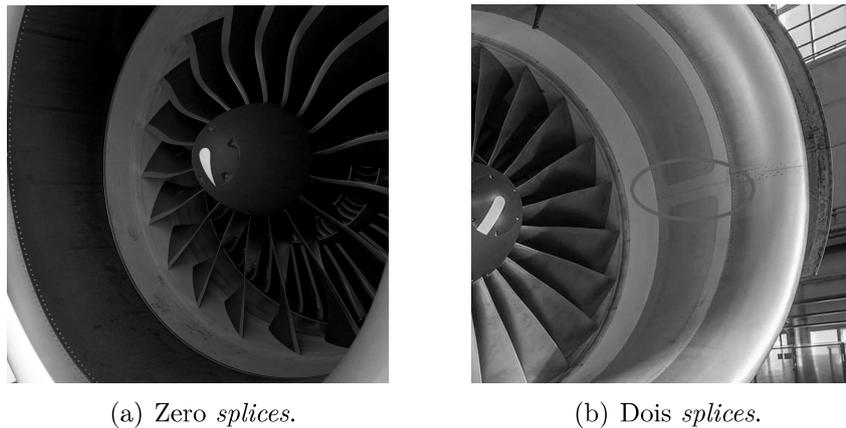


Figura 23 – Modelos de *splices*. Adaptado de: Team California (2019), Arnot (2019)

O estudo dessa dispersão é muito importante para o projeto aeronáutico, entretanto, não é o foco desse trabalho. Para esse caso, será utilizada uma nacele com nenhuma *splices*, por ser a mais moderna atualmente.

Muitos estudos são feitos nessa área, elaborando pesquisas de materiais que podem ser utilizados; geometrias ideais e estudos experimentais para validação das simulações; e estudos analíticos. Algumas características desejadas para AL são apresentadas na Tab. 3.

Tabela 3 – Características desejadas para placas metálicas porosas. Adaptado de: Mangiarotty, Marsh e Feder (1968)

Resistência do fluxo acústico
Produzível com valores médios entre 1 e 100 rayls (cgs)
Uniforme ou gradação controlada sobre a placa
Aumento de arrasto e velocidade devem ser pequenos
Peso
Menor que 1,95 kg/m^2
Espessura
Entre 0,51 e 1,52 mm
Esforços
Tensão última efetiva maior que 69,95 MPa
Tensão de escoamento maior que 27,57 MPa
Carga de ruptura maior que 35,02 kN/m
Fatores ambientais
Alta velocidade (Mach acima de 0,6)
Alto SPL (acima de 170 dB)
Sujeito a contaminação por poeira e óleos
Pode necessitar o uso de solventes para limpeza
Exposição a chuva
Exposição ao sol e calor do motor
Deve ser capaz de durar a vida útil do avião
Manufatura
Moldável em formas curvas
Deve ser disponível em chapas grandes, não tóxicas e não inflamáveis
Custo
Aproximadamente $U\$161/m^2$ em lotes de 10760 m^2

Considerando essas características, Mangiarotty (1969) definiu alguns possíveis materiais que poderiam ser aplicados, como placas metálicas perfuradas ou camadas de fibra de vidro impregnadas com resina ou borracha para a placa superior e inferior. Para o *honeycomb*, alumínio ou outros materiais compósitos são indicados.

A escolha de materiais na indústria aeronáutica é de extrema importância, deve-se buscar sempre materiais leves e resistentes. Procurando esses aspectos, o *honeycomb* é muito utilizado. Este consiste em uma chapa com hexágonos, semelhantes a favos de mel. Essa geometria garante um peso reduzido e menor gasto de material, se comparada a outras geometrias, e alta resistência mecânica, dependendo do material do qual é feito (SHAIK.NAZEER, 2015). Por esses motivos, o *honeycomb* é amplamente utilizado em diversas partes da aeronave.

Embora a base do seu funcionamento se baseie no ressonador de helmholtz, os *liners* são estruturas mais avançadas, de modo que as equações para ressonadores de Helmholtz não se aplicam mais a eles. Maa (1998) pesquisou bastante sobre os materiais microperfurados (*MPP*) e alcançou equações válidas apenas para essas estruturas, entre

elas, o coeficiente de absorção, que é mostrado na Eq. 3.10

$$\alpha = \frac{4 * r}{(1 + r)^2 + (\omega m - \cot(w * D/c))^2} \quad (3.10)$$

Nessa equação, r é a resistência e ωm a reatância. O termo $-\cot(w * D/c)$ é a reatância da cavidade. Atualmente, se utiliza o método de Maa corrigido, abaixo é mostrado o cálculo da impedância corrigido por Morse e Ingard (1971). A impedância pode ser dividida em algumas partes para simplificar a equação final, temos então (HOWARD; CAZZOLATO, 2014):

$$Z_1 = \frac{4 * \sqrt{2} * \eta_{mpp} * t}{d * \rho * c * P} \quad (3.11)$$

$$Z_2 = j * 0.85 * \frac{w * d}{P * c} \quad (3.12)$$

$$Z_3 = \frac{32 * \eta_{mpp} * t}{d^2 * \rho * c * P} * \sqrt{1 + \frac{K^2}{32}} \quad (3.13)$$

$$Z_4 = \frac{j * \omega * t}{c * P} * \left(1 + \frac{1}{\sqrt{9 + \frac{K^2}{2}}}\right) \quad (3.14)$$

$$Z_5 = -j * \cot \frac{w * D}{c} \quad (3.15)$$

Em que P é a *perforation ratio*, que é a razão entre a área furada e a área total do perfurado, D é a profundidade da cavidade, t é a espessura do painel perfurado, η_{mpp} é o coeficiente de viscosidade e $K = \frac{d}{2} \sqrt{2\omega\rho\eta_{mpp}}$. A Fig. 24 mostra esses fatores geométricos.

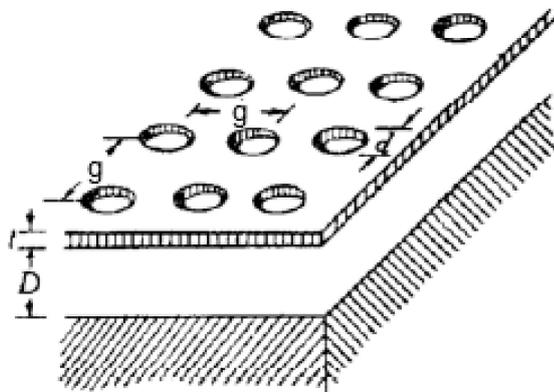


Figura 24 – Desenho de um painel perfurado com cavidade. Adaptado de: MAA (1975)

Somando as cinco parcelas de Z_n , calculadas anteriormente, obtemos a impedância total e podemos escrever, então, o coeficiente de absorção como (MOSA et al., 2018):

$$Z_{total} = Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5 \quad (3.16)$$

$$\alpha = \frac{4 * Re(Z_{total})}{(1 + Re(Z_{total})) + Imag(Z_{total})} \quad (3.17)$$

Esse dado é importante pois podemos relacionar o α com a perda de transmissão, de modo que, se analisarmos novamente a Fig. 13, é possível ver que, antes de ser transmitida, a energia sonora passa pela absorção. Desse modo, os picos de perda de transmissão devem estar próximos dos picos de absorção, já que, quanto mais ela absorver, maior ainda será a PT. Essa conclusão pode ser facilmente visualizada pela Eq. 3.18.

$$I_{incidente} = I_{Refletido} + I_{Absorvido} + I_{Transmitido} \quad (3.18)$$

Sem alterar o som incidente e o refletido, ao aumentar o absorvido, será diminuído o som transmitido.

Após essa análise da impedância e suas equações, também é interessante notar que não aparece o termo Vol , que representa o volume da cavidade, como no ressonador de Helmholtz, mas apenas D , que configura a profundidade. Quando se chega à estrutura mais completa, o volume deixa de ser tão importante e apenas a profundidade começa a fazer efeito.

Para um cálculo teórico da PT, o método de elemento de transferência (TEM) pode ser utilizado. De maneira simples, ele trata cada componente acústico de uma geometria como elementos de transferência. Assim obtendo a condição de correspondência nas interfaces de elementos adjacentes e, finalmente, obtém-se o campo sonoro dentro de cada elemento (ZHOU et al., 2016). Nesse trabalho, os valores teóricos, calculados com o método TEM, e experimentais obtidos por Zhou, Wang e Sun (2015) e Zhou et al. (2016) em seus trabalhos serão utilizados mais a frente para validação de modelos em MEF e o seu experimento é melhor descrito na metodologia do trabalho.

4 Metodologia

Neste capítulo são apresentadas as cinco etapas mencionadas na seção 1.4. São detalhados os modelos utilizados e as condições de contorno aplicadas.

4.1 Software de simulação Ansys

Para realizar os cálculos desse trabalho, é utilizada a ferramenta *Harmonic Response*, juntamente com a extensão *acoustic*. O software possui também a ferramenta *Harmonic Acoustic*, igualmente já pronta para realizar análises desse tipo, porém não possui tantas opções como quando utilizada a extensão. Para realizar os cálculos, duas equações podem ser utilizadas: uma para sistemas puramente acústicos e outra para quando há interação entre fluido-estrutura. Nesse trabalho, as simulações são puramente acústicas, então a Eq. 4.1 é a utilizada (ANSYS, 2019) (ANSYS, 2017b).

$$(-\omega^2[M_a] + j\omega[C_a] + [K_a])(p) = f_f \quad (4.1)$$

Nessa, M_a é a matriz de massa do fluido acústico que é relacionada a inércia do sistema, C_a é a matriz de amortecimento que é responsável pela dissipação da energia, K_a a matriz de rigidez que representa a resistência à deformação e f_f é a força externa que excita o sistema que será definida pelo usuário. As matrizes são preenchidas automaticamente pelo software analisando a geometria, e dados do fluido simulado, que como será visto mais a frente pode ser definido pelo usuário. Por definição, o software, tendo todos os dados e variando a frequência (w), calcula e salva o dado de pressão acústica (p) como resultado, e esse valor pode ser usado para calcular algumas respostas requeridas pelo usuário como a PT (ANSYS, 2019).

Agora serão comentadas algumas das condições de contorno utilizadas para gerar as simulações desse trabalho (ANSYS, 2017b) (ANSYS, 2019).

Analysis Settings

Aqui é onde é feita configuração básica da simulação, dentro dessa função são definidos a faixa de frequências analisada e o número de amostras, além de alguns comandos necessários para que os resultados possam ser gerados.

Acoustic Body

O corpo acústico é a forma como o programa entende quais geometrias são fluídos acústicos, e ele transforma os elementos de sólidos para fluídos. Nessa função é possível definir os dados do fluído como densidade e velocidade do som, entre outros. Além disso, uma função muito importante para esse trabalho é a definição de materiais perfurados, que será comentado mais a frente.

Vários corpos acústicos podem estar presentes na mesma simulação e cada um pode ter propriedades diferentes. Isso abre um grande leque de possibilidades para geometrias mais complexas, além de possibilitar a inserção de dados que variam com a frequência.

Normal Velocity

É a forma de excitação utilizada nesse trabalho, e cria ondas planas nos locais onde é aplicada. Em sua definição, é possível também definir dados que variam com a frequência. A pressão incidente por essa condição é dada por $p = vc\rho$, em que v é a velocidade da partícula, c é a velocidade do som e ρ é a densidade (ANSYS, 2017a).

Radiation Boundary

A condição de radiação utilizada, também chamada de condição de Robin, tem como intuito dizer que não há reflexão na região onde é aplicada. Normalmente é utilizada para assumir que ondas sonoras saindo continuem se propagando e não haja reflexão de volta para o domínio da simulação. Da maneira como utilizada nos modelos desse trabalho, ela funciona como uma terminação anecoica que absorve todo som (ANSYS, 2017a).

Essa condição funciona melhor para ondas planas, o que é precisamente o utilizado, como mencionado anteriormente. Contudo, em outros tipos de simulação, outros métodos poderiam ser utilizados para substituir ou complementar a condição de radiação (ANSYS, 2017a).

Port Definition

As *ports* ou portas, em português, são usadas para definir regiões acústicas específicas para: ou realizar cálculos de potência sonora, como a perda de transmissão, ou então definir a função de matriz de admitância (ANSYS, 2017a).

Transfer Admittance Matrix

A função de matriz de transferência funciona como uma matriz de transferência de quatro polos. Todavia, ao invés de calcular os valores de $T_{n,i}$, agora esses valores são conhecidos e podem ser inseridos manualmente no programa. O software Ansys possui três

modelos de matrizes: a primeira é a matriz clássica, na qual o usuário define manualmente os valores de $T_{n,i}$, porém somente os outros dois modos são utilizados, o modelo SGYM (*square grid plate*) e HGYM (*hexagonal grid plate*). A diferença entre eles é a forma como os furos são arranjados, a Fig. 25 ilustra as duas opções (ANSYS, 2017a).

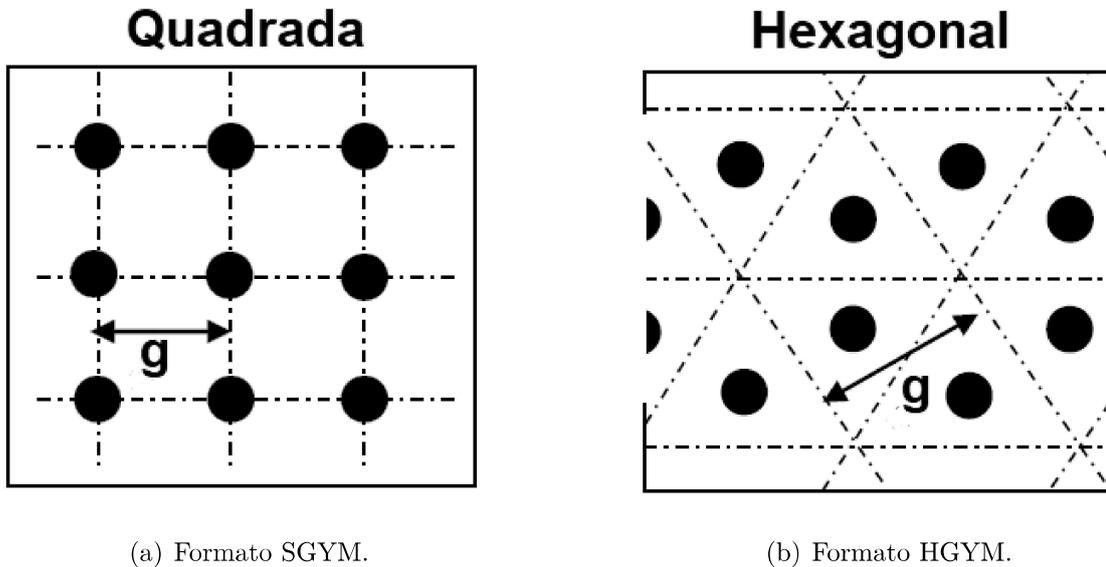


Figura 25 – Exemplos dos tipos de organização de furos. Adaptado de: Ansys (2017a)

Ao escolher uma das duas opções, são definidos o diâmetro do furo (d), a distância entre os furos (g), a razão entre diâmetro interno e externo, a espessura da placa perfurada (t) e as características do fluido. Essa função torna possível simular estruturas com furos muito pequenos que, se fossem feitos na geometria, durante a geração de malha, gerariam um peso computacional muito grande.

4.1.1 Johnson-Champoux-Allard (JCA)

Utilizando esse método é possível que um corpo acústico se comporte como um material poroso, para isso é necessária a inclusão dos parâmetros de porosidade desse material, de tortuosidade, que é uma grandeza que de maneira simples representa o quanto o material possui poros irregulares. Também é necessário incluir o comprimento da característica termal e viscosa, que descrevem os efeitos viscosos nesse material e estão relacionados com o formato dos poros (ANSYS, 2017a).

Acoustic Power Result Plot

É com essa função que é possível calcular a PT e outros resultados que são oferecidos. Para a PT, são utilizadas as equações 3.2 e 3.3 mostradas anteriormente (ANSYS, 2016) (ANSYS, 2019).

Em que W_i nesse caso será a potência sonora na porta posicionada na entrada do duto e W_t é a potência sonora na porta posicionada na saída do duto (ANSYS, 2017a). Entretanto, como é possível adicionar várias portas ao sistema, em geometrias com vários filtros acústicos, é possível também medir separadamente a PT de cada um, posicionando uma porta entre cada filtro.

4.2 Modelagem numérica de ressonador de Helmholtz utilizando MEF

Utilizando-se o software Ansys 19.1, juntamente à extensão *Acoustic*, foi criado um modelo em MEF de um ressonador de Helmholtz. A geometria criada é apresentada na Fig. 26, suas dimensões estão presentes no apêndice A.1.

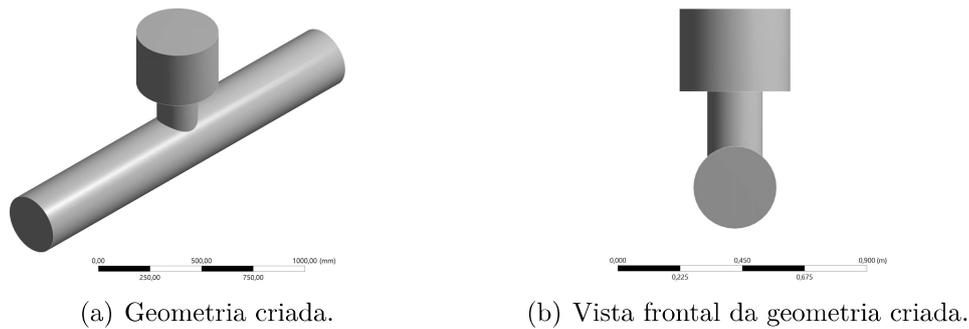


Figura 26 – Geometria para simulação.

Para a malha, foi utilizado primeiramente o critério para simulações acústicas em que o tamanho mínimo da malha recomendado é entre $1/6$ e $1/12$ do comprimento de onda da frequência superior de análise (HOWARD; CAZZOLATO, 2014). Para obter o valor do comprimento de onda (λ), pode-se utilizar a Eq. 4.2. Sendo feita a análise das frequências até 150 Hz, a qual possibilita uma boa visualização do gráfico da PT, com a velocidade do som (c) de $343,24 \text{ m/s}$, obtém-se:

$$c = \lambda f \quad (4.2)$$

$$\lambda = \frac{343,24}{150} = 2,29\text{m} \quad (4.3)$$

$$\text{Elemento} = \frac{2,29}{12} = 0,19\text{m} \quad (4.4)$$

Dessa maneira, o tamanho máximo para uma simulação com qualidade aceitável, de acordo com o critério citado, é 0,19 m. Entretanto, para obter resultados mais confiáveis foi utilizado um tamanho de elemento variando de 0,02 até 0,03 m, que consegue representar bem a geometria. Este não pode ser menor que tal valor por limitações computacionais, pois ao reduzir muito o tamanho dos elementos, o tempo de simulação aumenta. Dessa forma, esse tamanho possibilita simulações que não consomem tempo em excesso, e obtêm resultados confiáveis. Por último, foram utilizados elementos tetraédricos.

Também foi feita uma análise de convergência de malha, variou-se o tamanho dos elementos entre 1000 e 8 mm com decrementos variáveis. À medida que se utilizava elementos menores, havia uma redução do decremento e, analisando a convergência da FR, o resultado dessa análise é mostrado no próximo capítulo.

Para a configuração da simulação, primeiramente, dentro da função *Analysis Setting*, define-se a faixa de frequências e a amostragem da simulação. Nesse caso foram utilizadas frequências de 40 a 150 Hz, com 150 amostras, uma faixa na qual é esperado que esteja a frequência de ressonância. O número de amostras é muito importante pois, caso sejam definidas poucas, podem aparecer erros de interpolação e, caso haja muitas, a simulação pode se tornar muito pesada computacionalmente.

Em seguida, toda a geometria é configurada como um corpo acústico, utilizando a função chamada de *Acoustic body*, no qual são selecionados todos os corpos da geometria analisada. Quando o Ansys gera uma malha, ele considera elementos sólidos, já ao criar um *Acoustic Body*, esses elementos serão transformados em fluídos. Nesse trabalho o elemento SOLID187 foi transformado no elemento FLUID221. A Tab. 4 mostra os dados desse elemento (HOWARD; CAZZOLATO, 2014) (ANSYS, 2016).

Tabela 4 – Informações do elemento utilizado. Fontes: Ansys (2016), Howard e Cazzolato (2014).

Elemento Estrutural	Elemento Fluído	Atributos	Graus de Liberdade
SOLID187	FLUID221	10 Nós - Tetraédico	UX, UY, UZ, PRES

Dentro dessa opção é possível definir as propriedades do fluído, como densidade, velocidade do som, viscosidade, entre outros. Para as simulações dessa fase, todas as propriedades foram deixadas padrão, como mostrado na Fig. 27.

Details of "Acoustic Body"	
Geometry	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Frequency Dependency	No
<input type="checkbox"/> Mass Density	1,2041 [kg m ⁻³]
<input type="checkbox"/> Sound Speed	343,24 [m sec ⁻¹]
<input type="checkbox"/> Dynamic Viscosity	0 [Pa sec]
<input type="checkbox"/> Bulk Viscosity	0 [Pa sec]
<input type="checkbox"/> Thermal Conductivity	0 [W m ⁻¹ C ⁻¹]
<input type="checkbox"/> Specific Heat Cp	0 [J kg ⁻¹ C ⁻¹]
<input type="checkbox"/> Specific Heat Cv	0 [J kg ⁻¹ C ⁻¹]
Equivalent Fluid of Perforated Material	No
Low Reduced Frequency Model	No
<input type="checkbox"/> Reference Pressure	2E-05 [Pa]
<input type="checkbox"/> Reference Static Pressure	101325 [Pa]
Acoustic-Structural Coupled Body Options	Program Controlled Uncoupled
Artificially Matched Layers	Off
Advanced	
Behavior	Compressible

Figura 27 – Configuração do *Acoustic Body*.

Posteriormente, é inserida a forma de excitação do corpo. Nessa simulação, é utilizada a opção *Acoustic Normal Surface Velocity*, que opera na entrada do duto. Ela é escolhida pois torna desnecessária a definição da direção de excitação. Para o cálculo da perda de transmissão no Ansys, é importante que a entrada e a saída do duto sejam consideradas como terminações anecoicas. Para isso, nessas duas faces é utilizada a função *Acoustic Radiation Boundary*, isso garante que essas faces impeçam a saída das ondas sonoras (HOWARD; CAZZOLATO, 2014).

Por último, para realizar o cálculo da PT, é necessário gerar duas "portas" com a função *Acoustic Exterior Port*, a primeira na entrada do duto e a segunda da saída do duto. Essas portas são enumeradas e entre elas o software calculará a perda de transmissão, utilizando a função *Acoustic Power Result Plot*. Como citado anteriormente, essas portas servirão como os microfones em um tubo de impedância. A Fig. 28 mostra como ficaram todas as condições aplicadas na geometria.

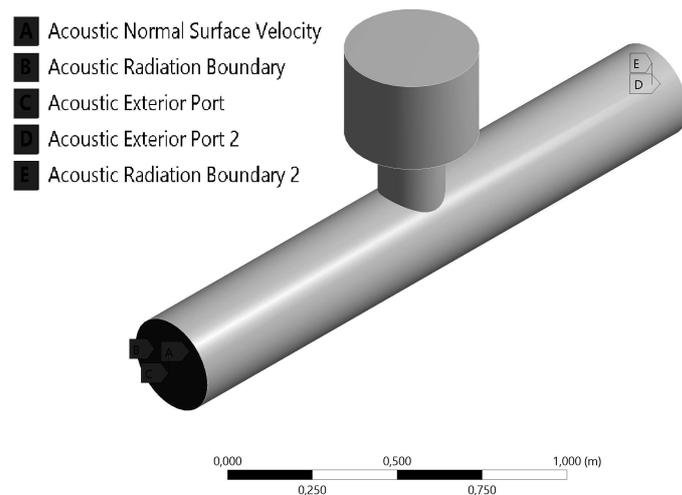


Figura 28 – Condições aplicadas na geometria.

A visualização da Fig. 28 se torna mais complexa devido a seu tamanho. Apesar disso, as condições A, B e C estão aplicadas na face esquerda, ou seja, na entrada da geometria, enquanto as condições D e E estão aplicadas na face direita da geometria, ou seja, na saída do sistema.

