



INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DA PARAÍBA
DIRETORIA GERAL DO CAMPUS JOÃO PESSOA
DEPARTAMENTO DE ENSINO SUPERIOR
CURSO SUPERIOR DE BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

RELDRY JOSÉ DA SILVA

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA ATENUAÇÃO DE RUÍDO UTILIZANDO
RESSONADORES DE HELMHOLTZ NA CURVATURA DE UM DUTO DE ALUMÍNIO

JOÃO PESSOA

2025

RELDRY JOSÉ DA SILVA

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA ATENUAÇÃO DE RUÍDO UTILIZANDO
RESSONADORES DE HELMHOLTZ NA CURVATURA DE UM DUTO DE ALUMÍNIO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso Superior de Bacharelado em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Paraíba, como requisito curricular obrigatório para obtenção do título de Engenheiro(a) Mecânico.

Orientador: Prof. Ms. Alexandre Ribeiro Andrade

JOÃO PESSOA

2025

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação – CIP
Biblioteca Nilo Peçanha – IFPB, *campus* João Pessoa

S586a	<p>Silva, Reldry José da. Análise experimental da atenuação de ruído utilizando ressonadores de Helmholtz na curvatura de um duto de alumínio / Reldry José da Silva. – 2025. 118 f. : il.</p> <p>TCC (Graduação em Engenharia Mecânica) – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Paraíba – IFPB / Coordenação de Engenharia Mecânica. Orientador: Prof. M.e Alexandre Ribeiro Andrade.</p> <p>1. Controle de ruído. 2. Ressonadores de Helmholtz. 3. Atenuação acústica. 4. Duto de alumínio. I. Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU 534</p>
-------	---

Reldry José da Silva

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA ATENUAÇÃO DE RUÍDO UTILIZANDO RESSONADORES DE HELMHOLTZ NA CURVATURA DE UM DUTO DE ALUMÍNIO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso Superior de Bacharelado em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Paraíba, como requisito curricular obrigatório para obtenção do título de Engenheiro(a) Mecânico.

Orientador: Prof. Ms. Alexandre Ribeiro Andrade

Aprovado em: 20 de agosto de 2025.

BANCA EXAMINADORA:

Documento assinado digitalmente
 **ALEXANDRE RIBEIRO ANDRADE**
Data: 26/08/2025 19:03:28-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Ms. Alexandre Ribeiro Andrade
Orientador (a) Interno(a) - Instituto Federal da Paraíba (IFPB)

Documento assinado digitalmente
 **MICHELLINE NERY AZEVEDO LIMA**
Data: 27/08/2025 18:07:00-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof^a Ms. Michelline Nery Azevedo Lima
1º Examinador (a) Interno (a) - Instituto Federal da Paraíba (IFPB)

Documento assinado digitalmente
 **ALBERDAN SANTIAGO DE AQUINO**
Data: 27/08/2025 08:04:32-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof Dr Alberdan Santiago de Aquino
2º Examinador (a) Interno (a) - Instituto Federal da Paraíba (IFPB)

Documento assinado digitalmente
 **JEAN PIERRE VERONESE**
Data: 26/08/2025 21:44:45-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Jean Pierre Veronese
Examinador (a) Externo (a) - Universidade Federal da Paraíba (UFPB)

JOÃO PESSOA

2025

Dedico este trabalho aos meus pais, Regenildo José e Laudeci Fabiana por todo esforço feito para a realização desse curso.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus, pelo fôlego de vida, por Sua presença constante em minha jornada, por Seu amor infinito, bondade e misericórdia.

Aos meus pais, Laudeci Fabiana e Regenildo José, minha eterna gratidão por todo o apoio, dedicação e confiança depositados em mim. Foram eles que sempre me incentivaram a buscar os estudos e me apoiaram de todas as formas possíveis. O amor de vocês é imensurável. Ao meu irmão, agradeço pela forma única de demonstrar carinho, sempre presente à sua maneira.

Aos meus familiares, em especial aos meus avós Josefa Laudiceia, José Apolônio, Marly Maria (*in memoriam*) e Reginaldo José. Aos tios, tias, primos e primas, agradeço pelo apoio moral e espiritual ao longo dessa caminhada.

Aos amigos que construí durante o curso, nas atividades de extensão, nas pesquisas e nos momentos de descontração, o meu muito obrigado. Em especial, à Wanessa Lopes, Gabriel Lehmkuhl e Everton Andrade, por estarem sempre presentes, ouvindo sobre este trabalho e me incentivando constantemente.