A Fig. 29 mostra resumidamente os passos tomados para realização de uma simulação acústica utilizando o software Ansys junto com a extensão *acoustic*.

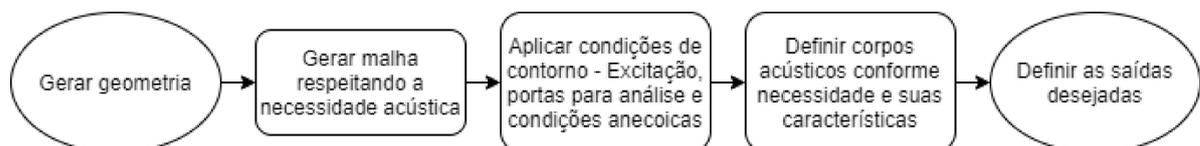


Figura 29 – Fluxograma com os passos básicos da simulação.

Essa simulação possui o objetivo de validar o modelo utilizado. Para isso, a Eq. 3.5 apresentada anteriormente é utilizada com os mesmos dados geométricos do modelo em MEF. Dessa forma, foi obtida a curva analítica que é comparada com o modelo feito em Ansys no capítulo 5.

4.3 Análise de parâmetros geométricos

Inicialmente, foram criadas mais duas geometrias, e buscou-se alterar o formato da cavidade sem alterar seu volume interno de $0,0377 \text{ m}^3$, o que, de acordo com a Eq. 3.1, e a teoria discorrida, não deveria alterar em grande valor sua frequência de ressonância. Foram criados, então, um volume cúbico e um prisma hexagonal, essas geometrias são apresentadas na Fig. 30.

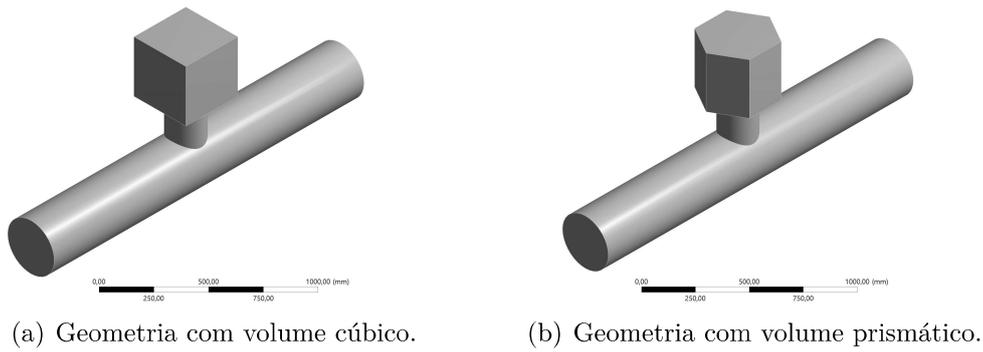


Figura 30 – Outras geometrias simuladas.

Como discorrido anteriormente, os AL normalmente são feitos com estruturas em *honeycomb*. No entanto, para facilitar a geração de malhas e a velocidade de simulação, as simulações seguintes foram desenvolvidas com o formato cúbico, com $0,0377 m^3$, para facilitar a modelagem. Na próxima fase do trabalho, o intuito é estudar a variação da geometria e a sua influência na curva de PT. Nesse intuito, algumas partes da geometria foram alteradas, a primeira delas é o tamanho do pescoço: foi utilizado o pescoço com dimensão igual às simulações anteriores, um médio, e um buscando a aproximação do que seria encontrado em um AL, já que nesse caso essa medida é a espessura do próprio painel perfurado. Logo, para tal simulação, o tamanho do pescoço foi reduzido para 1mm. A Fig. 31 mostra as geometrias geradas, e as dimensões do menor tamanho de pescoço estão presentes no apêndice A.2, sendo que, para os outros modelos, é alterado apenas esse único parâmetro da geometria.

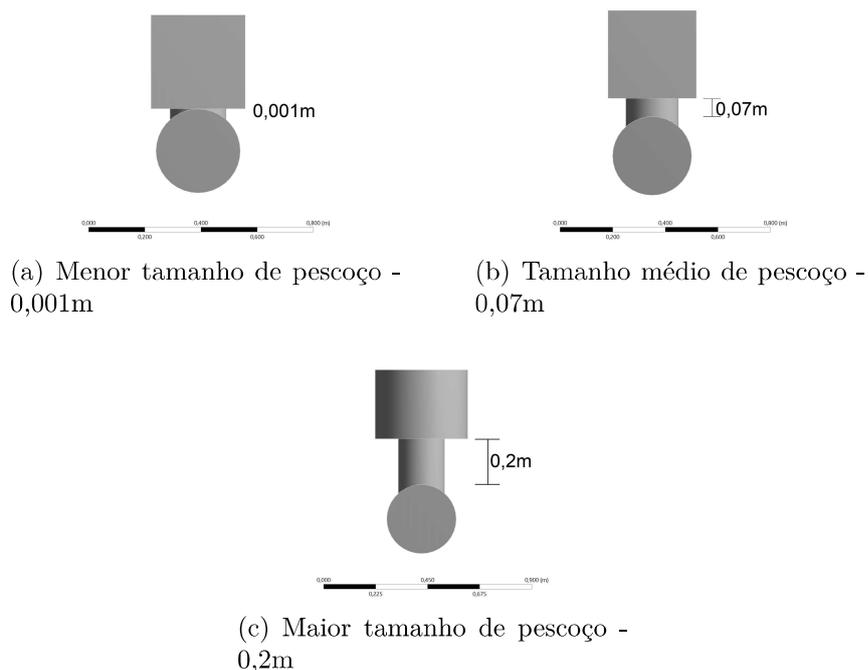


Figura 31 – Variação do tamanho dos pescoços do ressonadores

Vale ressaltar que, por limitações computacionais, as simulações que variam o tamanho e o diâmetro do pescoço podem variar um pouco suas frequências de análise. Caso fossem inseridas faixas de frequência maiores para a equiparação de todas, a amostragem, nos pontos de interesse, teria de ser reduzida, posto que os pontos longe da FR não são interessantes para essa análise. Nesse sentido, observar-se-ão curvas que não começam ou terminam na mesma frequência, porém tal fato não afeta a qualidade do resultado requerido que é a FR.

O próximo fator a ser variado relaciona-se aos furos presentes na placa superior. Para entender e verificar a sua influência na FR foram feitas alterações reduzindo o diâmetro do pescoço gerando três modelos. O primeiro, presente nas simulações anteriores com um diâmetro de 20 cm, o segundo, com 10 cm e um terceiro, com 5 cm. Dessa forma, é possível analisar o efeito dessa característica geométrica na ressonância. Esse estudo possui o intuito de demonstrar a variação da FR ao alterar fatores geométricos relevantes com base na Eq. 3.1. As geometrias simuladas e suas dimensões detalhadas estão no Apêndice A.3, no qual, novamente, é mostrada a menor geometria, na qual é alterado apenas o diâmetro do pescoço para chegar às outras duas.

4.4 Análise de arranjos de ressonadores

Após essas modificações, buscou-se realizar o próximo passo para aproximar mais a um AL: foram criados ressonadores em série bem próximos uns dos outros, como mostrando na Fig. 32, e em uma primeira leva de simulações a geometria utilizada é a que possui o maior diâmetro de pescoço, ou seja, 20cm. Só há uma variação no comprimento da tubulação para que os ressonadores fiquem bem próximos uns dos outros. Gerou-se modelos com 2, 4, 8 e 16 ressonadores em série, as geometrias são apresentadas abaixo e detalhes de suas dimensões são apresentadas no Apêndice A.4, no qual é mostrado o modelo com dois ressonadores em série que, posteriormente, utilizando uma função de simetria, gera os outros modelos. Novamente aqui, o modelo de volume cúbico é escolhido por facilitar a geração de malhas e a velocidade de simulação.

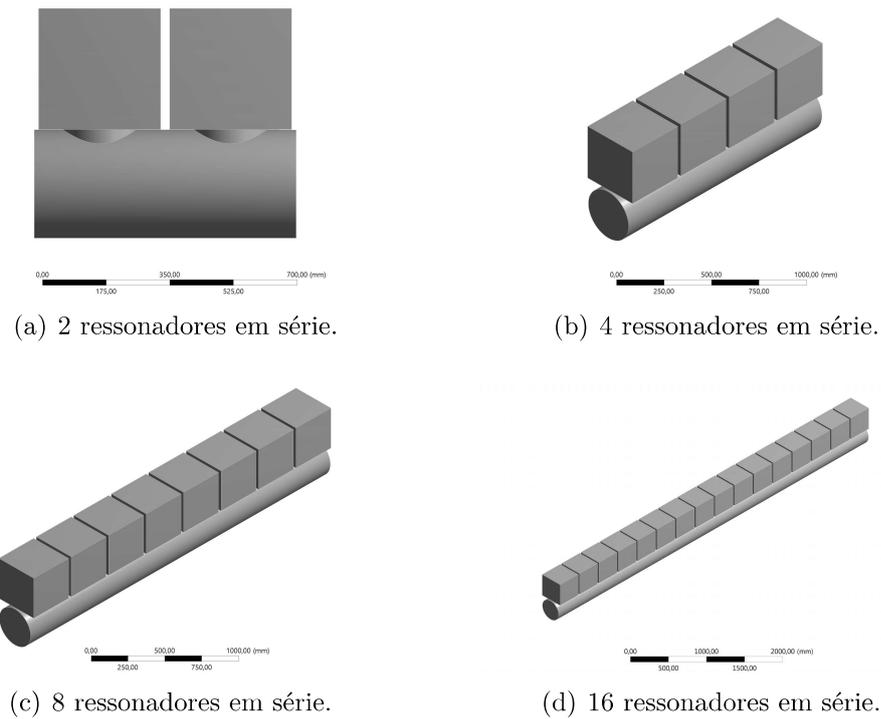


Figura 32 – Modelos de ressonadores em série.

Torna-se importante analisar também como a mudança nos furos vai alterar a PT quando forem colocados em série. Logo, para a segunda leva de simulações, foram geradas também geometrias com 2, 4, 8 e 16 ressonadores, porém utilizando a geometria que possui o menor diâmetro de pescoço, nesse caso, 5cm.

Por fim, buscando a maior semelhança, foi criado um modelo com ressonadores em paralelo e com dimensões já bem próximas das possivelmente empregadas em naceles reais. Foram criados vários modelos em série e em paralelo. As dimensões do ressonador unitário podem ser vistas no apêndice A.5. Esse modelo é então copiado usando a função *symmetry*, gerando todos os outros modelos. A Fig. 33 apresenta alguns dos modelos criados.

Para esse conjunto de geometrias também criou-se uma maneira para nomear a configuração. As geometrias foram nomeadas a partir do número de ressonadores em paralelo pelo número de ressonadores em série. Dessa forma, a Fig. 33(b), por exemplo, será mencionada como *liner 2X1* por possuir dois ressonadores em paralelo e apenas uma linha, ou seja, nenhum em série. O *liner* da Fig. 33(d) será o 2X2 e, por último, um ressonador com apenas 4 volumes em série receberá a denominação 1X4. É importante ressaltar que as configurações 4X1 ou 1X4 são as mesmas, a mudança ocorre apenas nos locais onde são aplicadas as condições de contorno, o mesmo ocorre para as configurações 2X1 e 1X2.

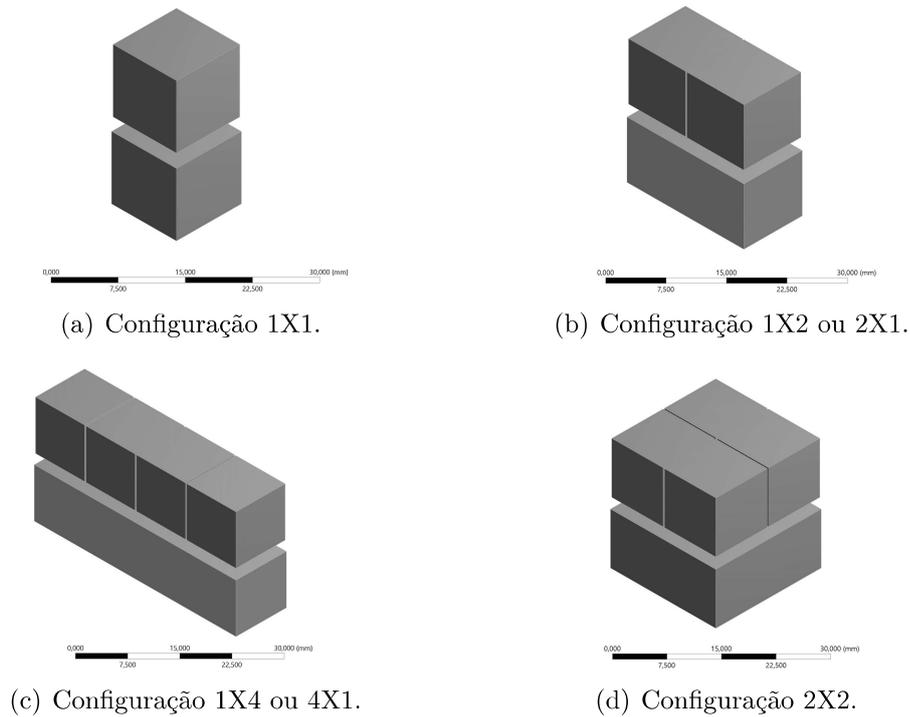


Figura 33 – Modelos de ressonadores em paralelo.

Em especial as Fig. 33(b) e 33(c) mostram aonde são aplicadas as condições de contorno de entrada (iguais as apresentadas na Fig. 28). Quando a análise é feita em paralelo as condições são aplicadas nas faces destacadas em vermelho, e quando em série nas faces destacadas pela cor verde. As condições de saída do duto são aplicadas na face simétrica à destacada,

É utilizado um computador com um processador i5-7300HQ, 24Gb de Ram e uma placa gráfica GTX1050. Para essas simulações o tempo computacional se torna alto, podendo ultrapassar quatro horas por simulação e, muitas vezes, por exceder um tempo limite, o resultado não é gerado corretamente. Haja vista esses motivos, a qualidade da malha desses casos teve de ser reduzida, ou seja, foram criados elementos de tamanhos que variam entre 0,6 a 0,4 mm, e foram utilizados no máximo 4 ressonadores. Essa alteração de malha continua bem refinada ao considerar o tamanho necessário para a frequência analisada e, considerando o gráfico de convergência, que será mostrado a seguir, o número de elementos obtidos nas simulações se mantém acima de 60 mil, o que garante um resultado com boa qualidade.

Em seguida, foram realizadas simulações variando a área do duto. Para isso, foi utilizada uma área de 205 mm^2 denominada área 1, e uma outra área com aproximadamente o dobro (405 mm^2) denominada área 2. Ressonadores foram posicionados em série e paralelo no duto gerando dois modelos com a área 1 (um com apenas um ressonador e outro com dois em paralelo) e três modelos utilizando a área 2 (um com apenas um

ressonador, outro com dois ressonadores arranjados em série e outro em paralelo). A Fig. 34 mostra algumas das geometrias.

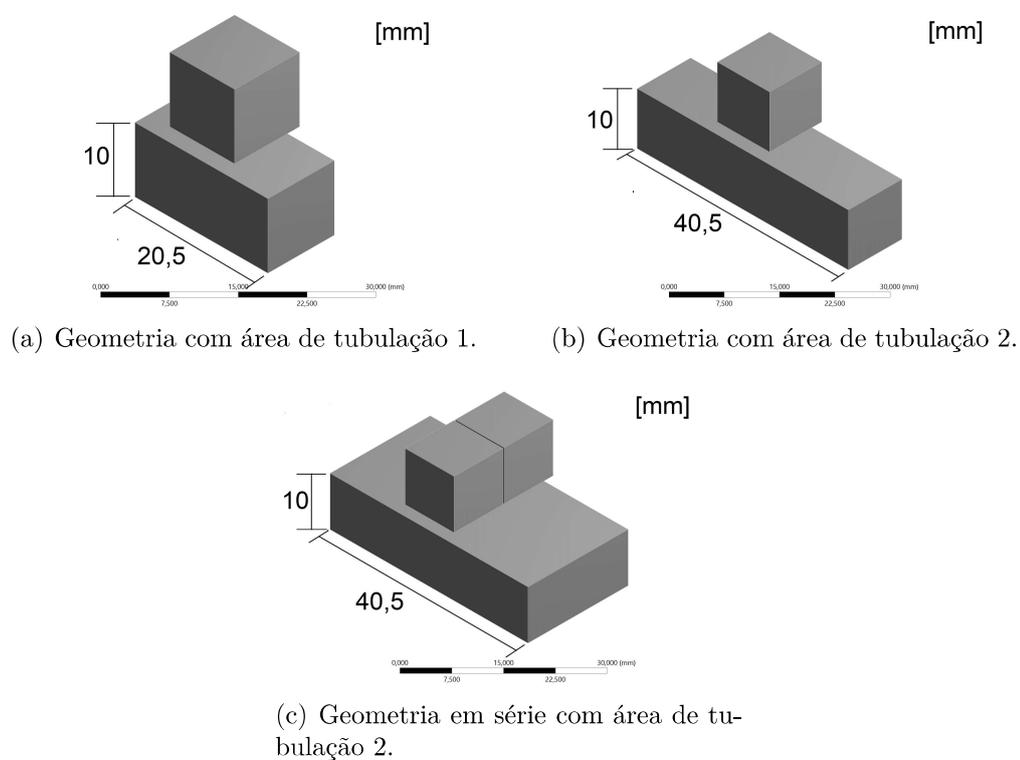


Figura 34 – Outras geometrias simuladas.

4.5 Modelagem da placa perfurada

Como mencionado, ao se aproximar finalmente a uma geometria real, depara-se com o problema do diâmetro do furo presente na placa perfurada ser muito pequeno (podendo chegar a frações de milímetro), o que torna a geração de malha extremamente complexa. Para contornar esse problema foi encontrado na documentação do software, a modelagem de um *muffler* com uma placa perfurada semelhante a de um AL. Esse modelo então, apresentado na Fig. 35, foi utilizado para entender o método de modelagem de um perfurado.

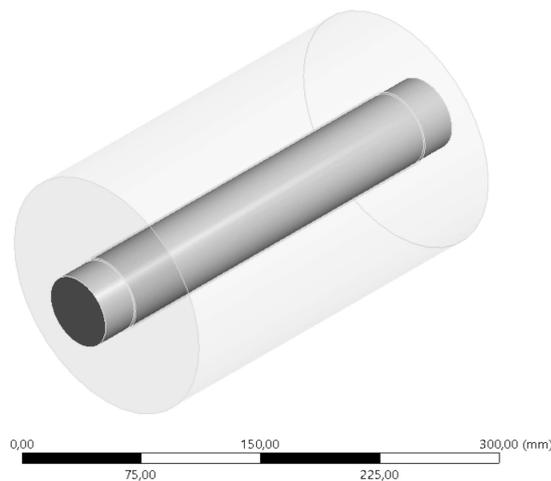


Figura 35 – Geometria utilizada.

Diferentemente das simulações anteriores, nesse caso serão definidos 3 corpos acústicos, um para o volume exterior em destaque na Fig. 36(a), outro para o cilindro perfurado (que funciona como placa perfurada) em destaque na Fig. 36(b) e um último para o duto que está em destaque na Fig. 36(c). As dimensões do modelo são apresentadas no apêndice A.6.

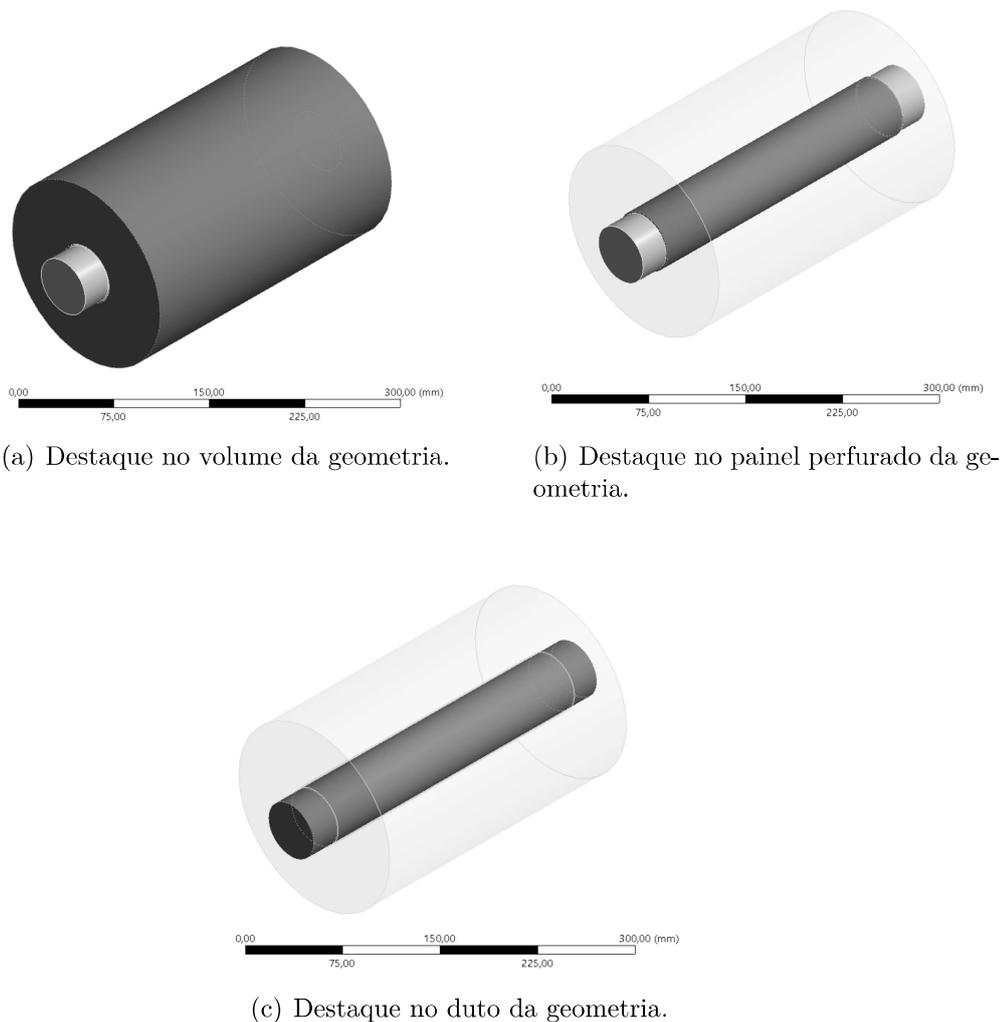


Figura 36 – Corpos acústicos da geometria do muffler analisada.

Para essa primeira análise da metodologia, foi definido no corpo acústico do volume (36(a)) um material acústico poroso, utilizando o método Johnson-Champoux-Allard (JCA). Este deve ser selecionado no corpo acústico dentro da opção *Equivalent Fluid of Perforated Material*, a Tab. 5 mostra características definidas.

Esses valores foram escolhidos, pois são os mesmos usados na simulação apresentada na documentação (ANSYS, 2017b), que possui os furos modelados na geometria, dessa forma o modelo utilizado neste trabalho se aproxima ao apresentado na referência, sendo que os furos estão representados pela condição de contorno *square grid plate* (SGYM), possibilitando uma comparação entre os resultados, verificando se o modelo apresenta corretamente o comportamento dos furos.

Tabela 5 – Condições aplicadas no volume.

<i>Equivalent Fluid of Perforated Material</i>	JCA
Resistividade do fluido	10000 N s mm^{-4}
Porosidade	0,98
Tortuosidade	1,1
comprimento característico viscoso	0,1 mm
comprimento característico térmico	0,15 mm

Com o volume definido, podemos definir agora as características do painel perfurado. Ao selecionar o corpo acústico do perfurado, na mesma opção anteriormente utilizada, foi definido o método JCA. Posteriormente, definiu-se o método *square grid plate* (SGYM), e os valores utilizados são apresentados na Tab. 6. Esses valores, da mesma forma que os anteriores, são escolhidos para tornar o modelo com e sem furos semelhantes.

Tabela 6 – Condições aplicadas no corpo acústico perfurado

<i>Equivalent Fluid of Perforated Material</i>	SGYM_HGYM
Tipo de grade de furos	Grade quadrada
Raio do furo	1,245 mm
Período da grade	7,56 mm
Espessura da estrutura	1,32 mm
Densidade do fluido	2,2041e-09 kg mm^{-3}
Viscosidade dinâmica do fluido	1,783e-11 MPa s
Razão entre raio interno e externo	0,949

Por fim, devemos colocar as condições de contorno finais, são elas uma *acoustic normal surface velocity* = -2,4 mm/s e uma *radiation boundary*, ambas já utilizadas nas simulações anteriores. As quatro últimas condições colocadas são as portas. Assim como citado anteriormente, são definidas duas portas entra as quais será calculada a PT, uma na entrada do duto e outra na saída. Para utilização do modelo SGYM, são necessárias mais duas portas, uma na face interna do perfurado, que será a porta 3, e uma na face externa do perfurado, que será a porta 4. A Fig. 37 mostra de forma resumida todas as condições aplicadas.



Figura 37 – Condições aplicadas na geometria.

Antes de iniciar a simulação, é definida uma análise entre as frequências de 1000 Hz e 2000 Hz com 15 amostras (valores iguais aos utilizados na simulação com os furos modelados), e a malha é feita definindo um tamanho de elemento de 5mm e utilizando a função *multizone*, que deve ser usada para gerar elementos hexaédricos, pois o método SGYM necessita desse tipo de elemento (ANSYS, 2017a).

Após essa simulação, que comparou a geometria com furos reais e utilizando o método HGYM, na busca de, gradativamente, aproximar a geometria a de um AL, foi retirada, nas simulações seguintes, a definição JCA do corpo acústico do volume. Assim, ele não se comportará como um material poroso. Ademais, os diâmetros dos furos foram sendo reduzidos juntamente ao espaçamento entre eles. Foram feitos, então, modelos com os parâmetros geométricos apresentados na Tab. 7.

Tabela 7 – Parâmetros utilizados.

Raio (mm)	<i>Grid space</i> (mm)
1,245	7,560
1,000	6,000
0,800	5,900
0,700	5,870
0,635	5,870
0,500	5,870
0,400	5,870

Grid space sendo a distância entre os centros do furo como ilustrado na Fig. 25(a).

Esse modelo ainda não representa totalmente um AL já que possui um volume único. Esse modelo não foi validado com resultados teóricos ou experimentais já que seu objetivo é a análise da modelagem do perfurado. Todavia, para avaliar se os resultados estão condizentes com o esperado, foi gerada a curva de absorção sonora para os três menores raios de perfurado. Isso porque a equação analítica utilizada é específica para painéis microperfurados, e valores grandes de diâmetro poderiam acarretar erros.

4.6 Modelo de *acoustic liner*

Tendo definido como modelar o material perfurado, agora aproximaremos o volume para uma configuração final de AL. Primeiramente, é criado um modelo para validação e definido como este seria gerado. Ele foi desenhado utilizando a função *Design Modeler* do Ansys. Nele, o duto foi feito com uso da opção *Add Material*, o painel perfurado com a função *Add Frozen* e, por fim, a cavidade novamente com o *Add Material*.

Foi utilizada a geometria mostrada na Fig. 38, sendo o volume inferior o duto, o superior a cavidade e entre eles uma fina placa perfurada em verde mais escuro.

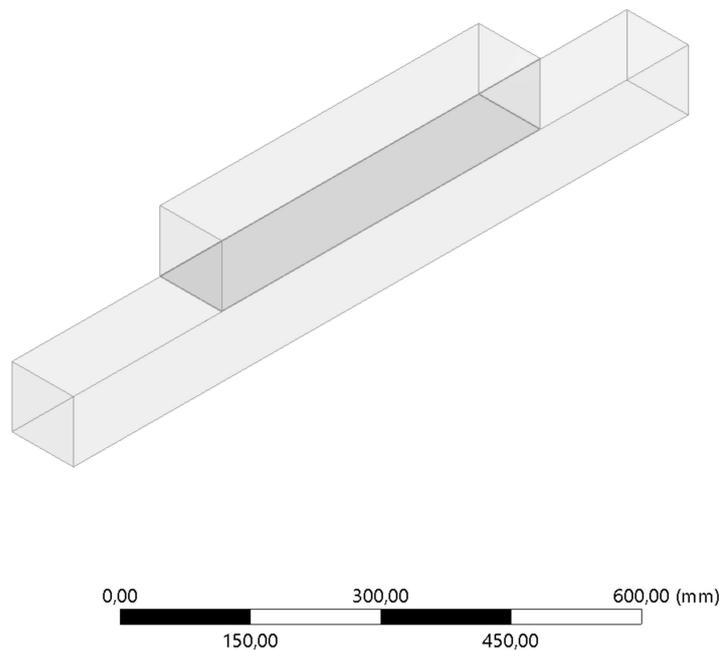


Figura 38 – Geometria utilizada para validação do modelo.

O formato da geometria mudou, em relação à utilizada no *muffler*, porém as condições permanecem as mesmas, ou seja, três corpos acústicos, uma condição de excitação, uma condição de não reflexividade na entrada e saída do duto, e também as quatro portas para cálculo da PT e funcionamento correto do modelo SGYM. Entretanto, na nova simulação, ao invés do modelo SGYM será utilizado o modelo HGYM (*hexagonal grid plate*), que funciona da mesma forma mas organiza os furos de maneira hexagonal.

Nesse modelo, que foi feito para representar o modelo experimental, os dados do material perfurado são um diâmetro (d) de 3 mm, uma distância entre furos (g) de 8,405 mm, uma espessura de 1,1 mm e um comprimento do MPP de 0,518 m. O apêndice A.7 mostra com mais detalhes a geometria.

O resultado da TL dessa geometria é, então, comparado a resultados teóricos e experimentais obtidos por Zhou, Wang e Sun (2015). Na Fig. 39 é apresentada a bancada de testes acústicos utilizada, ela possui uma seção de testes de 140 mm por 141 mm e é feita com acrílico que possui 23 mm de espessura. Os *liners* são montados na parte de baixo da seção de testes e são feitos com chapas de acrílico com espessura de 25 mm para a estrutura externa e 2 mm para as divisões das cavidades. A estrutura é montada de forma que as placas perfuradas são intercambiáveis.

O coeficiente de absorção das terminações anecoicas é de 0,93 acima de 300 Hz, e por isso a fonte sonora é configurada com um limite inferior a esse valor. O limite superior foi configurado para 2400 Hz. São utilizados no total 16 microfones, alinhados com a estrutura, sendo oito posicionados a frente da amostra e os outros ao final da amostra. Nesse primeiro modelo de validação é utilizada uma única cavidade, porém os modelos seguintes terão múltiplas.

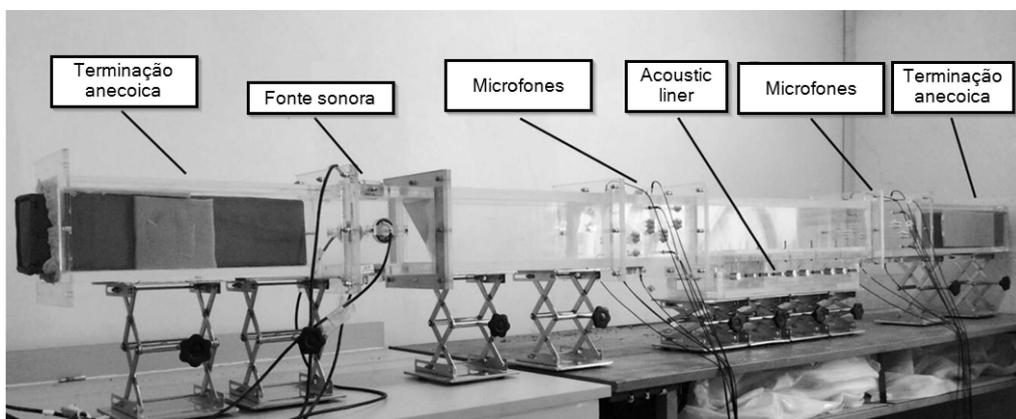


Figura 39 – Aparelho utilizado para experimentação. Adaptado de Zhou et al. (2016)

Sendo esse modelo o primeiro modelo de AL final, uma análise de convergência de malha foi feita novamente. Isso porque as frequências de análise já são bastante diferentes das que foram utilizadas para ressonadores. Com isso, pode-se garantir a utilização de modelos convergidos e diminuir erros grandes. Para essa análise o critério utilizado foi a PT do último pico de atenuação, isso porque frequências mais altas necessitam de malhas mais refinadas como anteriormente discutido com a exigência acústica de malha.

Continuando a validação do modelo criado, agora é substituída a cavidade única por 10 cavidades idênticas. A Fig. 40 apresenta a geometria analisada, sendo que as condições de contorno são idênticas às do modelo anterior, exceto os dados do material

perfurado, que agora possui $d = 2$ mm, distância entre furos de 8,5mm, espessura de 0,9 mm, e comprimento de 650 mm.

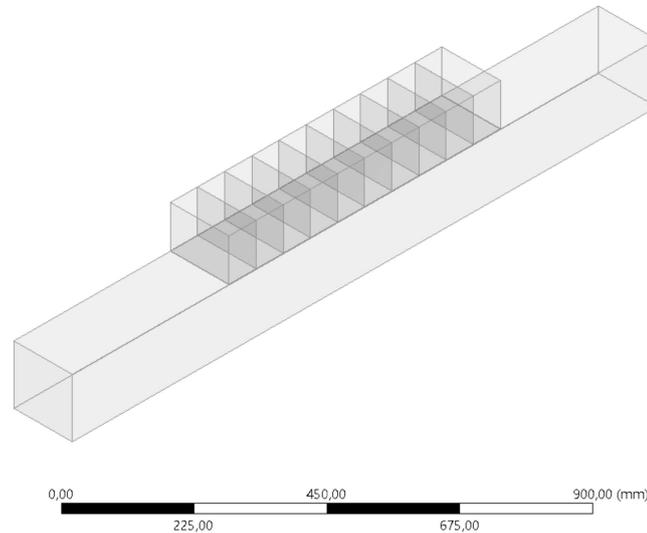


Figura 40 – Geometria utilizada para validação do modelo.

Nessa geometria, as cavidades estão espaçadas entre si com 0,1 mm. É possível observar essa geometria no apêndice A.8. Esse teste permite verificar o funcionamento do modelo para múltiplas cavidades. Os resultados são comparados pelos modelos teórico e experimental obtidos por Zhou et al. (2016).

Por fim, para uma última validação, é criado o modelo apresentado na Fig. 41 e no apêndice A.9. Nele, temos três cavidades, porém com volumes diferentes. Seus volumes têm uma razão de 1:4:5, e seu MPP $d = 0,8$ mm, distância entre os furos de 3,5 mm e espessura de 0,9 mm com o mesmo comprimento do anterior.

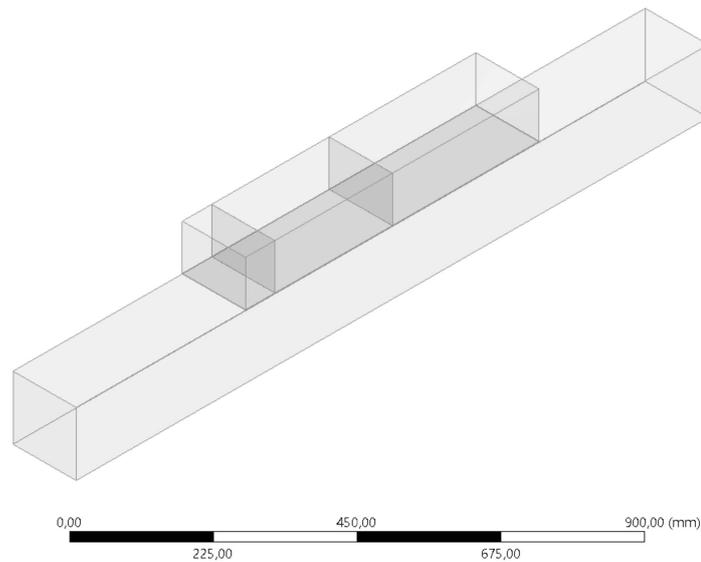


Figura 41 – Geometria utilizada para validação do modelo.

O resultado também é comparado com o teórico e experimental obtido por Zhou et al. (2016). Todos os três modelos de validação buscaram representar com o máximo de fidelidade a geometria experimental, utilizando todos os dados disponíveis nos artigos consultados.

Após a validação do modelo criado, a próxima análise é feita mediante a variação da quantidade de cavidades. A Fig. 42 mostra as 5 geometrias que foram trabalhadas. No apêndice A.11, é apresentada a geometria com quatro cavidades para referência. As outras geometrias distribuem mais volumes na mesma área.

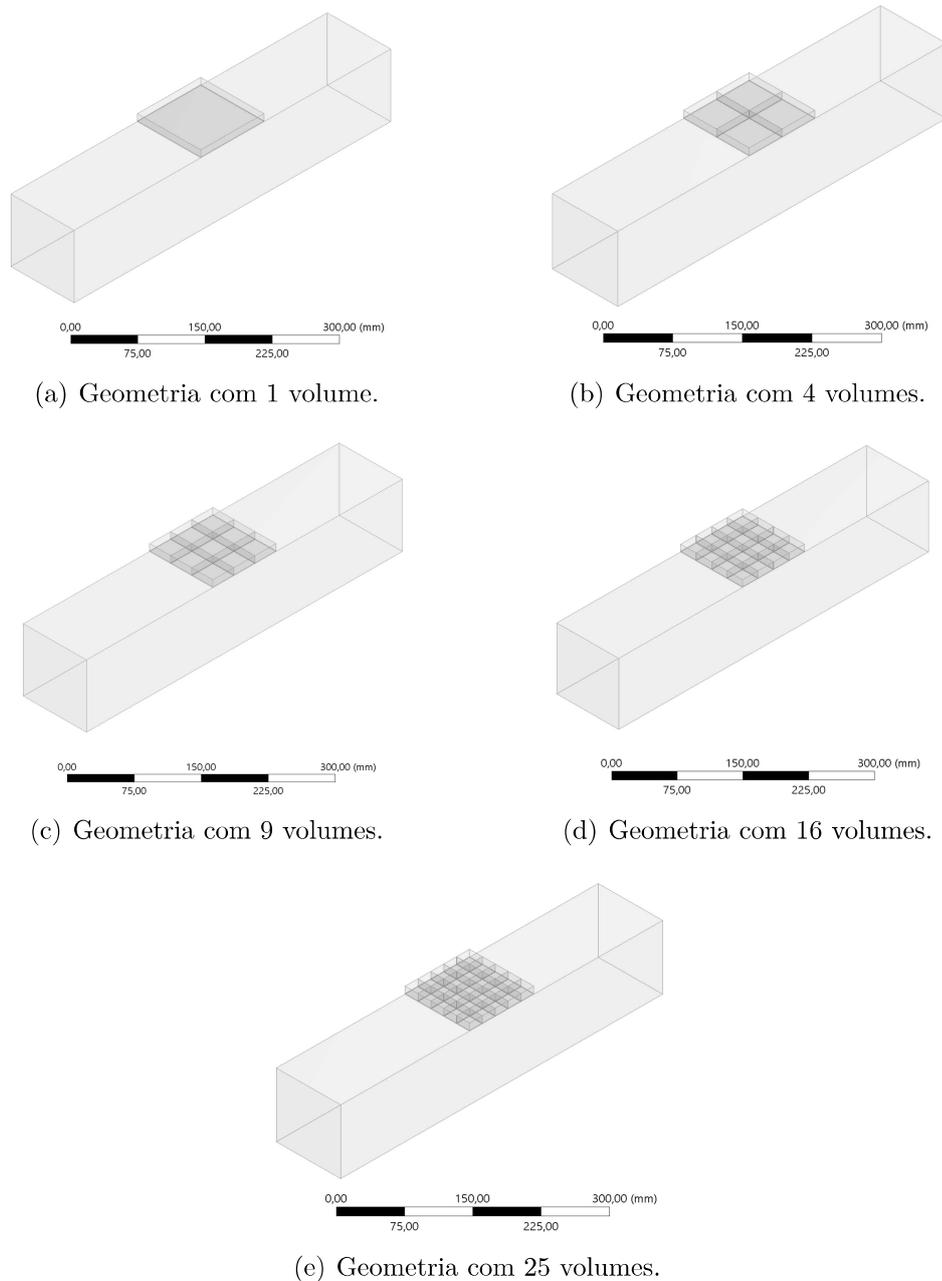


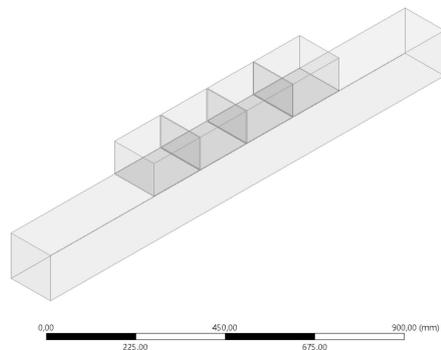
Figura 42 – Geometrias utilizadas para variação da quantidade de volumes

Inicialmente, desejava-se alcançar um número maior de cavidades. No entanto, a adição de mais volumes dificulta a geração da malha necessária para realizar a simulação. Por conseguinte, 25 volumes foi o máximo que se pode alcançar sem realizar longos trabalhos de geração de malha.

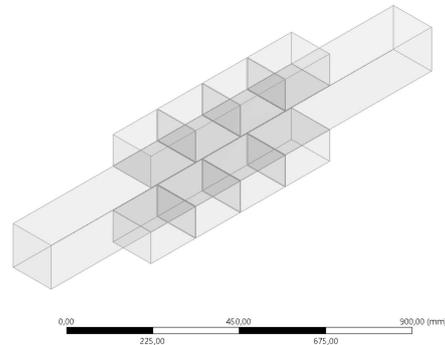
Para essa simulação o microperfurado possui furos com diâmetro de 0,8 mm, distribuídos em forma hexagonal (HGYM) com distância de 7 mm, e uma espessura de painel de 0,9 mm. O perfurado possui um comprimento de 100 mm.

Finalmente, a última análise a ser feita consiste na adição de ressonadores em todos os lados do duto. Para isso, quatro geometrias foram criadas, elas são apresentadas na

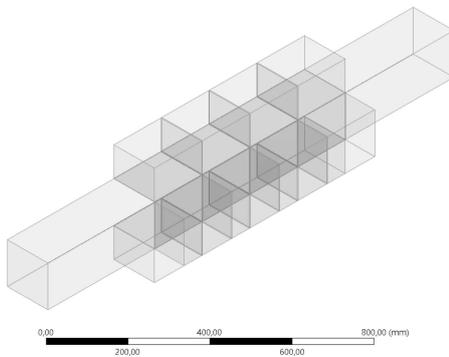
Fig. 43. Como na simulação anterior, o modelo com ressonador em um lado é apresentado no apêndice A.10, e os outros lados são adicionados utilizando simetrias.



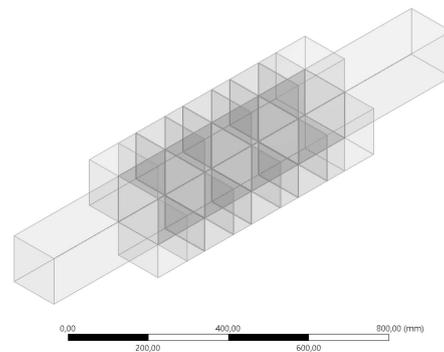
(a) Geometria com AL em um lado.



(b) Geometria com AL em dois lados.



(c) Geometria com AL em três lados.



(d) Geometria com AL em quatro lados.

Figura 43 – Geometrias utilizadas para simulação com diferentes configurações de AL no duto.

Nelas, temos um diâmetro de furo de 0,8mm, um *grid period* de 3,5 mm, utilizando o método HGYM, uma placa com espessura de 0,9 mm e um comprimento de perfurado de 650 mm. Nesse caso, decidiu-se realizar a simulação com 4 volumes, esse número foi escolhido por ser uma quantidade razoável de volumes e pela dificuldade que seria gerar muitos volumes, especialmente quando inseridos nos quatro lados do duto. Essa escolha acarreta em uma perda de similaridade do AL simulado com o utilizado em naceles aeronáuticas, porém ainda se assemelha aos AL para dutos.

5 Resultados e discussões

Nesse capítulo são apresentados os resultados das simulações mostradas anteriormente. Ele inicia-se com a análise do modelo de ressonador de Helmholtz, sua validação e análise de parâmetro geométricos. Depois mostra uma análise acerca do arranjo de vários ressonadores.

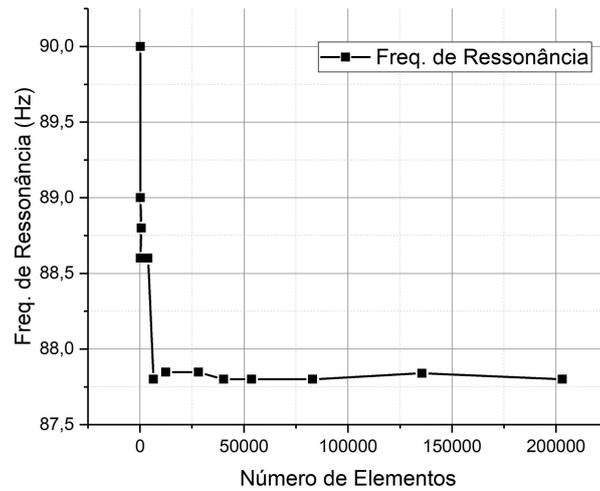
Por fim, é mostrado o resultado para a utilização do modelo para materiais perfurados, a validação do modelo de AL final, e variações no seu arranjo. A Tab. 5 mostra novamente esses modelos e os objetivos almejados para cada conjunto de simulações.

Tabela 8 – Resumo de modelos e objetivos desejados.

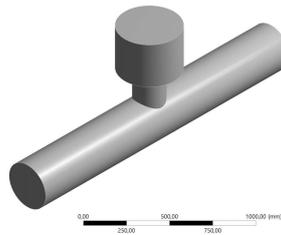
Modelo	Objetivo
Ressonador de Helmholtz	Validar o modelo
Varição da geometria de Helmholtz	Compreender a influência geométrica na FR
Arranjo de ressonadores	Verificar o aumento da PT e suas interações
Modelo de ressonador como <i>liner</i>	Averiguar se o modelo criado consegue representar um <i>liner</i>
Modelo de <i>muffler</i>	Buscar uma modelagem para placas perfuradas
Modelo de <i>liner</i>	Propor um modelo funcional para simulação de <i>acoustic liners</i>

5.1 Convergência de malha

A Fig. 44(a) mostra um gráfico que compara a quantidade de elementos gerados na malha com a FR obtida na simulação, para a primeira geometria apresentada na seção 4.2, que é apresentada novamente na Fig. 44(b).



(a) Gráfico gerado da convergência de malha.



(b) Geometria simulada.

Figura 44 – Resultado da convergência de malha.

É possível observar que, a partir de aproximadamente 50.000 elementos, não há grande variação do resultado da simulação, nos últimos cinco pontos obteve-se uma FR de 87,8 Hz, exceto no penúltimo que obteve 87,84 Hz. Até pouco antes desse valor (aproximadamente 40.000) a simulação já foi considerada como possuindo uma malha que representa bem o problema. Com esse resultado, buscou-se sempre ter uma quantidade de elementos acima desse valor ou que que satisfaça o requerimento acústico de malha, sendo que na maioria das simulações de ressonadores obteve-se aproximadamente 100.000 elementos.

Deve-se observar, também, que o requerimento acústico da malha de $1/12$ do comprimento de onda é importante e deve ser seguido (HOWARD; CAZZOLATO, 2014). Contudo, quando em baixas frequências, pode não ser o suficiente para possuir resultados confiáveis já que, pelas contas, resultará em um tamanho de elementos grande. Nesse caso, por exemplo, uma malha com 0,19 m, que a regra exige como mínimo, possuirá 230 elementos, não sendo o suficiente para representar a geometria utilizada nesse trabalho, o que pode gerar erros. De maneira geral a regra é válida, porém para geometrias complexas, quando analisadas em baixa frequência, um valor mínimo que represente bem a geometria deve ser usado.