Aos demais amigos que sempre me apoiaram, inclusive àqueles que estão distantes, especialmente os do local onde morava, bem como os do patins, da música e do board games, deixo minha gratidão pela amizade e companheirismo que tornaram os dias mais leves e suportáveis.

Ao meu orientador, professor Alexandre Ribeiro de Andrade, deixo registrado meu sincero agradecimento por ter aceitado este desafio acadêmico com confiança, incentivo e sempre com uma postura positiva.

À professora Michelline Nery, coordenadora do curso, agradeço por todo apoio, pelas conversas enriquecedoras na coordenação e pelos momentos únicos que compartilhamos ao longo do curso.

Ao professor Jesus Marlinaldo, por doar a chapa de alumínio para a realização do estudo.

Ao professor de violino, Vinícius Amaral, que tantas vezes serviu como ouvinte e fonte de apoio durante a construção deste trabalho, minha gratidão.

Ao IFPB – Campus João Pessoa, expresso minha gratidão a todo o corpo docente pelos ensinamentos e suporte técnico, pelo apoio acadêmico e pela disponibilização do espaço físico necessário à realização das pesquisas. Agradeço

também aos técnicos administrativos, com alguns dos quais tive a alegria de construir boas amizades ao longo da minha trajetória.

Por fim, agradeço a todos os colegas da turma de Engenharia Mecânica do IFPB. Juntos, enfrentamos desafios e superamos etapas com gratidão, construindo não só conhecimento, mas amizades e companheirismo que levarei para a vida.

Àquele que é capaz de fazer infinitamente mais do que tudo o que pedimos ou pensamos, de acordo com o seu poder que atua em nós,

Efésios 20:6 - Bíblia Sagrada.

RESUMO

O controle de ruído em sistemas de dutos é um desafio recorrente em diversas áreas da engenharia, sendo essencial para garantir conforto acústico, segurança e eficiência operacional. Entre as soluções passivas disponíveis, os ressonadores de Helmholtz destacam-se pela capacidade de atenuar faixas específicas de frequência sem comprometer significativamente o escoamento do fluido. Este trabalho tem como objetivo avaliar experimentalmente a eficácia de um ressonador de Helmholtz instalado na curva de um duto de alumínio, projetado para atuar na faixa de frequência entre 100 e 103 Hz, onde havia maior concentração de energia acústica. O estudo foi conduzido por meio de ensaios comparativos com e sem o ressonador, utilizando um alto-falante full range para excitar o sistema e medições de nível de pressão sonora e resposta espectral via Transformada Rápida de Fourier (FFT). Foram realizados múltiplos testes para cada condição, e os valores obtidos foram consolidados pela média, visando maior confiabilidade estatística. Os resultados mostraram que, na frequência de sintonia projetada, houve atenuação média de aproximadamente 4 dB no nível de pressão sonora e uma redução de cerca de 50% na amplitude máxima da FFT, evidenciando a capacidade do ressonador em absorver parte da energia acústica incidente. Essa redução confirma que o ressonador atuou de forma efetiva na mitigação do ruído, embora ainda tenham sido observados picos residuais que podem estar associados à reflexão parcial da onda sonora no interior da cavidade. Tal comportamento sugere que a adição de materiais absorventes internos poderia potencializar a eficiência do sistema, reduzindo ainda mais a reflexão e, conseqüentemente, o nível de pressão sonora. A aplicação do ressonador diretamente na curva do duto mostrou-se particularmente relevante, uma vez que esta região tende a concentrar energia acústica devido às mudanças abruptas de direção no escoamento, tornando-a um ponto crítico para a emissão de ruído. O presente estudo reforça o potencial dos ressonadores de Helmholtz como alternativa viável, de baixo custo e fácil implementação para atenuação de ruídos em sistemas de dutos, contribuindo para projetos mais silenciosos e eficientes.

Palavras-chave: Ressonadores de Helmholtz; ruído; atenuação acústica; duto de alumínio