Não obstante, é possível notar que, para frequências mais altas, a regra é válida e deve ser aplicada, garantindo o requisito acústico e também geométrico e, por conseguinte, gerando um resultado confiável. Por isso, nas simulações em que se alterou drasticamente a geometria mais a frente, a regra foi implementada, sendo considerada suficiente, já que foram analisadas frequências mais altas.

5.2 Validação do modelo de Helmholtz

A Fig. 45 mostra a comparação entre as duas curvas obtidas analiticamente pela Eq. 3.5 e pelo MEF, utilizando a geometria apresentada na Fig. 44(b).

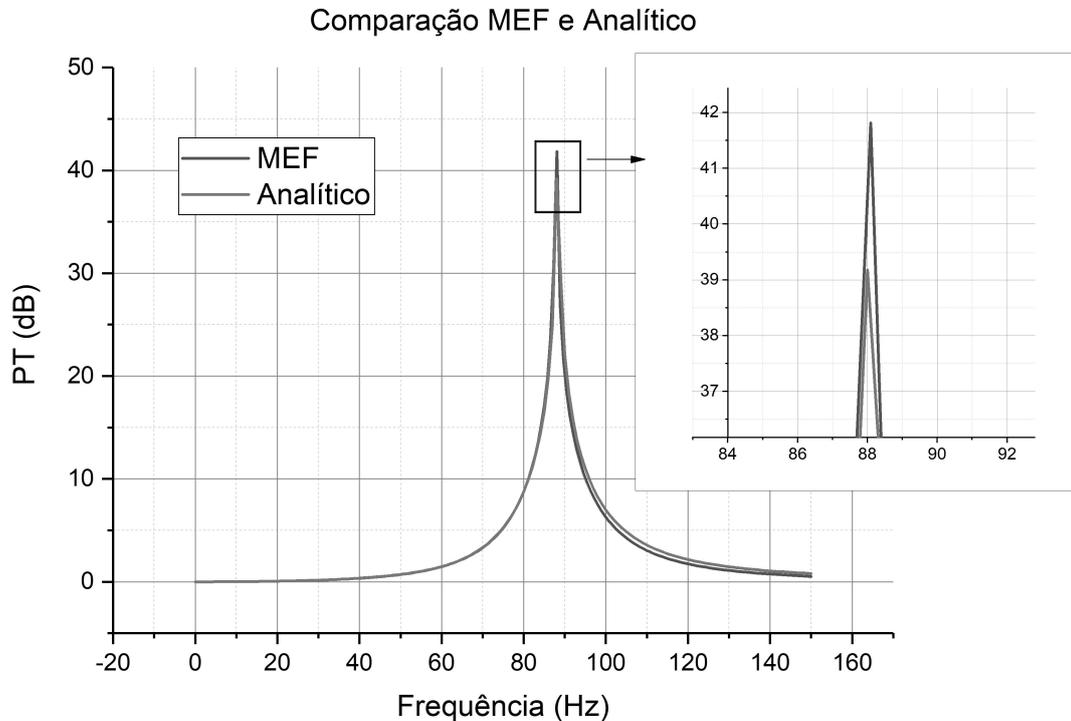


Figura 45 – Comparação entre curva analítica e gerada por MEF.

Percebe-se que o modelo consegue representar bem o esperado analiticamente. Os picos de ambas as curvas estão na frequência esperada, com um erro de 0,1 %, havendo uma diferença na PT de aproximadamente 2 dB, devido, principalmente, à amostragem do sistema, já que no modelo analítico a PT varia bastante com a amostragem de 150 pontos utilizada.

À vista disso, o modelo se mostra funcional e pode ser utilizado para as próximas simulações, nas quais serão variadas características geométricas.

5.3 Análise de parâmetros geométricos

Nessa seção, serão mostrados os resultados obtidos com as diferentes variações de geometria feitas em simulação utilizando o software Ansys. Como foi discorrido, a simulação com diferentes geometrias, mas volumes internos iguais, apresentadas na Fig. 30, deveria obter curvas próximas em baixas frequências. A Fig. 46 mostra o resultado

obtido e também duas das três geometrias analisadas para facilitar a identificação do modelo usado.

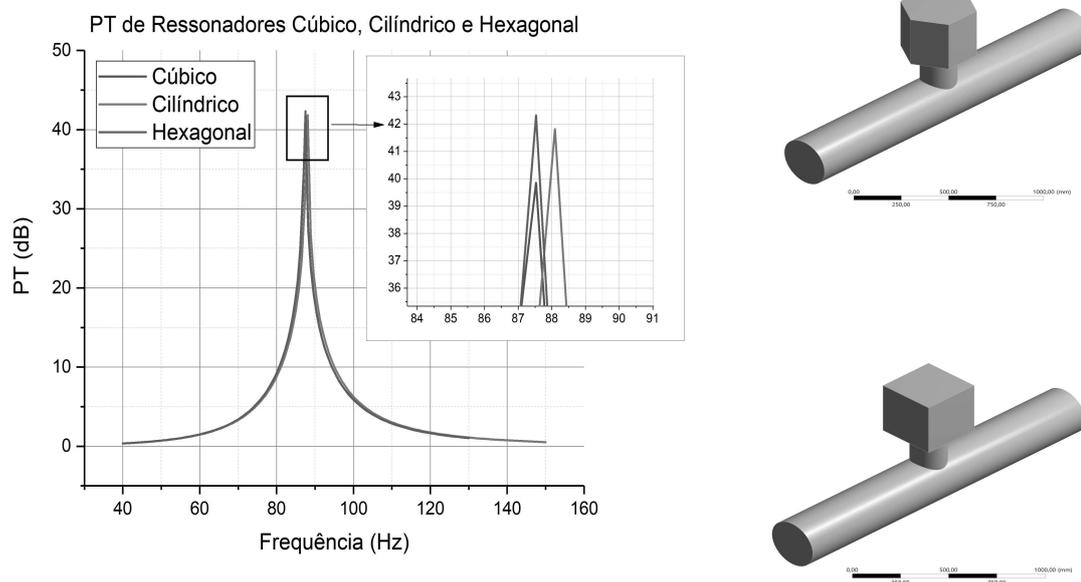


Figura 46 – A esquerda comparação entre volumes cúbico, cilíndrico e prisma hexagonal e a direita o modelo hexagonal e cúbico utilizados.

Como esperado, as curvas estão bem próximas, havendo uma diferença de aproximadamente 1 Hz nas frequências de ressonância entre o modelo cilíndrico e os modelos com volume cúbico e hexagonal. Essa diferença é causada por possíveis arredondamentos numéricos e também pelo formato do volume, que, como mencionado anteriormente, com base no trabalho analítico de Chanaud (1994), pode gerar variações na FR. Tal diferença também acarretou uma eficiência melhor do ressonador hexagonal, que obteve uma PT de 2 dB superior ao cúbico. É possível, porém, que para mais altas frequências apareçam diferenças um pouco maiores, devido ao efeito das altas frequências em quinas e faces quadradas, e para essa aplicação um estudo mais detalhado deve ser feito.

Agora inicia-se a variação da geometria e, com ela, serão alteradas as frequências de ressonância. Na Fig. 47 observa-se a influência da primeira variação feita, que consiste no tamanho do pescoço.

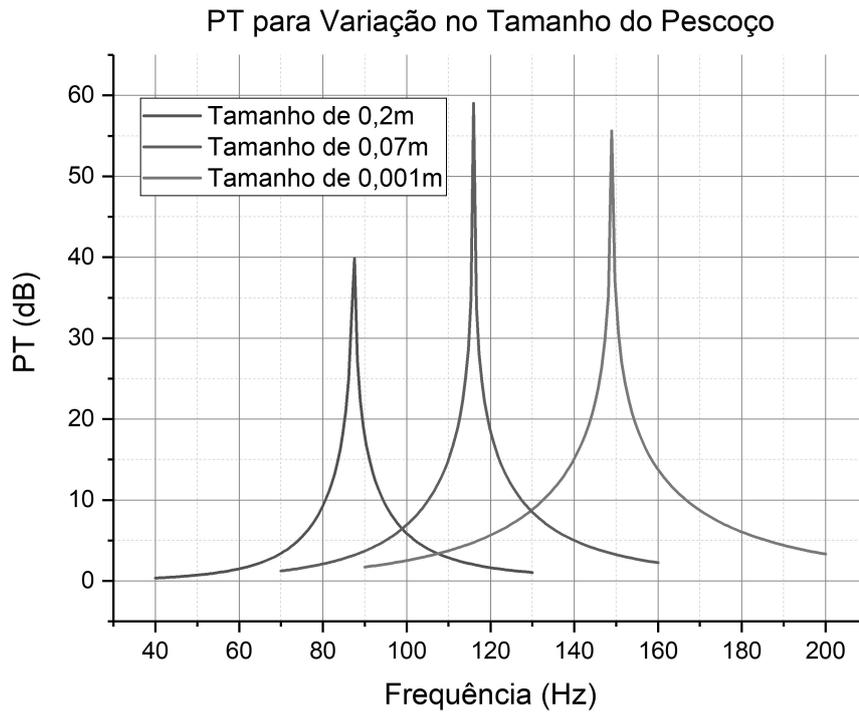


Figura 47 – Comparação entre diferentes tamanhos de pescoço.

É notável que a redução do comprimento do pescoço do ressonador aumenta a frequência de ressonância, tal efeito é esperado se olharmos a Eq. 3.1 que mostra analiticamente a relação inversa entre o comprimento do pescoço e a frequência de ressonância. Como relatado anteriormente nas simulações, a faixa de frequência para cada geometria foi variada buscando obter mais pontos próximos a FR. Nos ressonadores de Helmholtz a PT é muito sensível às frequências nas quais os cálculos são feitos, isso significa que, se feita na frequência de ressonância exata, a PT das três curvas tenderiam para o infinito. A Eq. 3.5 também demonstra esse fenômeno. Esse é o fator que gera a diferença na PT observada na figura, já que pontos podem aparecer mais próximos à FR, gerando picos maiores.

Após a redução do comprimento do pescoço, foi reduzido o diâmetro do pescoço, a Fig. 48 apresenta os resultados obtidos.

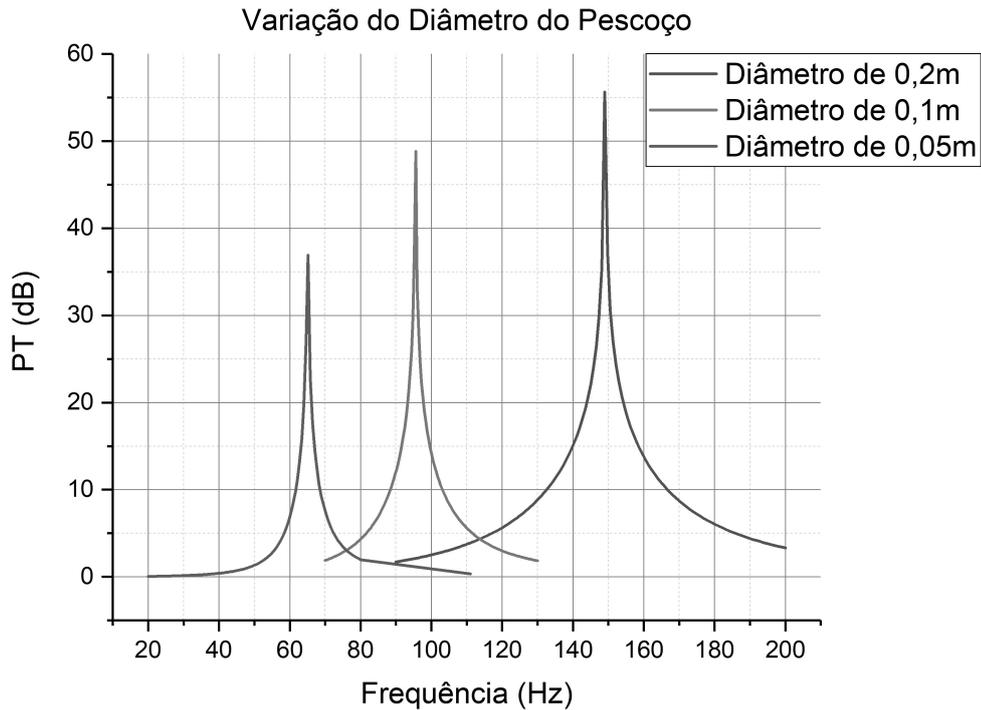


Figura 48 – Comparação entre diferentes diâmetros de pescoço.

Para esse caso, já acontece um comportamento contrário ao anterior. Quando se diminui o diâmetro dos furos, há um decremento da FR, fato também esperado ao analisarmos analiticamente a Eq. 3.1, em que área do pescoço - que varia com o seu diâmetro - se encontra no numerador da fração e seu aumento gera um aumento na FR.

5.4 Análise de arranjos de ressonadores

Partimos agora para a visualização do que acontece ao se colocar ressonadores em série. A Fig. 49 mostra os resultados obtidos com a simulação do ressonador com maior diâmetro de pescoço em série. No gráfico, a legenda Xn significa a quantidade de ressonadores em série, ou seja, X1 é um único ressonador e X8 são oito ressonadores em série.

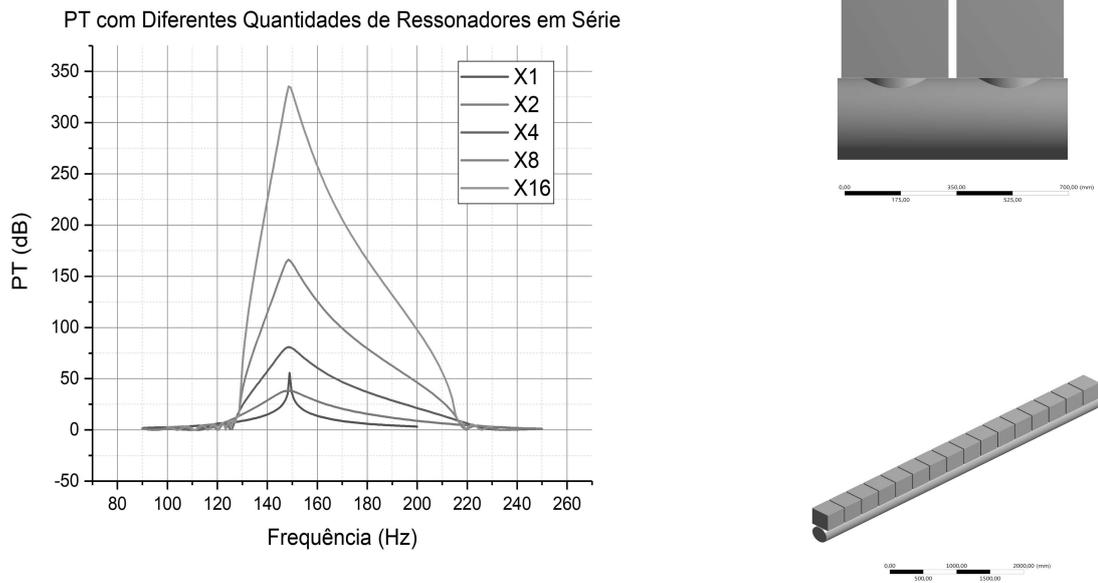


Figura 49 – A esquerda comparação entre ressonadores em série com 0,2 m de diâmetro no pescoço, e a direita alguns dos modelos utilizados

Nota-se que, com o aumento do número de ressonadores, a PT aumenta esse efeito é demonstrado analiticamente e experimentalmente nos trabalhos de Griffin e Huybrechts (2001), Cai e Mak (2018) e Maurel et al. (2019). Também é possível notar que, com vários ressonadores, frequências próximas a FR também começam a ser atenuadas. Ocorre, então, um aumento da faixa de frequência de atenuação. A frequência de 180 Hz, por exemplo, apesar de não ser a de pico, sofre uma atenuação superior à 150 dB. Esse efeito é muito desejado e acontece devido ao grande diâmetro do pescoço.

A Fig. 50 mostra a mesma análise anterior, mas agora feita com o diâmetro do pescoço menor (5 cm). O volume utilizado é o mesmo, logo, a distância entre os centros dos ressonadores permanece a mesma.

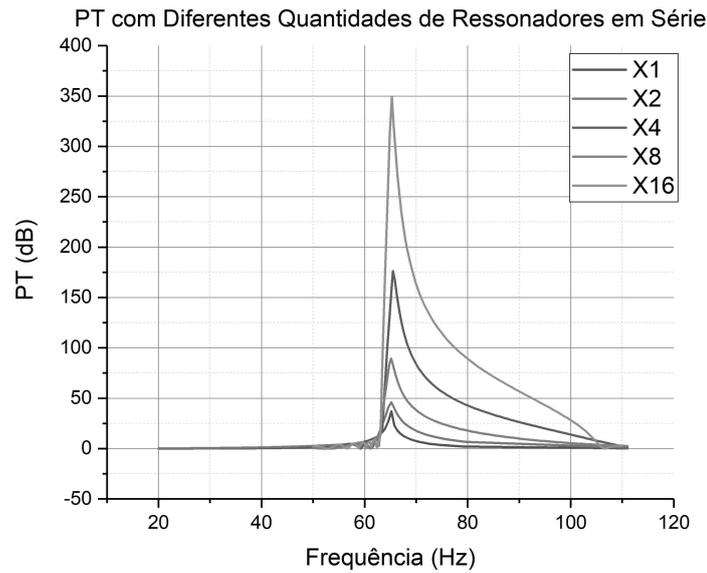


Figura 50 – Comparação entre ressonadores em série com 0,05 m de diâmetro no pescoço.

Com a redução do diâmetro do furo, acontece uma menor influência na PT em cada ressonador. A Fig. 51 coloca lado a lado as curvas de 16 ressonadores em série com maior e menor diâmetro de pescoço.

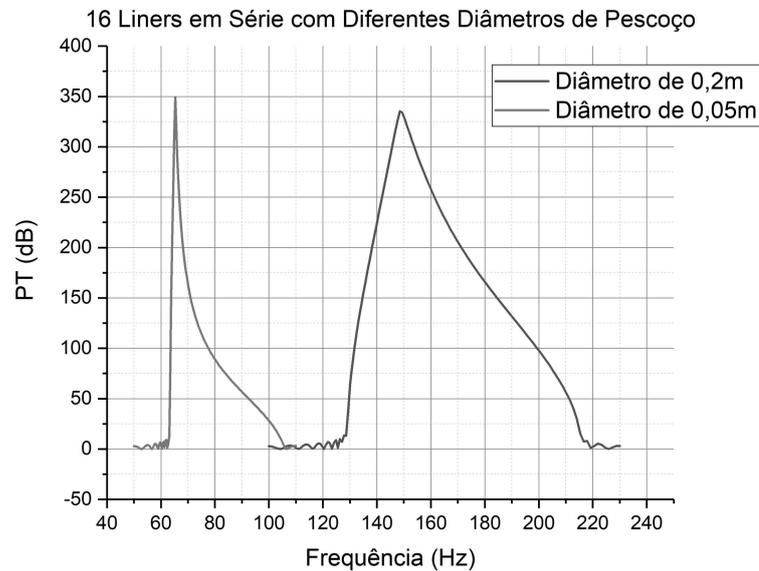


Figura 51 – Comparação entre as curvas de PT com 16 ressonadores com 0,2 e 0,05 m de diâmetro de pescoço.

Tendo as duas lado a lado, é fácil observar a influência da proximidade entre os furo na FR e na PT. Furos maiores ficam mais perto uns dos outros, e começam a atenuar

uma faixa de frequências maior, enquanto com o furos menores acontece o contrário, o distanciamento entre eles diminui a interação e gera uma faixa mais estreita de atenuação.

Logo, é interessante buscar furos mais próximos. Contudo, em uma aeronave real, com uma chapa perfurada, numerosos furos muito próximos podem reduzir a resistência estrutural do elemento. Assim, essa análise deve ser feita com cautela.

Com a análise de sensibilidade feita, e o entendimento de como a geometria e o arranjo podem influenciar na PT, partiu-se para a criação de uma geometria com dimensões mais próximas à aplicação dos AL, como mostrado na Fig. 33. A Fig. 52 mostra os resultados de 6 simulações, que variam entre 1, 2 e 4 ressonadores, em série e em paralelo.

Na legenda, é mostrada a configuração simulada da mesma forma relatada anteriormente, sendo mostrado o número de ressonadores em paralelo pelo número em série. Entretanto, para facilitar o entendimento, foram inseridas as letras "P" e "S" que indicam, de forma mais rápida, se uma configuração está em paralelo ou em série, respectivamente. Nos modelos 1X1 e 2X2, esse código não foi utilizado, pois se trata de um ressonador unitário ou então de um conjunto com série e paralelo juntos, nessa ordem.

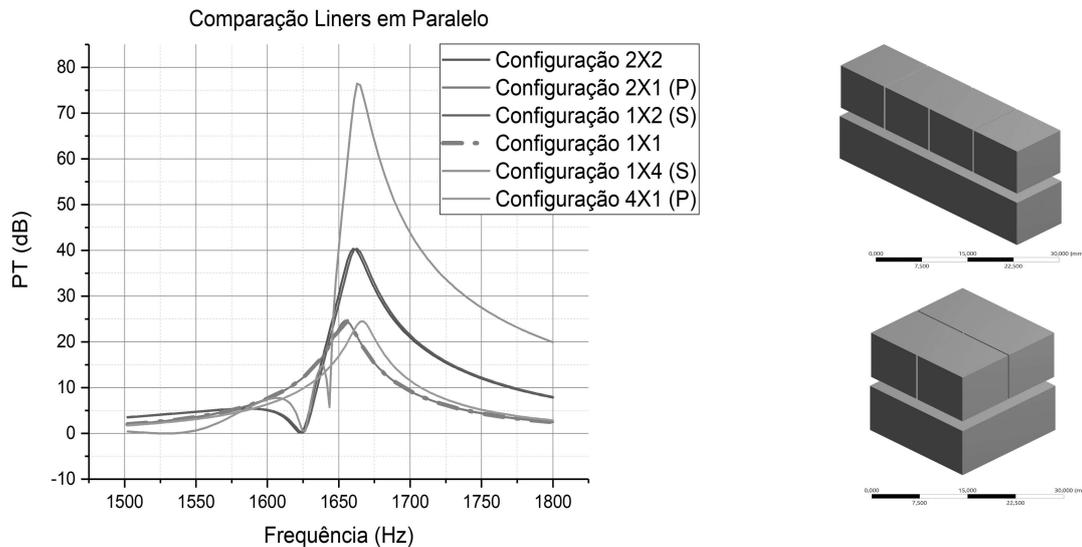


Figura 52 – A esquerda comparação entre várias configurações de ressonadores e a direita algumas das geometrias utilizadas.

Duas características importantes aparecem nesse gráfico: primeiramente, é possível notar que, apesar de possuir a mesma geometria, a frequência de ressonância está variando em aproximadamente 0,6% entre a curva verde e amarela (variação máxima). Isso ocorre porque, ao reduzir muito as geometrias e as aproximar de um *liner* real, começa a acontecer um acoplamento entre os ressonadores, de modo que a sua frequência de ressonância se altera. De maneira simples, os ressonadores começam a se comportar

menos como ressonadores de Helmholtz e mais como ALs, porém, por ser uma primeira aproximação, ainda há muito da característica de um ressonador comum, como uma FR bem característica e destacada.

Um segundo fenômeno que é possível observar é que os modelos com ressonadores em paralelo parecem não afetar a PT. A linha vermelha, por exemplo, que possui 2 ressonadores em paralelo, coincide com a verde, que possui apenas um ressonador. É possível, então, pensar que o uso de ressonadores em paralelo não demonstra grande eficácia, mas a sua utilidade é notada ao aumentarmos a área da seção transversal do duto.

A Fig. 53 mostra o que acontece quando pegamos o duto utilizado anteriormente por dois ressonadores em paralelo (que possui 205 mm^2) e colocamos apenas um nessa mesma área de duto. Em seguida, também é mostrado o que acontece ao aumentarmos ainda mais a área do duto (405 mm^2), como foi mostrado nas geometrias da Fig. 53. Por fim, para confirmar a efetividade dos ressonadores em paralelo, na área 2 foram inseridos dois ressonadores em série.

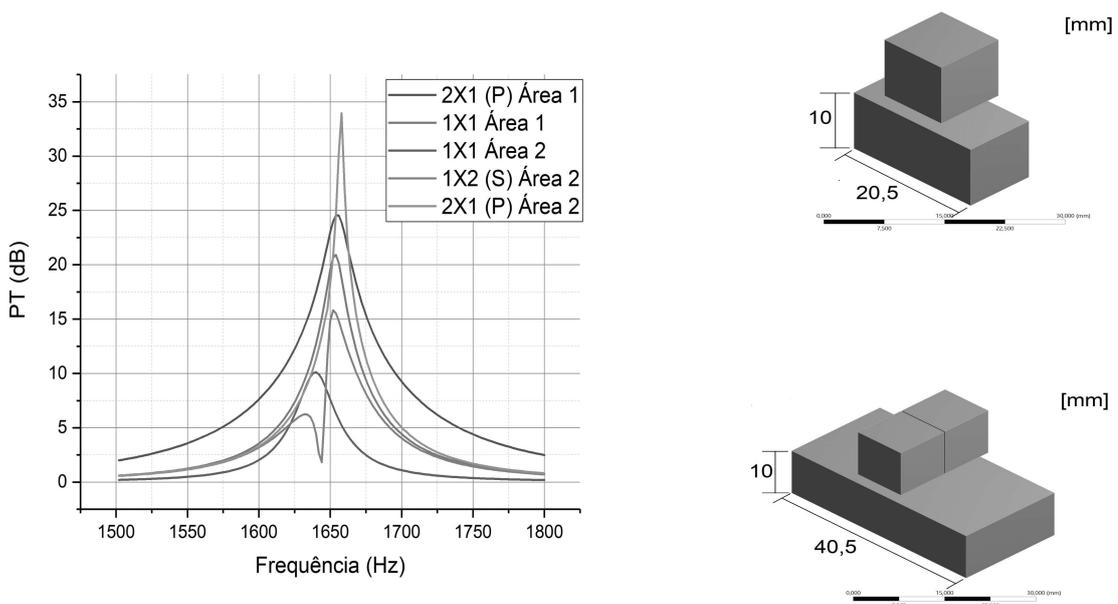
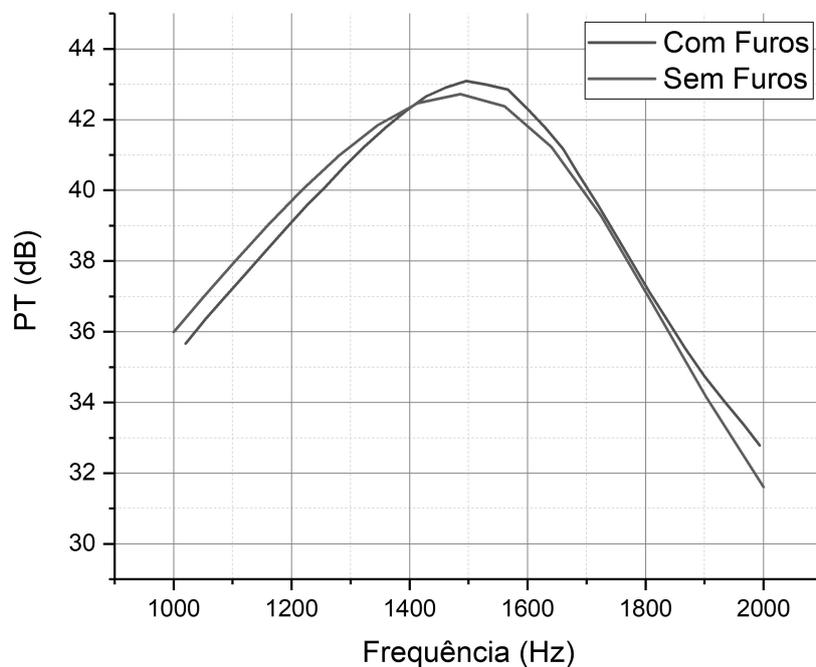


Figura 53 – A esquerda comparação de várias configurações de ressonadores em diferentes áreas de duto e a direita a geometria com área de tubulação média e grande.

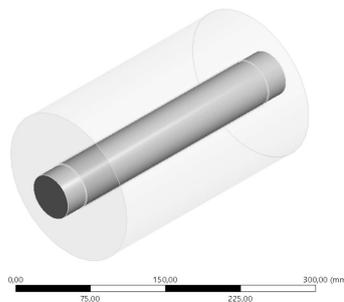
A partir desse gráfico, já é possível observar que, diferentemente do que podia se pensar, observando a Fig. 52, colocar *liners* em paralelo pode ser necessário. Ao aumentar a área da tubulação, torna-se necessário adicionar AL em paralelo para melhorar a atenuação. Mesmo dois ressonadores em série na área 2 não foram tão efetivos quanto os dois ressonadores em paralelo. Sendo assim, os ressonadores em paralelo devem ser usados com atenção, pois são efetivos quando a área do duto é grande, mas podem não ter efeito se utilizados em dutos que não conseguirão aproveitar seu benefício.

5.5 Modelagem de material perfurado

Com essas simulações finais, foi possível notar que o gasto computacional estava muito grande devido às geometrias, que estavam ficando muito pequenas, chegando a gastar 24Gb de memória Ram e ultrapassando o tempo limite máximo de simulação. Buscou-se, então, utilizar um método para simular os materiais perfurados. Comparar-se-á, assim, o resultado da simulação com os furos reais, realizada por Ansys (2017a), na qual a mesma geometria é utilizada porém simulada com os furos modelados na geometria, com o resultado obtido na simulação que fez uso do método SGYM. A Fig. 54 mostra o resultado e, para referência, o modelo usado.



(a) Gráfico gerado.



(b) Modelo utilizado.

Figura 54 – Comparação entre simulação com furos, e utilizando o modelo SGYM.

Como esperado, as curvas são semelhantes. O modelo consegue capturar com qua-

lidade as características da curva real, variando ao máximo em torno de 1 dB de erro em 2000 Hz. Nota-se que, até 1400 Hz, o modelo sem os furos possui uma PT levemente maior, mas depois a situação se inverte. Com esse resultado, o modelo apresenta-se suficientemente válido para ser utilizado para simulações com furos menores. Caso a eficácia se perca ao alterar os furos, as simulações de validação do AL final deverão apontar erros maiores.

Ao fazer uso da mesma geometria, com os modelos variando apenas o diâmetro de furo e distância entre os furos simulados como mostrado na seção 4.5, as simulações são refeitas e o resultado é apresentado na Fig. 55. Na legenda, as letras r e g significam o raio do furo do MPP, e a distância do *grid*, ou seja, a distância entre o centro dos furos.

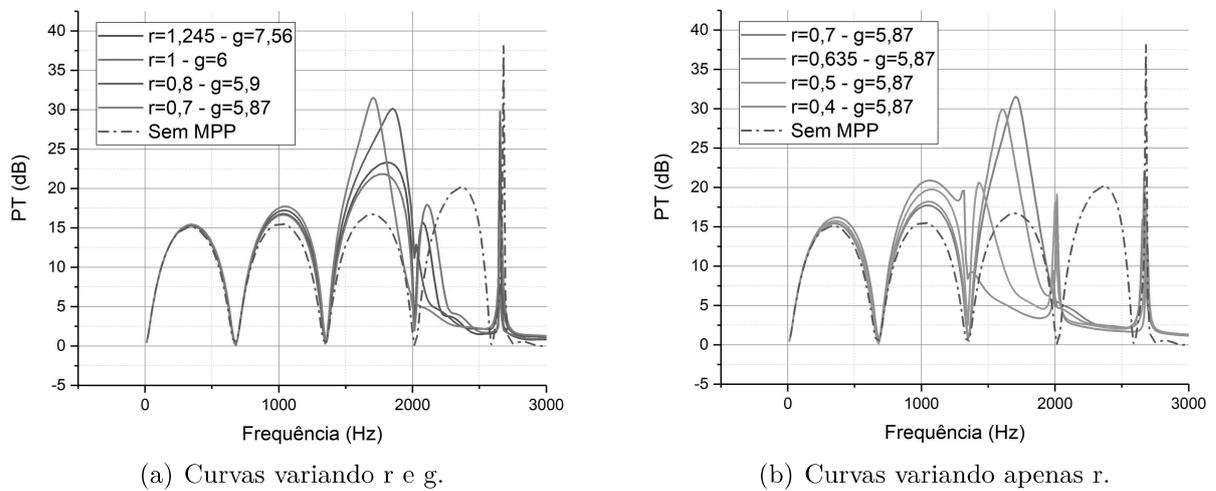


Figura 55 – Comparação entre as curvas de PT com diferentes raios de furo (r) e distâncias entre furos (g).

É possível notar que até em torno de 600 Hz o gráfico se comporta como se não houvesse furos. Contudo, a partir de 1000 Hz, já é notável o efeito que os materiais perfurados com menor diâmetro começam a fazer. Quanto maior o furo, mais alta é a frequência em que o MPP começará a gerar picos de atenuação.

As curvas preta e vermelha, que possuem o maior diâmetro, são as últimas a perderem a característica de picos mais suaves. Porém, em aproximadamente 2600 Hz, não se enxerga mais os picos suaves em nenhuma curva, mas apenas os picos de atenuação.

Esse modelo não foi validado com dados experimentais ou analíticos de perda de transmissão, porém, para verificar se realmente deveria estar acontecendo esse tipo de fenômeno nessas frequências, podemos analisar a curva de absorção sonora. É esperado que próximo ao pico de α esteja também a alteração da característica do *muffler* para a do MPP.

Na Fig. 56, são apresentadas as curvas de PT de três das sete geometrias anteriores,

isso porque a formulação utilizada para cálculo analítico da absorção é válido apenas para MPP e geometrias maiores (diâmetro de furo maior que 1 mm) podem gerar erros.

Na imagem, as curvas pontilhadas são de α e as contínuas de PT, elas estão relacionadas pela cor.

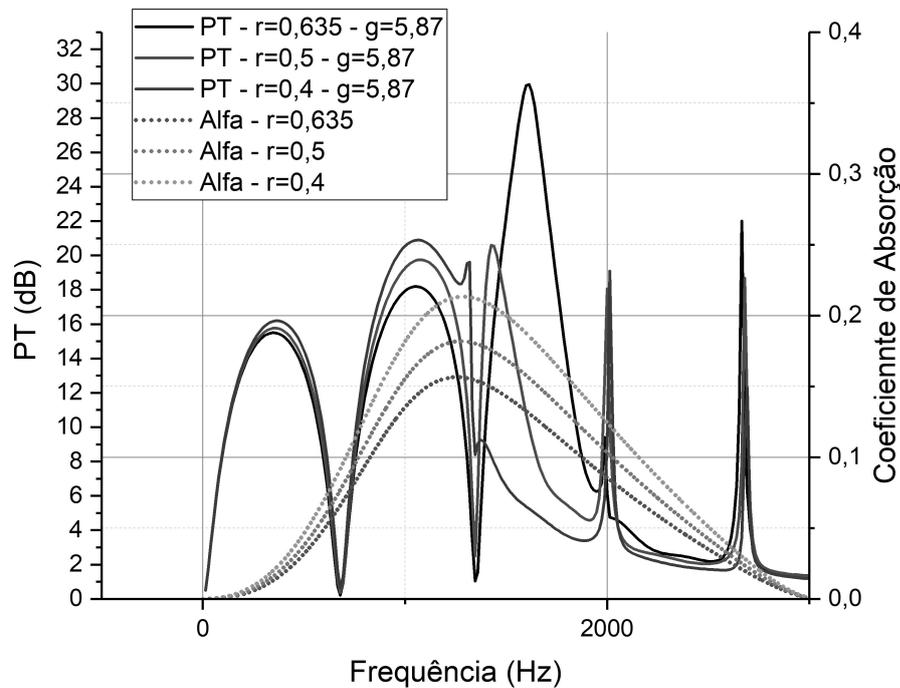


Figura 56 – Comparação entre as curvas de PT e as de absorção.

Nota-se que os picos das curvas de absorção estão próximos da região onde ocorre a alteração da característica de *muffler* para a do MPP. A curva preta se apresenta um pouco mais distante, podendo já indicar um possível erro por possuir um diâmetro maior, e mostrando porque essa teoria de cálculo do coeficiente de absorção deve ser utilizada apenas para furos pequenos.

5.6 Modelo de *acoustic liner*

Tendo, então, o modelo anterior conseguido representar adequadamente um MPP, voltamos à geometria de algo mais próximo a um AL. Modificando a geometria e, sendo ela um modelo já mais próximo do final, foi necessária fazer uma validação da simulação e uma análise de convergência de malha. A Fig. 57 mostra a convergência observada.

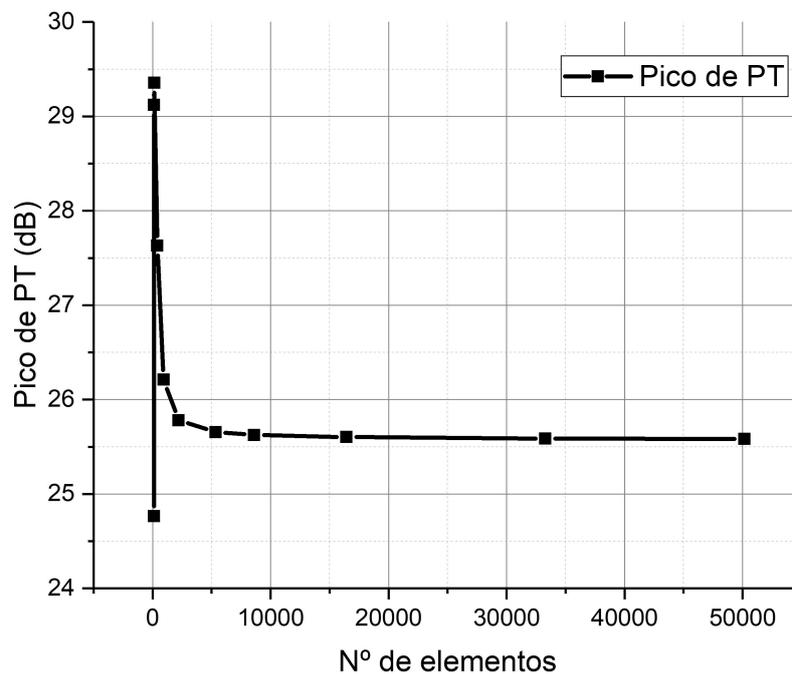


Figura 57 – Gráfico de convergência de malha.

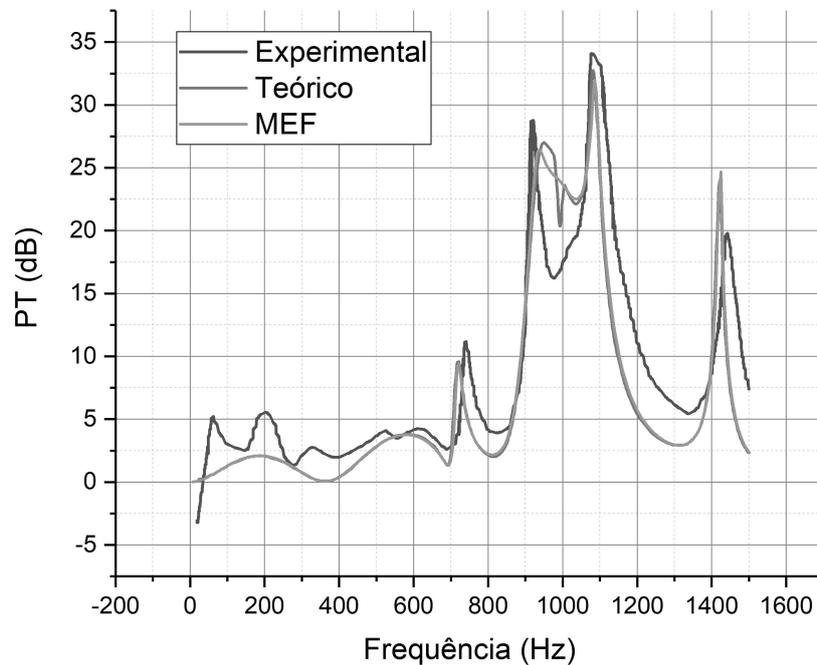
A Tab. 9 mostra com detalhes os dados obtidos durante a simulação. Aliada ao gráfico é possível notar que a partir de aproximadamente 5000 elementos o erro já fica abaixo de 0,29 %, se mostrando o suficiente para continuar o trabalho. Acima desse número o tempo de simulação cresce demasiadamente. O último valor foi utilizado como valor base para definição do erro e por isso aparece como 0 %.

Tabela 9 – Dados gerados de comparação de malha

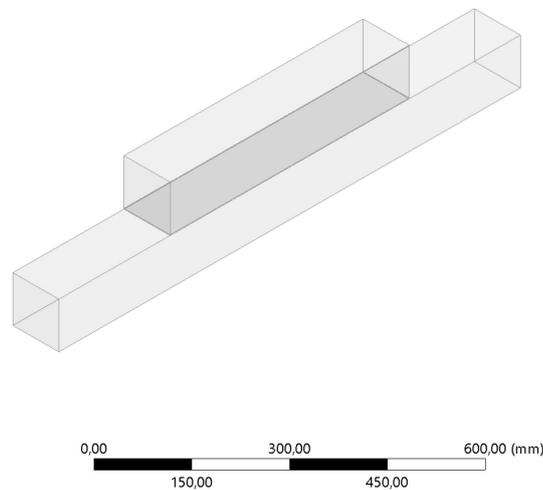
Nº de elementos	PT (dB)	Erro (%)
112	24,7656	3,19
130	29,1206	13,83
150	29,3548	14,74
399	27,6291	8,00
936	26,2098	2,45
2210	25,7802	0,77
5341	25,656	0,29
8608	25,6254	0,17
16440	25,6024	0,08
33293	25,5880	0,02
50160	25,5829	0,00

Após a análise de convergência partiu-se para a validação do modelo utilizando os experimentos de Zhou, Wang e Sun (2015), que foram mostrados no capítulo anterior. A

Fig. 58 mostra a PT obtida junto dos valores teóricos e experimentais.



(a) Gráfico gerado



(b) Geometria utilizada.

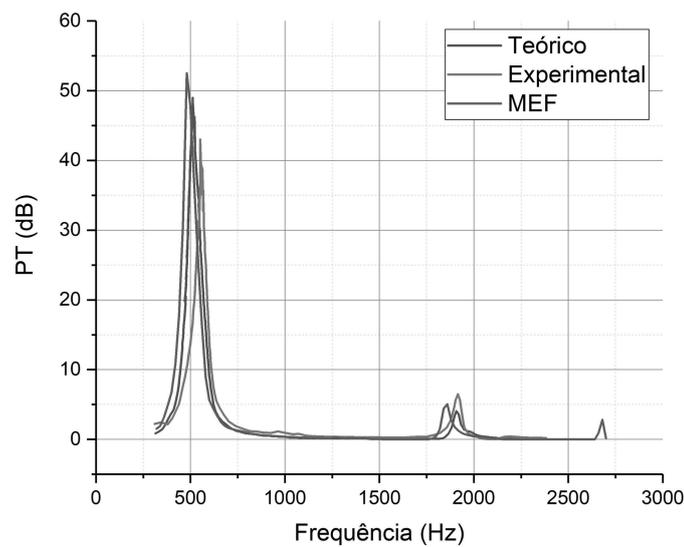
Figura 58 – Comparação entre a PT analítica, experimental e em MEF. Adaptado de: (ZHOU; WANG; SUN, 2015).

Ao analisar o gráfico, é possível notar que o modelo em MEF representa especialmente bem o modelo teórico, mas consegue capturar também o comportamento da curva experimental. Uma característica importante é a posição dos picos, e em todas as três curvas a região dos picos de PT estão bem semelhantes, mostrando que os três modelos, mesmo com um erro no valor de PT, conseguem representar bem o local das maiores per-

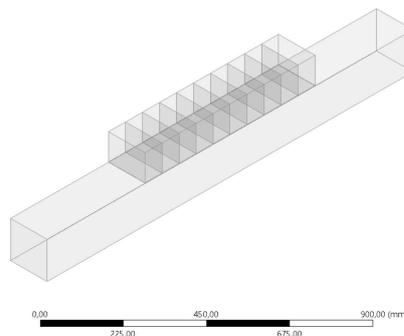
das de transmissão. Como em todo experimento, existem erros associados às medições e podem haver desvios durante o processo de manufatura. Esses fatores podem influenciar na curva experimental, distanciando-a da analítica e da numérica. Nessa simulação foi obtido um erro máximo de 15% da PT em aproximadamente 990 Hz quando comparado ao valor teórico, porém em outros pontos fora da faixa entre 939 e 1000 Hz obtém se um erro máximo de 1,7%. Erro esse que pode ser proveniente também do modelo HGYM.

Quando comparado ao resultado experimental, foram obtidos erros maiores, porém, analisando os dois maiores picos de atenuação, obtém se um erro de 6% e 8% no maior e menor picos, respectivamente.

Seguindo as simulações de validação, a próxima mostra o resultado do modelo que possui 10 volumes, e tem como intuito mostrar que o modelo é representativo quando aplicado a diferentes volumes. A Fig. 59 mostra o resultado da simulação.



(a) Gráfico gerado

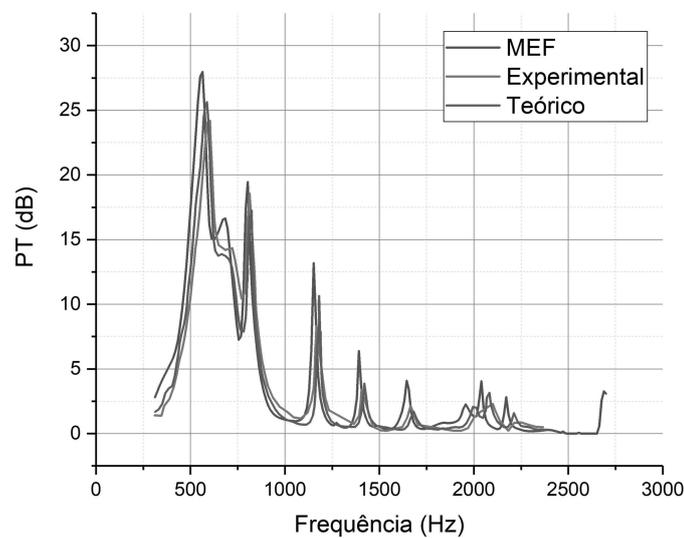


(b) Geometria utilizada.

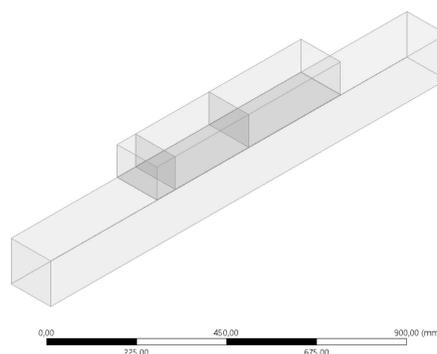
Figura 59 – Comparação entre a PT analítica, experimental e em MEF. Adaptado de: (ZHOU et al., 2016)

É possível notar que, novamente, o modelo correspondeu ao comportamento da curva esperada, apesar da permanência de desvios. Isso pode acontecer devido a diferenças entre o modelo construído e o modelo em MEF, que não foram modeladas com exatidão, como, por exemplo, a distância entre as cavidades, gerada pela espessura do material utilizado experimentalmente. Entretanto, o modelo consegue representar o formato da curva e a região onde está a FR. Nessa simulação no pico de PT foi obtido um erro de 6% em relação ao cálculo teórico e 20% em relação ao experimental.

A Fig. 60 mostra o último modelo de validação utilizado, que possui três volumes diferentes.



(a) Gráfico gerado



(b) Geometria utilizada.

Figura 60 – Comparação entre a PT analítica, experimental e em MEF. Adaptado de: (ZHOU et al., 2016)

É notável que a curva em MEF também assemelhou-se às curvas experimental e teórica. Tanto no segundo quanto no terceiro modelo, é observado que o modelo em MEF, quando utilizado com múltiplas cavidades, tende a gerar uma perda de transmissão

maior que a dos outros modelos. Novamente, isso está relacionado a imperfeições na construção do modelo. Outro motivo é a terminação anecoica do tubo experimental que, diferentemente do modelo numérico que absorve perfeitamente todo o som, pode refletir um pouco do som gerando uma PT menor.