ABSTRACT

Noise control in duct systems is a recurring challenge in several engineering fields, being essential to ensure acoustic comfort, safety, and operational efficiency. Among the available passive solutions, Helmholtz resonators stand out for their ability to attenuate specific frequency ranges without significantly compromising fluid flow. This study aims to experimentally evaluate the effectiveness of a Helmholtz resonator installed at the bend of an aluminum duct, designed to operate in the frequency range between 100 and 103 Hz, where the highest concentration of acoustic energy was observed. The study was conducted through comparative tests with and without the resonator, using a full-range loudspeaker to excite the system and measuring sound pressure levels and spectral response via Fast Fourier Transform (FFT). Multiple tests were performed for each condition, and the values obtained were averaged to increase statistical reliability. The results showed that, at the designed tuning frequency, there was an average attenuation of approximately 4 dB in sound pressure level and a reduction of about 50% in the maximum FFT amplitude, demonstrating the resonator's ability to absorb part of the incident acoustic energy. This reduction confirms that the resonator effectively acted in noise mitigation, although residual peaks were still observed, which may be associated with partial reflection of the sound wave inside the cavity. Such behavior suggests that the addition of internal absorbing materials could enhance system efficiency, further reducing reflection and consequently the sound pressure level. The application of the resonator directly at the duct bend proved particularly relevant, as this region tends to concentrate acoustic energy due to abrupt changes in flow direction, making it a critical point for noise emission. This study reinforces the potential of Helmholtz resonators as a viable, low-cost, and easy-to-implement alternative for noise attenuation in duct systems, contributing to quieter and more efficient designs.

Keywords: Helmholtz resonators; noise; acoustic attenuation; aluminum duct.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Hermann Ludwig Ferdinand Helmholtz (1821 – 1894).....	10
Figura 2: Espectro sonoro para diferentes espécies (frequência de alcance sonoro)	13
Figura 3: Gráfico da velocidade do som em relação a temperatura	14
Figura 4: Ressonância das ondas sonoras através do diapásão.	15
Figura 5: Interferência construtiva e destrutiva das ondas	16
Figura 6: Difração por uma fenda.	17
Figura 7: Ambiente excitado por uma fonte qualquer a um dado instante (t)	20
Figura 8: Ressonador de Helmholtz comparação com sistema Massa Mola	30
Figura 9: Célula Unitária de um Ressonador de Helmholtz.....	30
Figura 10: Placa de Arduíno Uno R3.....	33
Figura 11: MPU6050	34
Figura 12: ITPM 600.....	37
Figura 13:DEC-490	38
Figura 14: Malha da tubulação com 0,5 metros	41
Figura 15: Malha da tubulação com 1 metros	41
Figura 16: Malha da tubulação com 1,5 metros	41
Figura 17: Malha da tubulação com 2 metros	41
Figura 18: Chapa plana de confecção do duto.....	42
Figura 19: Chapa plana de confecção da curva	43
Figura 20: Duto antes da junção com a curva – seção transversal.....	43
Figura 21: Duto antes da junção com a curva – seção lateral.....	43
Figura 22: Rebitagem do duto	43
Figura 23: Confecção da curva	44
Figura 24: Duto antes da fixação das partes - Curva e Parte reta.....	44
Figura 25: Alto Falante Utilizado	45
Figura 26: Ensaio para análise da perda de carga	47
Figura 27: Posicionamento de decibelímetro na curva.....	49
Figura 28: Posicionamento de decibelímetro na entrada do duto	49
Figura 29: Gráfico da Variação entre a altura da cavidade do ressonador, a relação com a frequência e o comprimento do pescoço do ressonador.	50

Figura 30: Ressonador montado	51
Figura 31: Posição do Ressonador de Helmholtz no exterior do duto.....	52
Figura 32: Posição do Ressonador de Helmholtz no interior do duto.....	53
Figura 33: Primeiro módulo de vibração com duto de 2 metros	56
Figura 34: Segundo módulo de vibração com duto de 2 metros	56
Figura 35: Terceiro módulo de vibração com duto de 2 metros	56
Figura 36: Quarto módulo de vibração com duto de 2 metros.....	56
Figura 37: Quinto módulo de vibração com duto de 2 metros	56
Figura 38: Sexto módulo de vibração com duto de 2 metros	56
Figura 39: Primeiro módulo de vibração com duto de 1,5 metros	57
Figura 40: Segundo módulo de vibração do duto com 1,5 metros	57
Figura 41: Terceiro módulo de vibração do duto com 1,5 metros	58
Figura 42: Quarto módulo de vibração do duto com 1,5 metros.....	58
Figura 43: Quinto módulo de vibração do duto com 1,5 metros	58
Figura 44: Sexto módulo de vibração do duto com 1,5 metros	58
Figura 45: Primeiro módulo de vibração com duto de 1 metro	59
Figura 46: Segundo módulo de vibração do duto com 1 metro	59
Figura 47: Terceiro módulo de vibração do duto com 1 metro	60
Figura 48: Quarto módulo de vibração do duto com 1 metro	60
Figura 49: Quinto módulo de vibração do duto com 1 metro.....	60
Figura 50: Sexto módulo de vibração do duto com 1 metro	60
Figura 51: Primeiro módulo de vibração com duto de 0,5 metros	61
Figura 52: Segundo módulo de vibração do duto com 0,5 metros	61
Figura 53: Terceiro módulo de vibração do duto com 0,5 metros	61
Figura 54: Quarto módulo de vibração do duto com 0,5 metros.....	61
Figura 55: Quinto módulo de vibração do duto com 0,5 metros	62
Figura 56: Sexto módulo de vibração do duto com 0,5 metros	62
Figura 57: Configuração dos sensores e ventilador para ensaio da perda de carga.	62
Figura 58: Gráfico da perda de carga do sistema	64
Figura 59: Comparação da Pressão Sonora em dB com Frequência em Hz com e sem ressoador de Helmholtz.....	65
Figura 60: Espaço temporal vs espectral e FFT do Ensaio sem o Ressonador de Helmholtz	66