Com esse resultado, o modelo criado se mostra representativo. Podemos, então, partir para a análise dos próximos modelos. A primeira é a análise variando a quantidade de volumes. A Fig. 61 mostra o resultado das simulações.

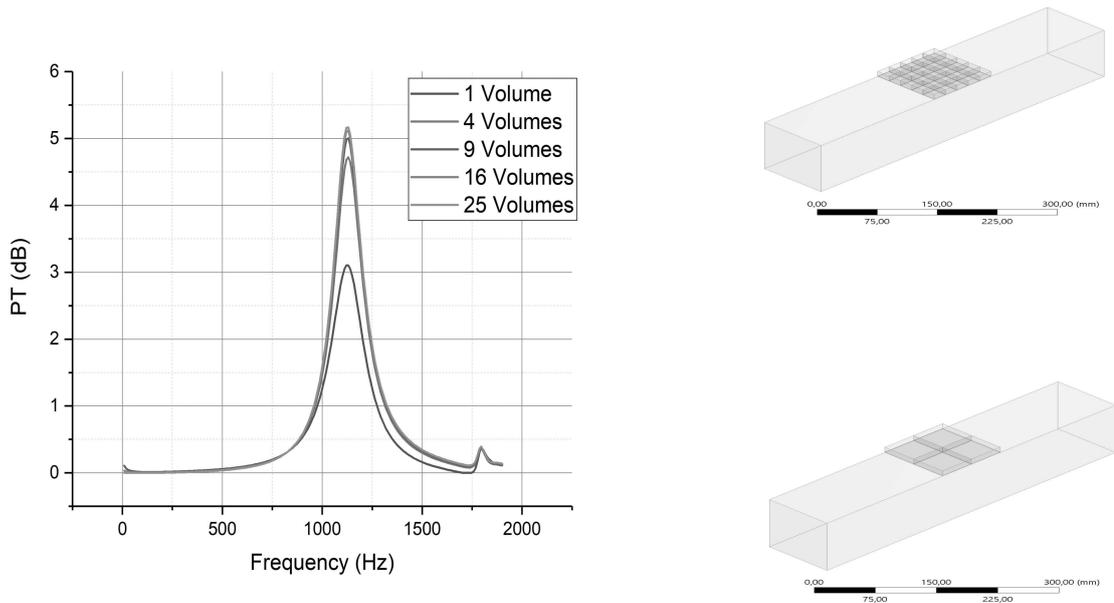


Figura 61 – A esquerda comparação entre a PT com 1, 4, 9, 16 e 25 volumes e a direita os modelos com 25 e volumes.

É possível notar que a adição de volumes aumenta a PT, mas não ocorre um aumento considerável a partir de 9 volumes. Isso mostra que, apesar da necessidade de um número mínimo de volumes, há um limite no aumento da PT a partir do aumento de volumes. Sendo assim, a estrutura dos volumes de *honeycomb* deve ser analisada principalmente estruturalmente, já que acusticamente a adição de volumes não mostra grande alteração na perda de transmissão.

Também é observável que não houve uma alteração na FR, diferentemente do que aconteceu com os ressonadores de Helmholtz. Isso se dá pois, agora, não houve uma alteração da área perfurada, e mostra que o acoplamento observado anteriormente realmente se dá devido aos ressonadores se aproximando do AL, e assim a área perfurada começa a fazer efeito na FR.

Temos, então, a última análise feita, na qual são variados os lados do duto com ressonadores. A Fig. 62 mostra o resultado obtido.

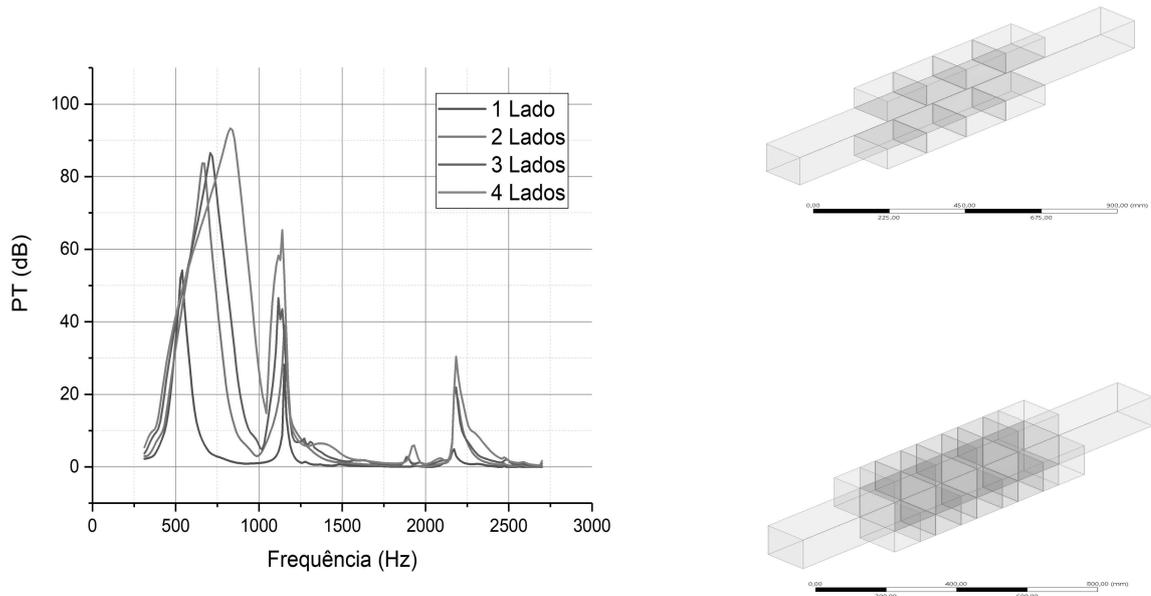


Figura 62 – Comparação da PT com ressonadores em um, dois, três e quatro lados do duto.

É possível notar que o aumento de ressonadores no duto não aumenta significativamente a PT, sendo que a diferença entre dois e três lados não é grande. Porém, com a adição do quarto há um grande aumento, por retirar o ultimo lado reflexivo do duto. Há também um grande aumento da PT entre ressonadores em um lado e depois em dois. Isso mostra que ressonadores em apenas um lado não são suficientes para esse tamanho de duto. Esse efeito se assemelha ao obtido na Fig. 53, em que é mostrada a importância de ressonadores em paralelo.

Outro detalhe importante é a variação na frequência de pico, que ocorre de forma semelhante à vista anteriormente com os ressonadores de Helmholtz. Essa alteração acontece, possivelmente, devido a um acoplamento que se dá com a adição dos ressonadores. Com a alteração de mais placas perfuradas, a área perfurada do duto também é alterada, o que pode causar diferenças nas frequências.

6 Conclusões

Ao fim desse trabalho, conclui-se que o modelo em MEF do ressonador de Helmholtz criado é um representante eficaz do esperado analiticamente e pode ser utilizado para análises mais profundas. Nele, a geometria é o parâmetro mais importante para averiguar sua empregabilidade. Torna-se necessário saber das limitações geométricas do local onde será instalado o ressonador e da frequência que deve ser atenuada, posto que há a possibilidade de, por limitações geométricas, esse filtro não poder ser empregado em alguns casos. Por fim, é observado que o ressonador é eficaz, podendo causar uma grande redução de ruído devida a perda de transmissão, como exposto. Isso faz com que pesquisas acerca desse tema continuem, na busca de otimizar cada vez mais o seu funcionamento.

Ao aproximar o ressonador para um AL, foi observado o crescente tempo computacional utilizado para realizar as simulações, o que impossibilita, utilizando o método aplicado para ressonadores de Helmholtz, simular o AL. Para contornar esse obstáculo, um método para simular materiais perfurados foi empregado e, após análise, se mostrou efetivo para substituir o método anterior.

Com a aplicação desse novo método de modelagem, as simulações de validação mostraram que, apesar de possuírem erros, conseguem mostrar o comportamento da curva de PT experimental e teórica. Todavia, este é um modelo pesado computacionalmente, por necessitar de uma malha refinada e específica que deve, simultaneamente, representar elementos grandes e muito pequenos como placas muito finas, o que dificulta a simulação do AL utilizando o *honeycomb*.

A avaliação com diferentes quantidades de volumes e alterações de ressonadores nos lados do AL mostrou que o aumento da PT não ocorre de forma semelhante ao obtido com ressonadores de Helmholtz em série, onde a PT aumenta com a inserção de mais filtros. Isso mostra que a otimização do *liner* deve ocorrer de maneira multi-disciplinar, envolvendo a estrutura e aerodinâmica da nacele e motor.

Finalmente, não foi possível alcançar o modelo idêntico de AL utilizado em motores aeronáuticos, mas sim o utilizado em dutos, que possuem volumes cúbicos e não hexagonais. Isso devido ao peso e necessidades especiais do modelo criado. Como consequência dessa dificuldade para simular os ALs, torna-se mais claro o porquê da existência de softwares especializados em simular e calcular ALs para naceles aeronáuticas.

6.1 Sugestões de trabalhos futuros

Como sugestão para trabalhos futuros é interessante continuar a pesquisa, buscando encontrar talvez um método novo para reduzir o custo computacional da simulação, de forma a conseguir, assim, simular geometrias sem simplificações.

Trabalhos experimentais nessa área aliados com computacionais tornariam muito rico o estudo, e facilitariam a troca de informações para alcançar modelos de maior proficiência e mais fidedignos à realidade.

Outra sugestão é a realização da mesma análise feita nesse trabalho, mas de modo a considerar agora os fluídos, utilizando ferramentas como o Ansys Fluent ou similares. Tal proposta poderia avaliar o método acústico utilizado e comparar quais as vantagens e desvantagens de cada um.

Referências

- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. *ASTM E1050-98, Standard Test Method for Impedance and Absorption of Acoustical Materials Using A Tube, Two Microphones and A Digital Frequency Analysis System*. [S.l.], 1998. 11 p. DOI: 10.1520/E1050-98. Citado na página 43.
- ANSYS. *ANSYS Mechanical APDL Acoustic Analysis Guide*. 2016. Data de acesso: 20/11/2019. Disponível em: <<https://vdocuments.mx/ansys-mechanical-apdl-acoustic-analysis-guide.html>>. Citado 3 vezes nas páginas 12, 51 e 53.
- ANSYS. *ANSYS Acoustic ACTx - Harmonic Analyses*. 2017. Citado 6 vezes nas páginas 9, 50, 51, 52, 64 e 82.
- ANSYS. *ANSYS Acoustic ACTx - Introduction to Acoustics*. 2017. Data de acesso: 26/11/2020. Disponível em: <<https://pt.scribd.com/document/380059093/Ansys-19-0-Acoustics-ACT-Introduction-to-Acoustics>>. Citado 2 vezes nas páginas 49 e 62.
- ANSYS. *Ansys Help*. 2019. Harmonic Acoustics Analysis. Data de acesso: 27/11/2020. Disponível em: <https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v191/wb_sim/ds_harmonic_acoustics.html>. Citado 2 vezes nas páginas 49 e 51.
- ANTOINE, N.; KROO, I. Optimizing aircraft and operations for minimum noise. 10 2002. DOI: 10.2514/6.2002-5868. Citado na página 26.
- ARNOT, M. “*The Most Fascinating Machines Ever Made*”: *How Jet Engines Work*. 2019. thepointsguy. Data de acesso: 22/11/2019. Disponível em: <<https://thepointsguy.com/news/how-jet-engines-work/>>. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 45.
- AZIMI, M.; OMMI, F.; JAMSHIDI, N. Using acoustic liner for fan noise reduction in modern turbofan engines. *International Journal of Aeronautical and Space Sciences*, v. 15, p. 97–101, 03 2014. DOI: 10.5139/IJASS.2014.15.1.97. Citado na página 35.
- BANKE, J. *NASA Helps Create a More Silent Night*. 2017. Nasa Chevrons. Data de acesso: 05/09/2019. Disponível em: <https://www.nasa.gov/topics/aeronautics/features/bridges_chevron_events.html>. Citado 3 vezes nas páginas 9, 27 e 28.
- BIES, D. A.; HANSEN, C. H. *Engineering Noise Control*. Third edition. [S.l.]: Spon Press, 2005. Citado 3 vezes nas páginas 28, 35 e 36.
- BISTAFA, S. *Acústica aplicada ao controle do ruído*. First edition. [S.l.]: Edgard Blücher, 2006. Books Google. ISBN 9788521203766. Citado 6 vezes nas páginas 25, 28, 32, 37, 38 e 40.
- BRANDT, S. *FAA OKs \$126 million airport noise settlement*. 2007. Star Tribune. Data de acesso: 17/04/2019. Disponível em: <<http://www.startribune.com/faa-oks-126-million-airport-noise-settlement/11983011/>>. Citado na página 19.

- CAI, C.; MAK, C. M. Acoustic performance of different helmholtz resonator array configurations. *Applied Acoustics*, v. 130, p. 204–209, 2018. ISSN 0003-682X. DOI: 10.1016/j.apacoust.2017.09.026. Citado na página 78.
- CHANAUD, R. Effects of geometry on the resonance frequency of helmholtz resonators. *Journal of Sound and Vibration*, v. 178, n. 3, p. 337–348, 1994. ISSN 0022-460X. DOI: 10.1006/jsvi.1994.1490. Citado 2 vezes nas páginas 36 e 75.
- CORREIA, G. S. D. *Previsão de níveis de ruído aeronáutico na vizinhança do Aeroporto de Lisboa*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Técnica de Lisboa, 2011. Citado na página 34.
- FAHY, F. 8 - sound in waveguides. In: FAHY, F. (Ed.). *Foundations of Engineering Acoustics*. London: Academic Press, 2001. p. 181 – 235. ISBN 978-0-12-247665-5. DOI: 10.1016/B978-012247665-5/50009-6. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 36.
- FAROKHI, S. *Aircraft Propulsion, 2nd Edition, John Wiley Sons, Ltd, Chichester (UK) 2014*. [S.l.: s.n.], 2014. ISBN 978-1-1-118-80677-7. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 26.
- FAROOQUI, M. et al. Noise reduction in pipelines using helmholtz resonators. *Acoustics Australia / Australian Acoustical Society*, v. 40, n. 3, p. 194–202, 10 2012. Citado na página 35.
- GERGES, S. N. Y. *Ruído: fundamentos e controle*. Universidade Federal de Santa Catarina. Departamento de Engenharia Mecânica. Laboratório de Acústica e Vibrações, 1992. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=wE8npwAACAAJ>>. Citado na página 39.
- GORJI-BANDPY, M.; AZIMI, M. Airframe noise sources and reduction technologies in aircraft. *Noise & Vibration Worldwide*, v. 43, n. 9, p. 29–36, 2012. DOI: 10.1260/0957-4565.43.9.29. Disponível em: <<https://doi.org/10.1260/0957-4565.43.9.29>>. Citado 2 vezes nas páginas 24 e 25.
- GREENWOOD, W. *Considerations for ARFF Operations at Aircraft Engine Fires*. 2018. ARFF Resources. Data de acesso: 10/09/2019. Disponível em: <<http://www.arffresource.com/2018/11/06/considerations-for-arff-operations-at-aircraft-engine-fires/#gref>>. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 33.
- GRIFFIN, S.; HUYBRECHTS, S. Coupled helmholtz resonators for acoustic attenuation. *Journal of Vibration and Acoustics*, v. 123, 01 2001. DOI: 10.1115/1.1320812. Citado na página 78.
- HOWARD, C.; CAZZOLATO, B. *Acoustic Analyses Using Matlab® and Ansys®*. Taylor & Francis, 2014. ISBN 9781482223255. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=0YqZBQAAQBAJ>>. Citado 8 vezes nas páginas 12, 29, 35, 47, 52, 53, 54 e 72.
- INGARD, U. On the theory and design of acoustic resonators. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 25, n. 6, p. 1037–1061, 1953. DOI: 10.1121/1.1907235. Citado na página 29.

- ISOPUR. *LÃ DE VIDRO INORGÂNICA ENSACADA*. 2019. LÃ DE VIDRO INORGÂNICA ENSACADA. Data de acesso: 12/09/2019. Disponível em: <<https://www.isopur.com.br/la-de-vidro/la-de-vidro-ensacada.html>>. Citado 2 vezes nas páginas 12 e 35.
- JACKLYN. *Sound Absorption*. 2017. Siemens. Data de acesso: 22/11/2020. Disponível em: <<https://community.sw.siemens.com/s/article/sound-absorption>>. Citado 6 vezes nas páginas 9, 40, 41, 42, 43 e 44.
- JACKLYN. *Sound Transmission Loss*. 2018. Siemens. Data de acesso: 22/11/2020. Disponível em: <<https://community.sw.siemens.com/s/article/sound-transmission-loss>>. Citado 4 vezes nas páginas 9, 37, 38 e 39.
- KEMPTON, A. *Acoustic liners for modern aero-engines*. 2011. Rolls Royce. Data de acesso: 16/04/2019. Disponível em: <https://www.win.tue.nl/ceas-asc/Workshop15/CEAS-ASC_XNoise-EV_K1_Kempton.pdf>. Citado 4 vezes nas páginas 9, 27, 28 e 44.
- KERGOMARD, J.; GARCIA, A. Simple discontinuities in acoustic waveguides at low frequencies: Critical analysis and formulae. *Journal of Sound and Vibration*, v. 114, n. 3, p. 465–479, 1987. ISSN 0022-460X. DOI: 10.1016/S0022-460X(87)80017-2. Citado na página 29.
- LI, Y.; WANG, X.; ZHANG, D. Control strategies for aircraft airframe noise reduction. *Chinese Journal of Aeronautics*, v. 26, n. 2, p. 249–260, 2013. ISSN 1000-9361. DOI: 10.1016/j.cja.2013.02.001. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1000936113000137>>. Citado 2 vezes nas páginas 24 e 25.
- MAA, D.-Y. Theory and design of microperforated panel sound-absorbing constructions. *Scientia Sinica*, v. 18, n. 1, p. 55–71, 1975. DOI: 10.1360/ya1975-18-1-55. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 47.
- MAA, D.-Y. Potential of microperforated panel absorber. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 104, n. 5, p. 2861–2866, 1998. DOI: 10.1121/1.423870. Citado na página 46.
- MAGALHÃES, P. E. C. da S. *Multi-objective multi-disciplinary optimization applied to the conceptual design of airliners for minimal environmental impact*. Dissertação (Mestrado) — Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2014. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 25.
- MAGNINO, N. Robust optimization of acoustic liners. In: _____. *Uncertainty Management for Robust Industrial Design in Aeronautics : Findings and Best Practice Collected During UMRIDA, a Collaborative Research Project (2013–2016) Funded by the European Union*. Cham: Springer International Publishing, 2019. p. 647–662. ISBN 978-3-319-77767-2. DOI: 10.1007/978-3-319-77767-2_39. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/978-3-319-77767-2_39>. Citado na página 31.
- MAHMUD, M. A. et al. Improvement of noise attenuation in a duct using two helmholtz resonators. *International Review of Mechanical Engineering*, v. 9, p. 231–236, 07 2015. Citado na página 29.

- MANGIAROTTY, R.; MARSH, A. H.; FEDER, E. Duct-lining materials and concepts. *Progress of NASA Research Relating to Noise Alleviation of Large Subsonic Jet Aircraft*. NASA SP-189, p. 29–52, 1968. Citado 2 vezes nas páginas 12 e 46.
- MANGIAROTTY, R. A. Acoustic lining concepts and materials for engine ducts. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 46, n. 1A, p. 77–78, 1969. DOI: 10.1121/1.1973465. Citado 2 vezes nas páginas 36 e 46.
- MARTENS, S. Jet noise reduction technology development at ge aircraft engines. *23rd Congress of International Council of the Aeronautical Sciences*, 9 2002. Citado 2 vezes nas páginas 12 e 24.
- MAUREL, A. et al. Enhanced resonance of sparse arrays of helmholtz resonators—application to perfect absorption. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 145, n. 4, p. 2552–2560, 2019. DOI: 10.1121/1.5098948. Citado 2 vezes nas páginas 29 e 78.
- Mazdeh, A. *Damping parameter study of a perforated plate with bias flow*. Tese (Doutorado) — University of Dayton, jan. 2012. Disponível em: <<https://ui.adsabs.harvard.edu/abs/2012PhDT.....471M>>. Citado na página 31.
- MENDES, B.; GUIMARÃES, G. Numerical study of the helmholtz resonators behavior using impedance functions. In: . [S.l.: s.n.], 2015. DOI: 10.20906/CPS/COB-2015-1139. Citado na página 29.
- MORGANS, R. et al. Statistics and the two microphone method for the measurement of sound absorption coefficient. *proceedings of acoustics 2004*, p. 79–82, 11 2004. Citado 3 vezes nas páginas 9, 43 e 44.
- MORSE, P.; INGARD, K. *Theoretical Acoustics*. [S.l.]: McGraw-Hill, 1971. (International series in pure and applied physics). Citado na página 47.
- MOSA, A. et al. Theoretical model of absorption coefficient of an inhomogeneous mpp absorber with multi-cavity depths. *Applied Acoustics*, v. 146, p. 409–419, 12 2018. DOI: 10.1016/j.apacoust.2018.11.002. Citado na página 48.
- MUNJAL, M. *Acoustics of Ducts and Mufflers With Application to Exhaust and Ventilation System Design*. Wiley, 1987. (A Wiley-Interscience publication). ISBN 9780471847380. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=Z-s50vk-U68C>>. Citado na página 35.
- NASA. *Making Future Commercial Aircraft Quieter Glenn Effort will Reduce Engine Noise*. 2004. Nasa Facts FS-1999-07-003-GRC. Data de acesso: 10/09/2019. Disponível em: <https://www.nasa.gov/centers/glenn/pdf/84790main_fs03grc.pdf>. Citado na página 34.
- NASA. *Turbofan Engine Acoustic Liner Design and Analysis Tools*. 2015. NASA Technology Transfer Program. Data de acesso: 15/02/2021. Disponível em: <<https://technology.nasa.gov/patent/LAR-TOPS-185>>. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 30.
- PEAKE, N.; PARRY, A. B. Modern challenges facing turbomachinery aeroacoustics. *Annual Review of Fluid Mechanics*, v. 44, n. 1, p. 227–248, 2012. DOI: 10.1146/annurev-fluid-120710-101231. Citado 4 vezes nas páginas 26, 32, 33 e 34.

- POLITZER, D. Sound hole sound. *arXiv: Popular Physics*, 2015. Citado na página 40.
- QIU, S.; YING, J. A combined shape and liner optimization of a general aeroengine intake for tone noise reduction. *Procedia Engineering*, v. 99, p. 5–20, 2015. ISSN 1877-7058. DOI: 10.1016/j.proeng.2014.12.502. Citado na página 31.
- RUIJGROK, G. *Elements of aviation acoustics*. First edition. [S.l.]: Delft University Press, 1993. TUDelf. ISBN 90-6275-899-1. Citado 5 vezes nas páginas 9, 18, 25, 32 e 34.
- SCATOLINI, F.; ALVES, C. A. J. P. Background noise analysis in urban airport surroundings of Brazilian cities, Congonhas Airport, SÃPaulo. *Revista de SaÃPÃ*, scielo, v. 50, 12 2016. ISSN 0034-8910. DOI: 10.1590/s1518-8787.2016050006431. Citado na página 18.
- SHAIK.NAZEER, S. A. Design and analysis of honey comb structures with different cases. *International Journal of Engineering Development and Research (IJEDR)*, v. 3, p. 144–156, 10 2015. ISSN: 2321-9939. Citado na página 46.
- SMITH, M. J. T. *Aircraft Noise*. [S.l.]: Cambridge University Press, 1989. (Cambridge Aerospace Series). DOI: 10.1017/CBO9780511584527. Citado 2 vezes nas páginas 24 e 25.
- SPILLERE, A. *Towards optimal design of acoustic liners in turbofan aero-engines*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2017. Citado 2 vezes nas páginas 26 e 28.
- STIBBE, M. *Inside a Retro BAC 1-11 Business Jet*. 2011. inside-a-retro-bac-1-11-business-jet. Data de acesso: 09/04/2019. Disponível em: <<https://www.forbes.com/sites/matthewstibbe/2011/09/17/inside-a-retro-bac-1-11-business-jet/#3218c1df3928>>. Citado na página 19.
- Agência Europeia para a Segurança e Saúde no Trabalho. *FACTS 57 – Custos socioeconômicos resultantes de AT*. 2005. EU-OSHAS. Data de acesso: 15/11/2019. Disponível em: <<https://osha.europa.eu/pt/publications/factsheets/57>>. Citado na página 18.
- Felix L. *Is there less vertical space for an engine under the wing of a 737 Max than for an A320neo?* 2019. Aviation Stack Exchange. Data de acesso: 10/09/2019. Disponível em: <<https://aviation.stackexchange.com/questions/61161/is-there-less-vertical-space-for-an-engine-under-the-wing-of-a-737-max-than-for>>. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 33.
- MSC Software. *Simulation Helps Airbus Optimize Acoustic Liners and Reduce Aircraft Noise*. 2014. Case Study: Airbus. Data de acesso: 15/02/2021. Disponível em: <https://www.fft.be/sites/default/files/cs_airbus_ltr_w_4_0.pdf>. Citado 4 vezes nas páginas 9, 29, 30 e 31.
- Team California. *California Is Scaling New Heights*. 2019. California Is Scaling New Heights. Data de acesso: 22/11/2019. Disponível em: <<https://teamca.org/aerospace/>>. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 45.
- U.S. District Court. *15-CV-2246(JS)(ARL)*. 2015. . Data de acesso: 09/04/2019. Disponível em: <<http://www.airportnoiselaw.org/cases/east%20hampton.html>>. Citado na página 19.

WIKIPEDIA. *CFM International CFM56*. 2019. Wikipedia. Data de acesso: 10/09/2019. Disponível em: <https://en.wikipedia.org/wiki/CFM_International_CFM56>. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 33.

WILLIAMS, J. E. F.; HALL, L. H. Aerodynamic sound generation by turbulent flow in the vicinity of a scattering half plane. *Journal of Fluid Mechanics*, Cambridge University Press, v. 40, n. 4, p. 657–670, 1970. DOI: 10.1146/10.1017/S0022112070000368. Citado na página 34.

WONDER, J. of. *O QUE SIGNIFICA VOAR EM UMA AERONAVE SILENCIOSA*. 2019. Embraer. Data de acesso: 08/06/2019. Disponível em: <<https://journalofwonder.embraer.com/br/pt/159-o-que-significa-voar-em-uma-aeronave-silenciosa>>. Citado na página 32.

WRIGHT, A. M. M. Acoustic scattering by a spliced turbofan inlet duct liner at supersonic fan speeds. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier Science, v. 292, p. 911–934, 2006. ISSN 0022-460X,1095-8568. DOI: 10.1016/j.jsv.2005.09.010. Citado na página 45.

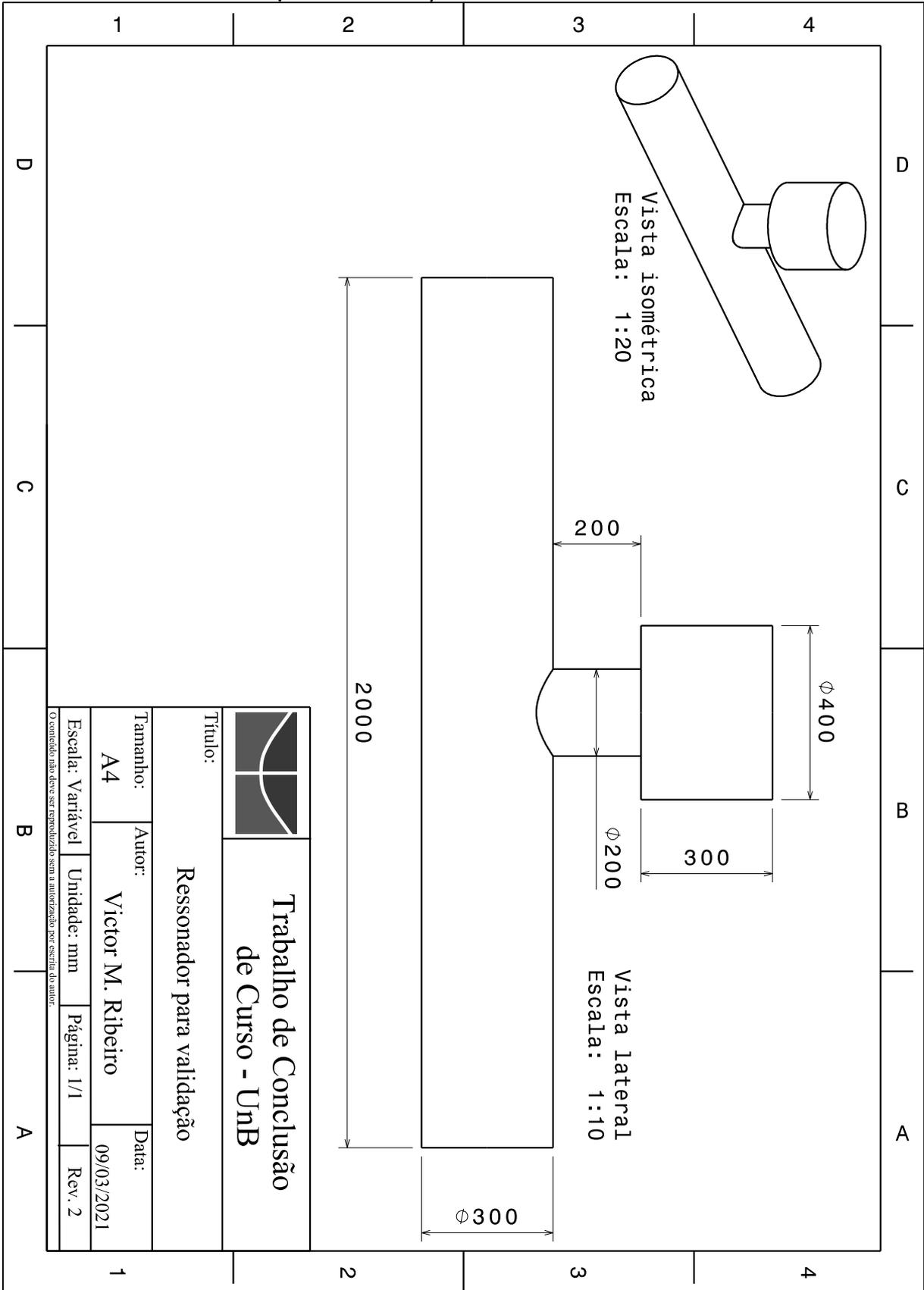
ZHOU, D. et al. Acoustic properties of multiple cavity resonance liner for absorbing higher-order duct modes. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 140, n. 2, p. 1251–1267, 2016. DOI: 10.1121/1.4959001. Citado 8 vezes nas páginas 10, 11, 48, 66, 67, 68, 87 e 88.

ZHOU, D.; WANG, X.; SUN, X. Investigation on the broadband noise absorption performance of multiple cavity resonance liner. 07 2015. Citado 5 vezes nas páginas 11, 48, 66, 85 e 86.

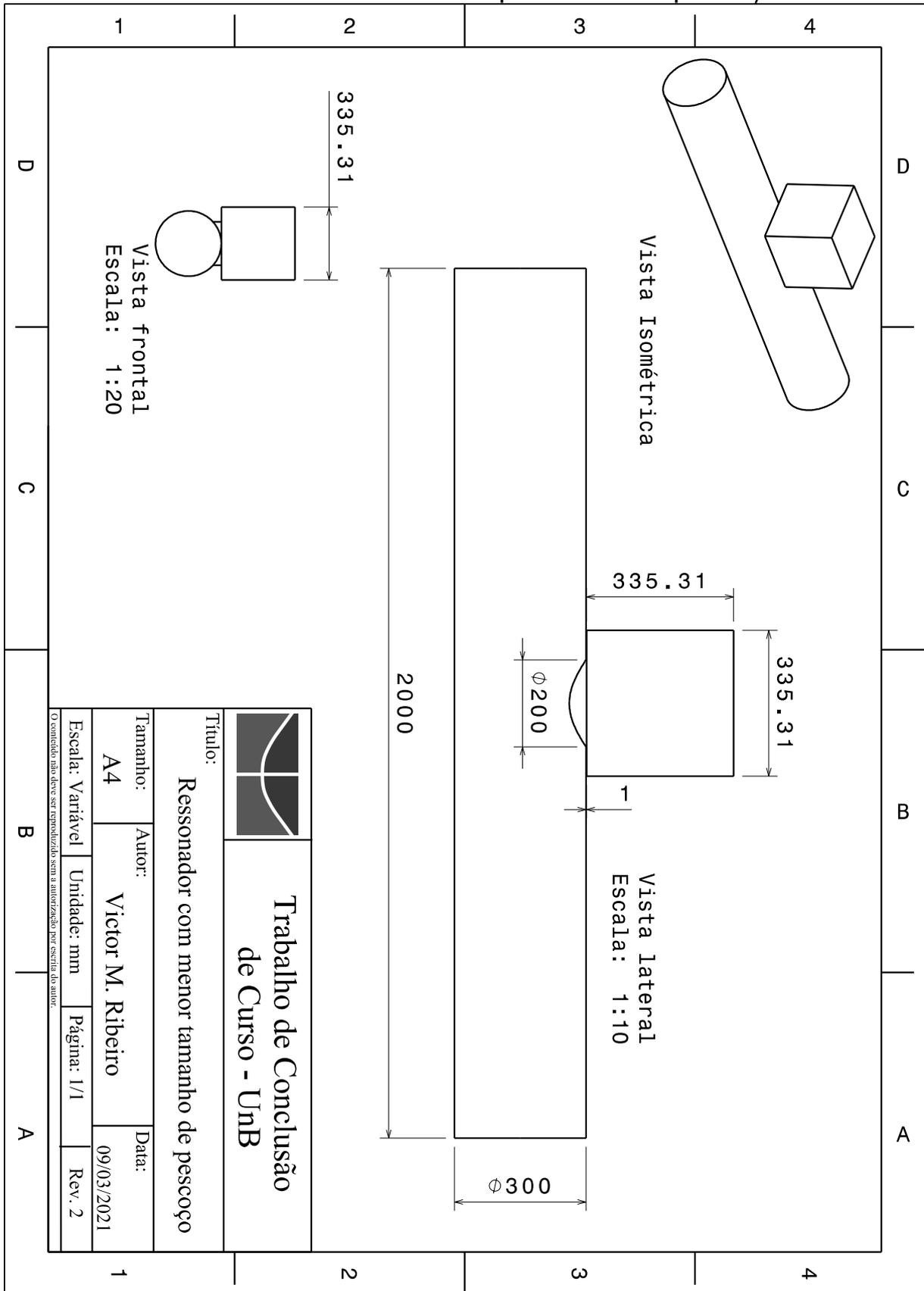
Apêndices

APÊNDICE A – Informações das geometrias geradas

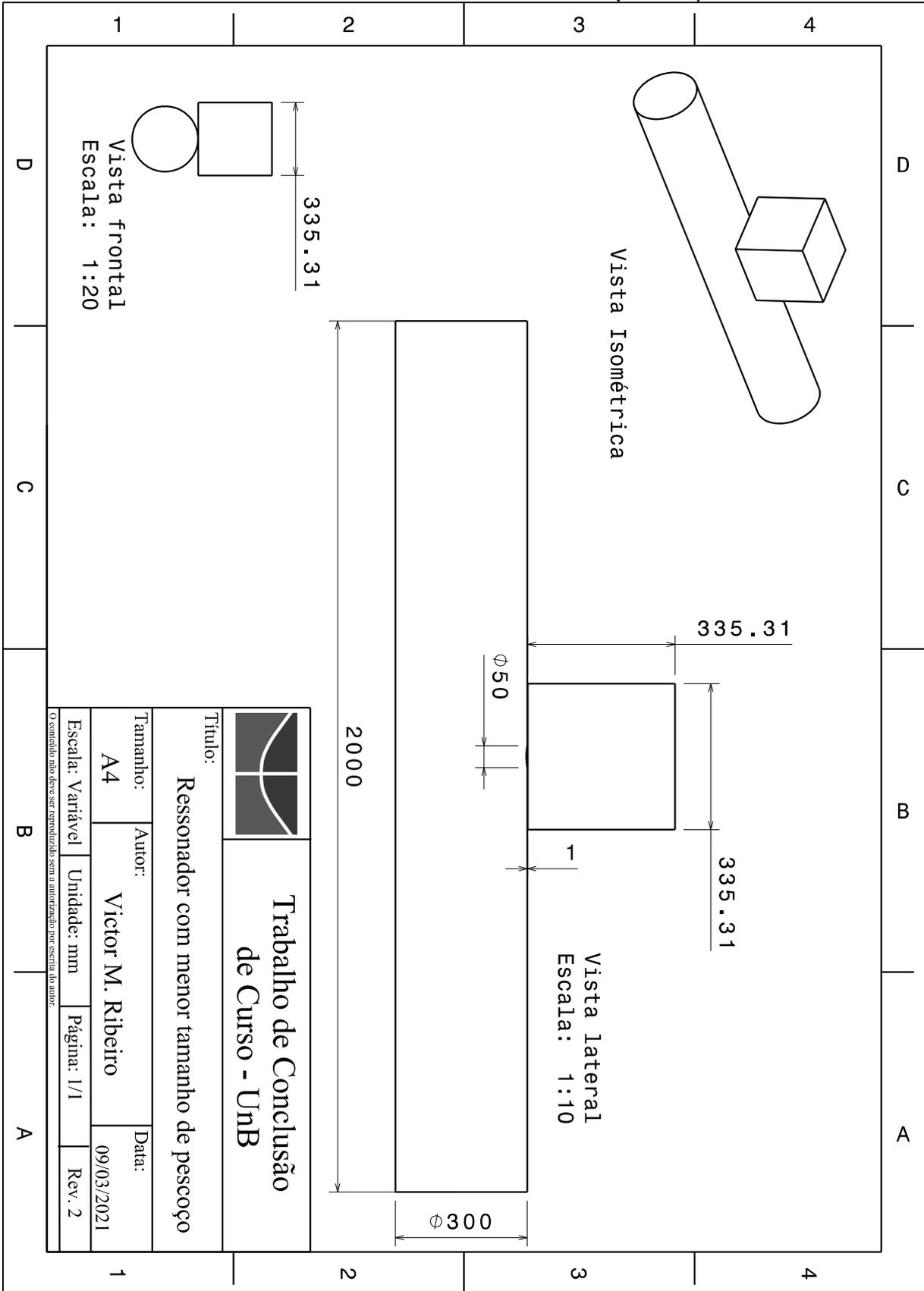
A.1 Ressonador para validação



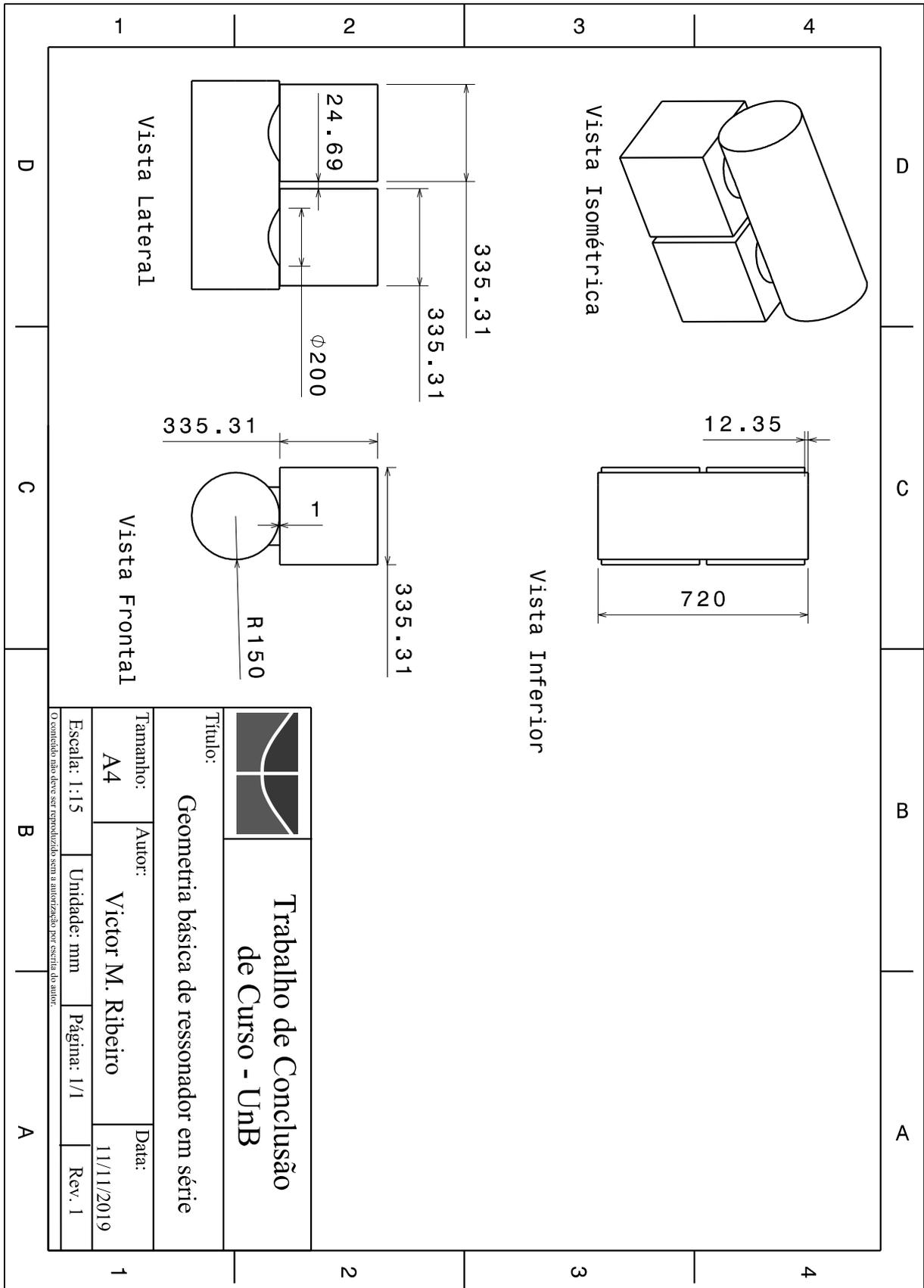
A.2 Ressonador com menor comprimento de pescoço



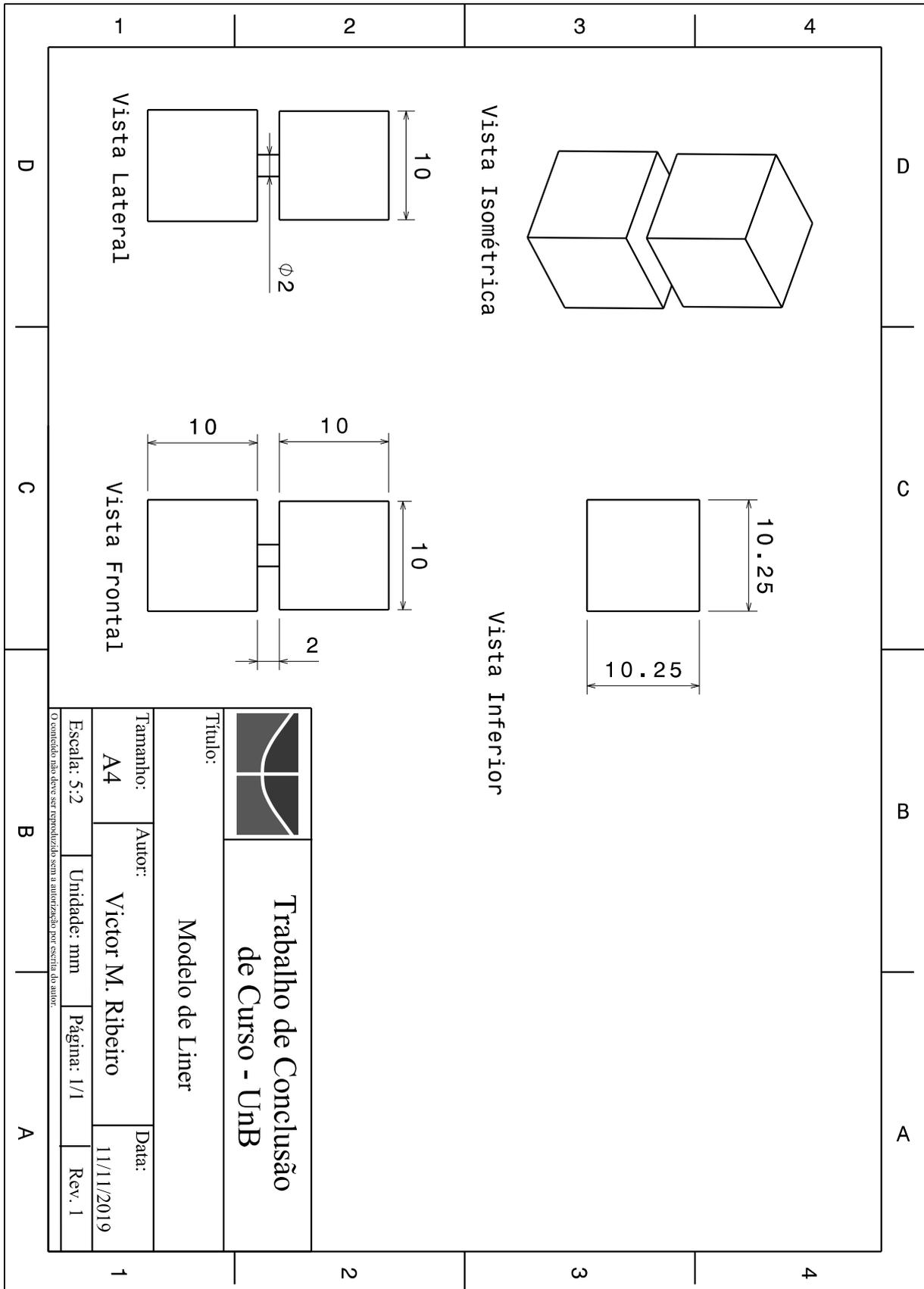
A.3 Ressonador com menor diâmetro de pescoço