Figura 61: Espaço temporal vs espectral e FFT do Ensaio Com o Ressonador de Helmholtz	67
Figura 62: Comparação apenas do eixo Z	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Principais especificações técnicas do sensor MPU6050.....	35
Tabela 2: Tabela de números de nós e elementos da malha da simulação.....	40
Tabela 4: Propriedade do material utilizado na simulação	54
Tabela 4: Módulos de vibração e frequência para o duto de 2 metros.....	55
Tabela 5: Módulos de vibração e frequência para o duto de 1,5 metros.....	57
Tabela 6: Módulos de vibração e frequência para o duto de 1 metro.....	59
Tabela 7: Módulos de vibração e frequência para o duto de 0,5 metros	61
Tabela 8: Configurações 1 e 2 da perda de carga	63
Tabela 9: Configurações 3 e 4 da perda de carga	63

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

HR	Ressonador de Helmholtz
OMS	Organização Mundial da Saúde
A	Área da seção transversal do pescoço (m^2)
c	Velocidade do som no ar (m/s)
D	Diâmetro do pescoço (m)
f	Frequência da onda (Hz)
f_{HR}	Frequência do Ressonador de Helmholtz
g	Aceleração da gravidade
h_f	Perda de carga total
HR	Ressonador de Helmholtz
k	Número de onda (rad/m)
L_{eff}	Comprimento efetivo do pescoço (m)
L_p	Nível de pressão sonora (dB)
l	Comprimento real do pescoço (m)
p	Pressão sonora efetiva medida (Pa)
$p(t)$	Pressão sonora instantânea (Pa)
p_0	Amplitude da pressão sonora (Pa)
p_{ref}	Pressão sonora de referência (Pa)
$p(x, t)$	Pressão acústica (Pa)
P_0	Pressão atmosférica de equilíbrio (Pa)
P_1 e P_2	Pressões na entrada e saída da tubulação
r	Raio do pescoço
r	Direção radial (distância do eixo central);
ρ	Densidade do ar (kg/m^3)
t	Tempo (s)
T	Temperatura do ar em graus Celsius ($^{\circ}C$)
v	Velocidade volumétrica
v_1 e v_2	Velocidades do ar
V	Volume da cavidade ou do ressonador (m^3)
ω	Frequência angular (rad/s)
φ	Fase inicial da onda sonora

θ	Ângulo azimutal;
ψ	Função de onda
∇^2	Operador Laplaciano
γ	Coefficiente adiabático do ar ($\approx 1,4$)
z	coordenada axial ao longo do duto
Z_A	Impedância acústica
\underline{p}_m	Pressão média acústica

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	9
2	OBJETIVOS	11
2.1	Objetivo Geral	11
2.2	Objetivos Específicos.....	11
3	REFERENCIAL TEÓRICO	12
3.1	Som e Ruído	12
3.2	Onda sonora	14
3.3	Impedância sonora.....	17
3.3.1	Nível de pressão sonora	18
3.5	Propagação de ondas em duto	20
3.6	Influência da Curva na Propagação Sonora	23
3.7	Ressonador.....	25
3.7.1	Controle Passivo (Ressonadores Passivos)	25
3.7.2	Controle Ativo (Ressonadores Ativos).....	26
3.8	Ressonador de Helmholtz.....	27
3.8.1	Modelo para cálculo matemático do ressonador de Helmholtz.....	28
3.9	Coleta de dados	32
3.9.1	Arduino UNO R3	32
3.9.2	Módulo Acelerômetro MPU 6050	33
3.9.3	Anemômetro	36
3.9.4	Decibélímetro (Medidor de Nível de Pressão Sonora).....	37
4	METODOLOGIA.....	39
4.1.	Simulação Computacional da Estrutura	39
4.2.	Confecção do Protótipo Experimental.....	42
4.3	Fonte emissora	45
4.4	Instrumentos de Medição e Aparelho utilizado	45
4.5.	Procedimento Experimental para Identificação das Frequências Naturais	46