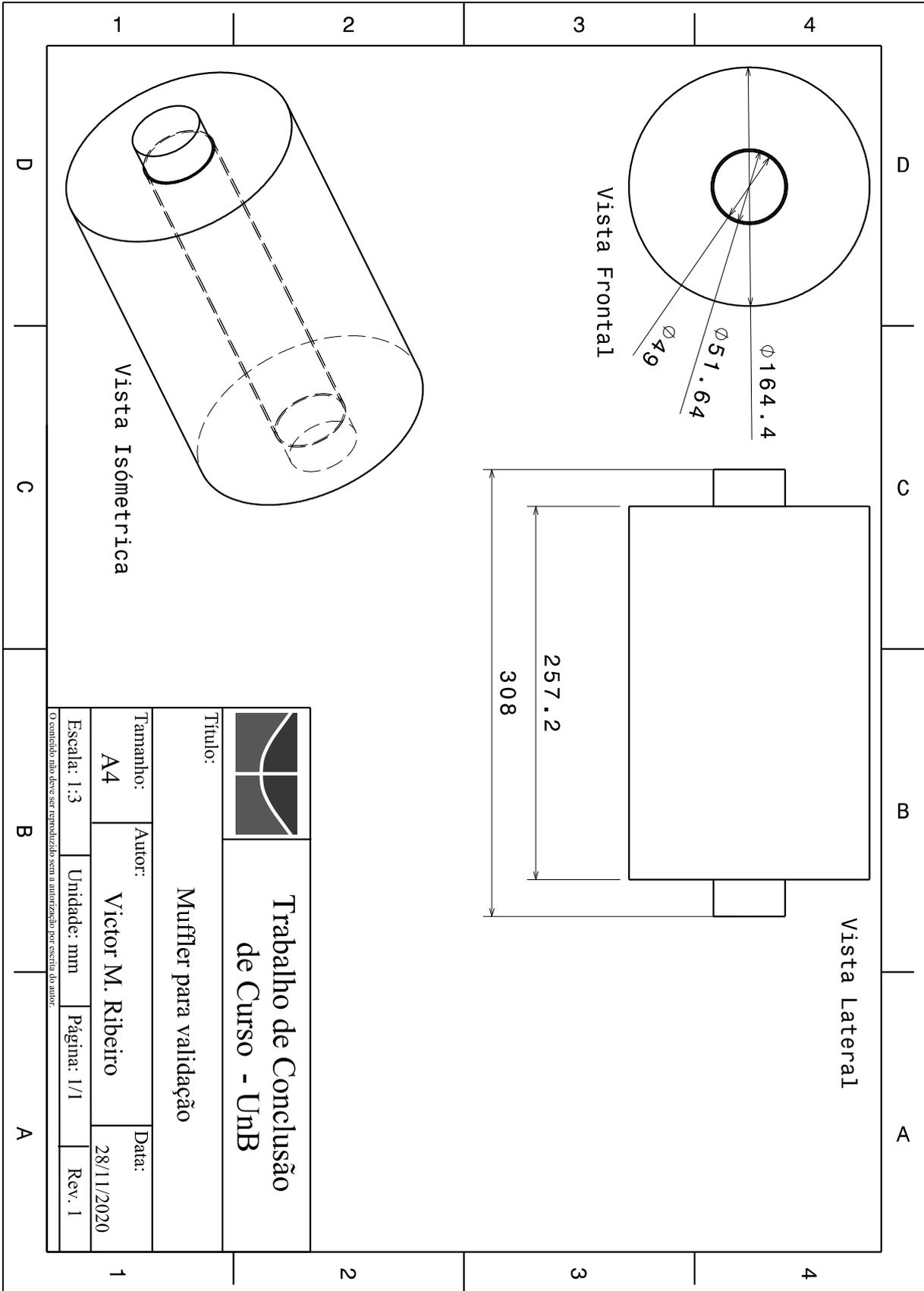
A.4 Modelo de ressonador em série



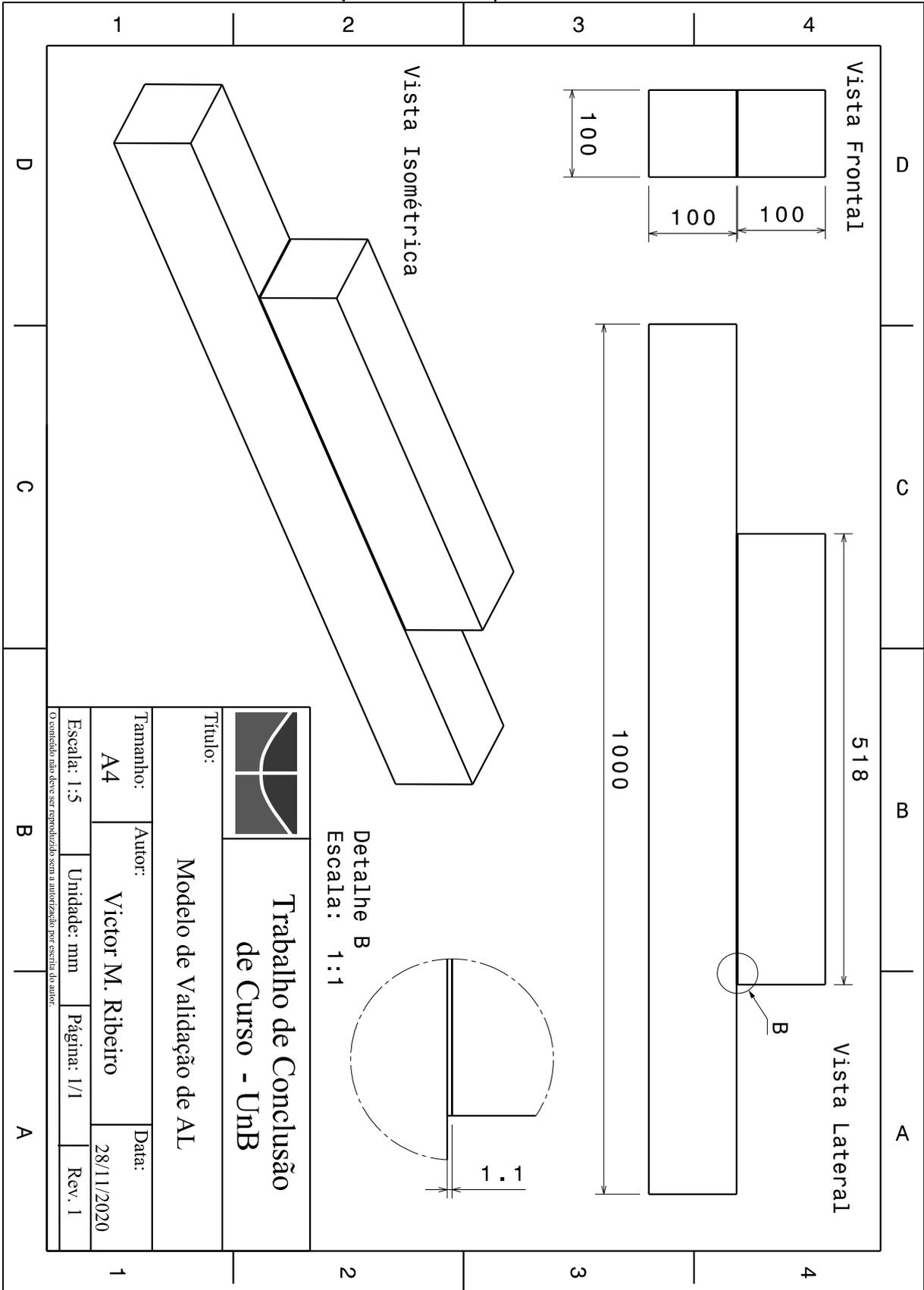
A.5 Modelo de ressonadores como *liner*



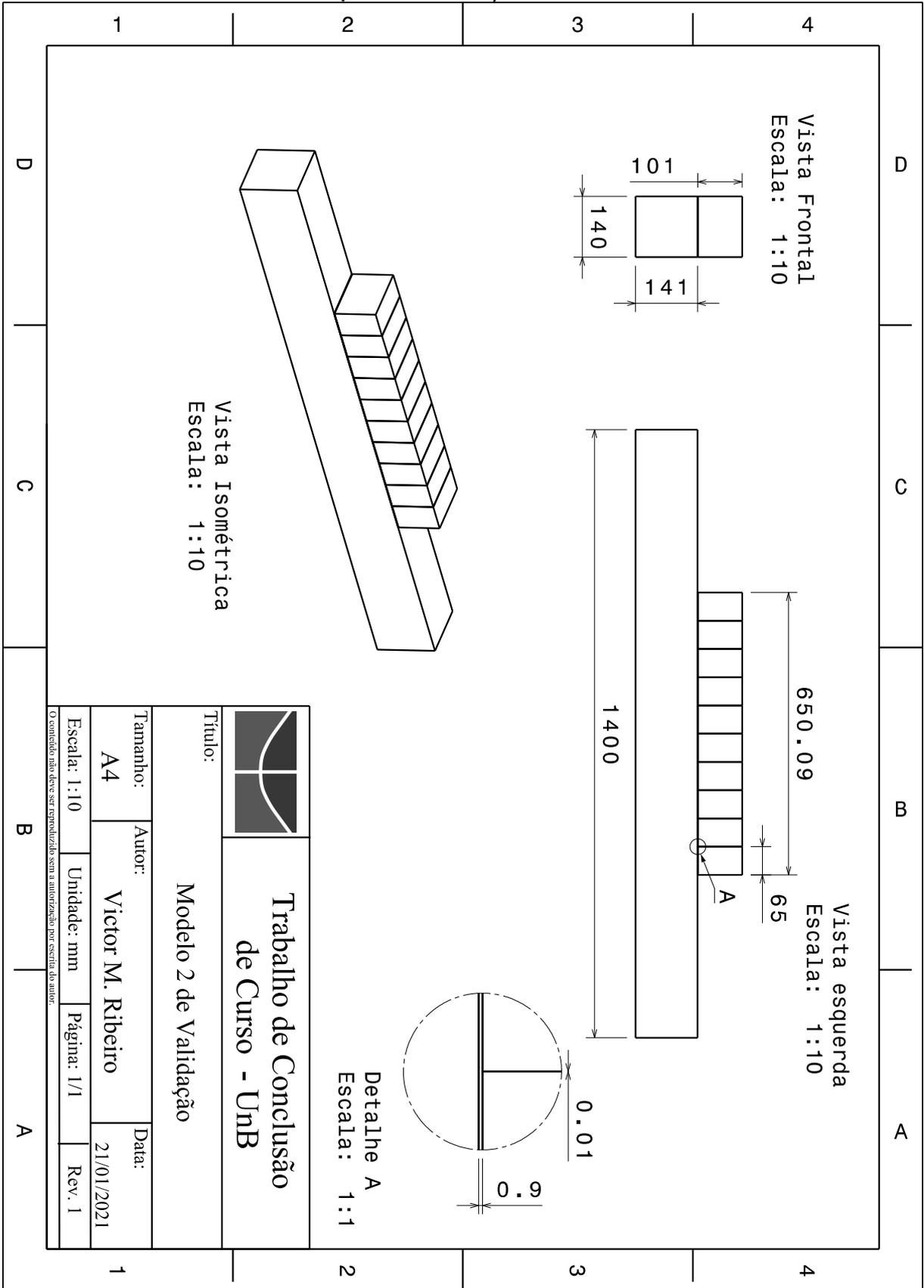
A.6 Modelo de *muffler*



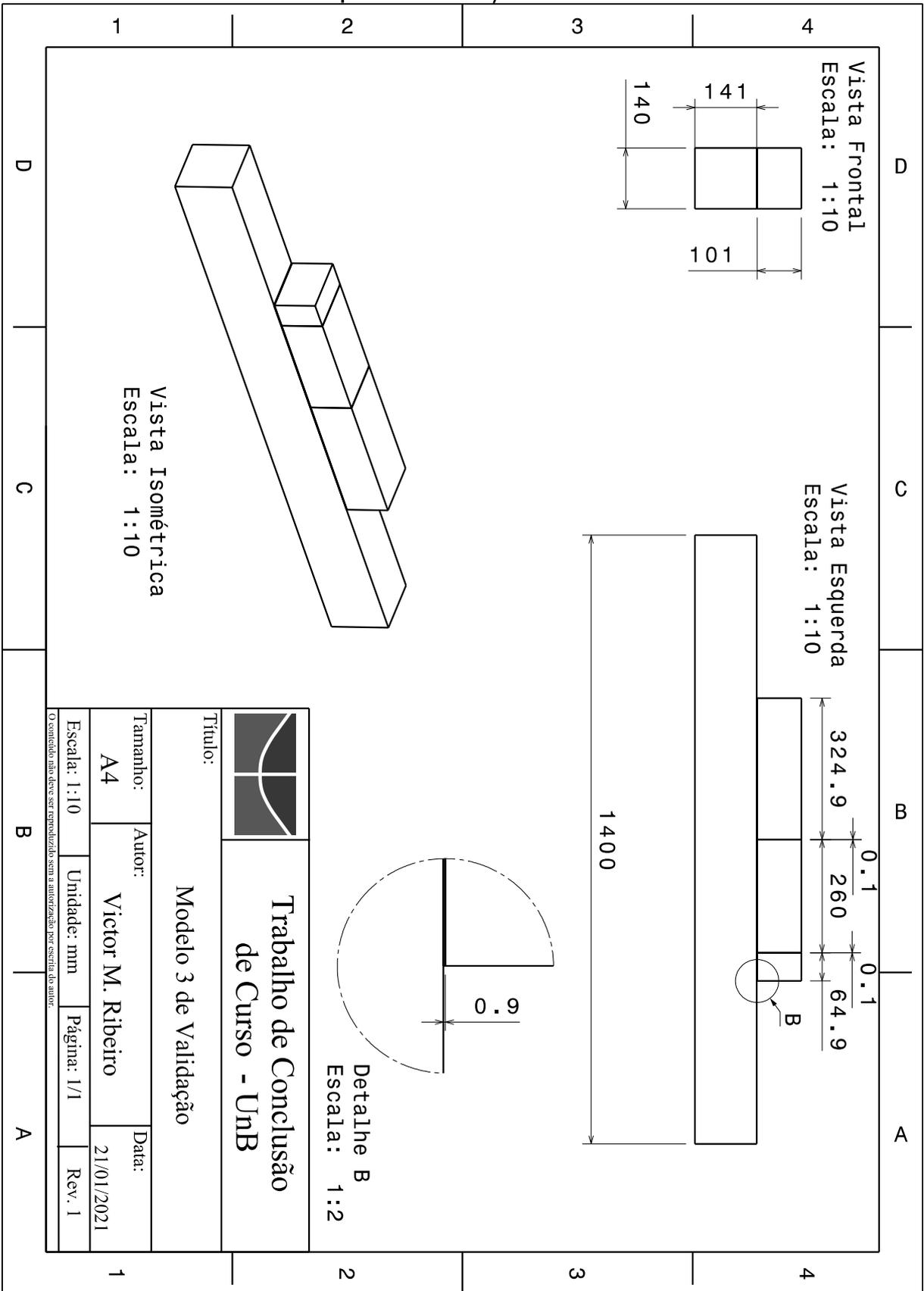
A.7 Modelo de *liner* para validação



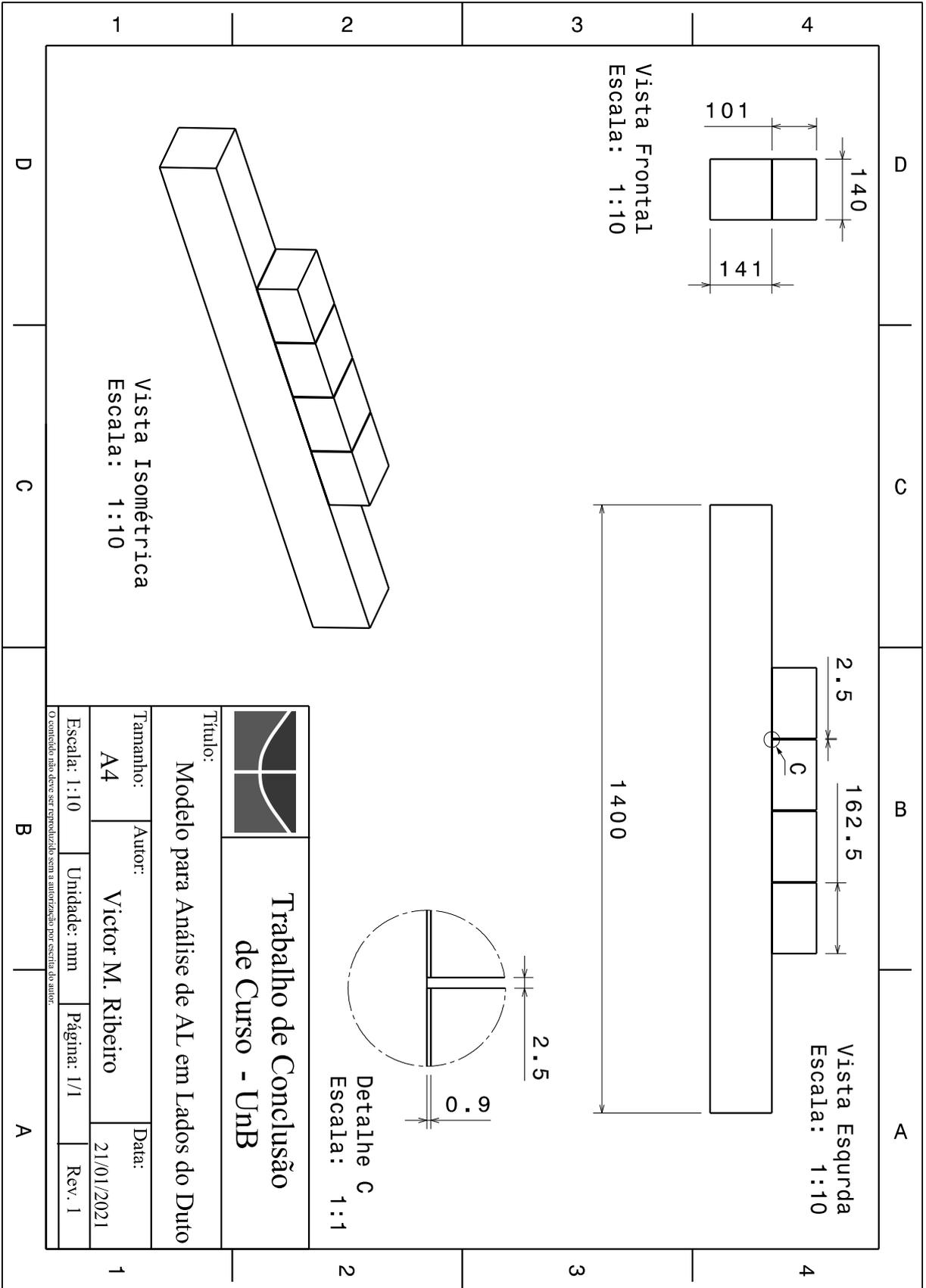
A.8 Modelo de *liner* para validação 2



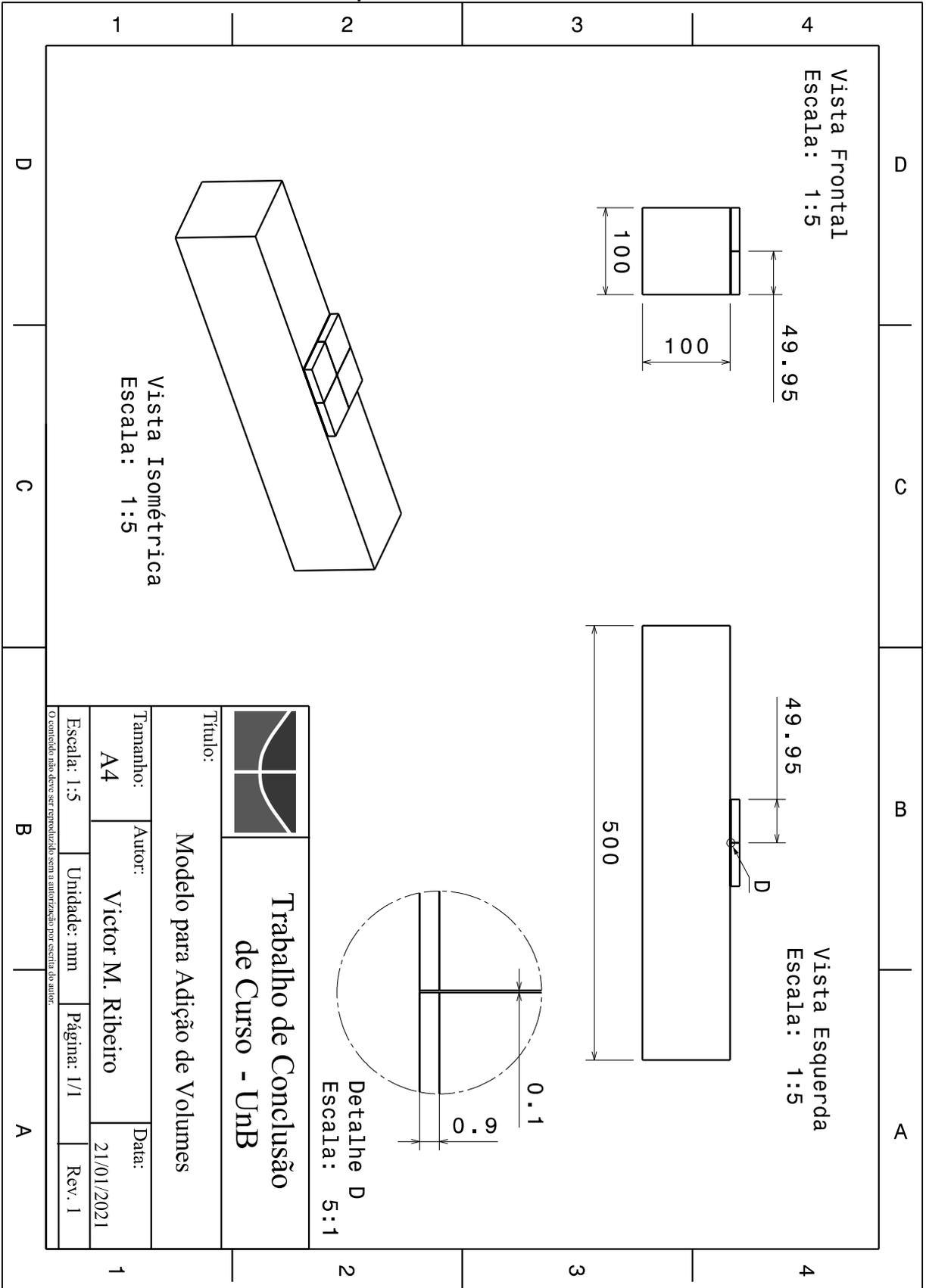
A.9 Modelo de *liner* para validação 3



A.10 Modelo de *liner* análise de lados



A.11 Modelo de *liner* para análise de número de volumes



APÊNDICE B – Códigos em MATLAB utilizados

B.1 PT do ressonador de Helmholtz

```

1 %% Plot TL Helmholtz Ressonator
2 clc
3 clear all
4 close all
5
6 %% Entrada de dados
7 w=(40:0.733333:150)'; %Faixa de Freqüências (Hz)
8 w2=2*pi*w;
9 r_tubo=0.15; %Raio do tubo (m)
10 a=0.1; %raio da garganta (m)
11 lg=0.35; %Comprimento garganta a partir do centro (m)
12 c=343.4; %Velocidade do som (m/s)
13 h=0.3; %Altura cavidade (m)
14 rc=0.2; %Raio cavidade (m)
15
16 %% Calculos Preliminares
17 l=lg-r_tubo+(a*0.74);
18 V=h*pi*(rc^2); %Volume
19 lt=l;
20 S=pi*r_tubo^2; %Area da tubulacao
21 Sb=pi*a^2; %Area da garganta
22 w_0=(c/(2*pi))*sqrt(Sb/(V*l)) %Freq. de Ressonancia
23
24 k1=w2*lt/Sb-c^2./(w2*V);
25 k2=c/(2*S);
26 k3=(k2./k1).^2;
27
28 %% C lculo da TL
29 TL=10*log10(1+((sqrt(Sb*V/lt))./(2*S.*((w./w_0)-(w_0./w))))).^2);
30
31 %% Plot de Resultados
32 figure(1)
33 plot(w,TL)
34 hold on
35 grid on
36 grid minor

```

```

37 title('Perda de Transmiss o Anal tica')
38 xlabel('Frequ ncia (Hz)')
39 ylabel('Perda de Transmiss o (dB)')

```

B.2 Cálculo do coeficiente de absorção (α)

```

1 clc
2 close all
3 clear all
4
5 n=18.4*10^-6; %Coef. Viscosidade
6 w=0:1:37699.1118;
7 Ro=1.2041; %Densidade do ar
8 c=343.24; %velocidade do som
9
10 P=0.14; %Perforation Ratio
11 d=0.4*2/1000; %Diametro
12 D=56.3/1000; %Profundidade Cavidade
13 t=0.00132; %Espessura Painel
14 L=257.2/1000; %Comprimento MPP
15 g=5.87/1000; %Distancia entre os furos
16 R=49/(1000*2); %Raio do MPP
17
18 num=fix(L/g)*fix(2*pi*R/g);
19 P1=(pi*num*(d/2)^2)/(2*pi*R*L);
20
21 k2=(d*sqrt(w.*Ro/(n*4)));
22
23 Z1=4*n*k2*sqrt(2)/(P*d*Ro*c);
24 Z2=j*0.85*w.*d./(P*c);
25 Z3=((1+((k2.^2)./32)).^(1/2))*(32*n*t/(Ro*c*P*d*d));
26 Z4=(1+((3^2)+(k2.*k2./2)).^(-1/2)).*j.*w.*t./(c.*P);
27 Z5=-j*cot(w.*D/c);
28
29 if D==0
30     Z_Final=Z1+Z2+Z3+Z4;
31 else
32     Z_Final=Z1+Z2+Z3+Z4+Z5;
33 end
34
35 Parte_Real=real(Z_Final);
36 Parte_Imaginaria=imag(Z_Final);
37
38 a=(4.*Parte_Real)./((1+Parte_Real).^2+(Parte_Imaginaria).^2);

```

```
39 w=w/(2*pi);  
40  
41 figure(1)  
42 plot(w,a)  
43 grid on  
44 xlabel('Frequency (Hz)')  
45 ylabel('\alpha - Absorption Coefficient')
```