4.6. Ensaio de Perda de Carga	46
4.7. Ensaio Acústico sem o Ressonador	48
4.8. Desenvolvimento do Ressonador de Helmholtz.....	50
4.9. Ensaio Acústico com o Ressonador	52
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	54
5.1 Modelagem 3D do protótipo	54
5.2. Simulação computacional	54
5.2.1 Análise Modal da Tubulação de 2 Metros	55
5.2.2 Análise Modal da Tubulação de 1,5 Metros	57
5.2.3 Análise Modal da Tubulação de 1 Metro.....	58
5.2.4 Análise Modal da Tubulação de 0,5 Metros	60
5.3. Resultado da análise da perda de carga do sistema.	62
5.4. Resultado comparativo com ressonador e sem ressonador.	64
6 CONCLUSÃO E CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	69
6.1 Análise do espaço temporal e espectral – aceleração no eixo Z	69
6.2 Trabalhos futuros	70
REFERÊNCIAS	72
APÊNDICE	76
ANEXO.....	97

1 INTRODUÇÃO

O ruído sempre foi um problema na sociedade moderna, causando danos à saúde ocupacional e perturbação do sossego urbano. Com o crescimento e ampliação de fábricas, construções e ambientes industriais, o ruído se tornou uma questão recorrente no cotidiano. Desde 1954, Beranek já afirmava a necessidade de reduzir ruídos em áreas próximas a aeroportos, devido ao alto nível sonoro causado por aeronaves (BERANEK, 1954). Situações similares ocorrem em helipontos, construções civis, plataformas de petróleo, sistemas de refrigeração e embarcações, onde o ruído excessivo pode impactar negativamente tanto a saúde humana quanto a eficiência dos processos industriais.

Para medição de níveis de ruído, normas como a NR-15 (2021) estabelecem limites aceitáveis para exposição ao som, garantindo condições seguras para trabalhadores. Essa norma define que a exposição ao ruído contínuo ou intermitente deve permanecer dentro da faixa de 85 dB a 115 dB, com variações entre 8 horas até 7 minutos de exposição (NR-15, 2021).

Para o estudo da acústica, como a ciência do som, estuda sua geração, transmissão e efeitos. Segundo Bistafa (2018), o termo "som" possui um significado amplo, abrangendo não apenas ondas sonoras no ar, mas também fenômenos análogos, como infrassons, ultrassons, ruídos e vibroacústica. Os ruídos intensos, incluindo infrassons de baixa frequência e ultrassons de alta frequência, ambos são objetos de estudo da acústica no campo da física fundamental.

O uso de silenciadores para redução de ruídos em motores, dutos e equipamentos mecânicos é amplamente estudado. Os ressonadores de Helmholtz são uma solução eficaz aplicada pela engenharia acústica para a atenuação de ruídos, podendo ser utilizados em dutos e tubulações.

Hermann Ludwig Ferdinand Helmholtz (1821 – 1894), conforme Figura 1, foi um médico e cientista alemão que fez importantes contribuições à física, fisiologia, psicologia, acústica, óptica, termodinâmica, eletromagnetismo, hidrodinâmica, matemática, psicofísica, filosofia e teoria musical e que contribuiu significativamente para o entendimento da física ondulatória e da ressonância. Seus estudos sobre cavidades ressonantes levaram à criação dos ressonadores que levam seu nome, sendo aplicados em diversas áreas da engenharia acústica para mitigar ruídos indesejados (HELMHOLTZ, 1863).

Figura 1: Hermann Ludwig Ferdinand Helmholtz (1821 – 1894)



Fonte: UNICENTRO PARANA, GPET FÍSICA (2016) Disponível em:
<<https://www3.unicentro.br/petfisica/2016/11/13/hermann-ludwig-ferdinand-helmholtz-1821-1894/>>
Último acesso: Julho de 2025

Neste trabalho, propõe-se estudar o uso de ressonadores de Helmholtz em um duto de alumínio aplicando o RH na curva da tubulação, explorando sua influência na redução de ruídos. Em sistemas de ventilação forçada, por exemplo, o ruído gerado pelos motores e componentes pode se propagar ao longo dos dutos com atenuação mínima, permitindo sua transmissão por longas distâncias. Nesse contexto, soluções passivas como chicanes, difusores (*mufflers*) e ressonadores são frequentemente utilizadas para reduzir ruídos. No entanto, essas técnicas podem causar perdas de carga significativas, impactando a eficiência do sistema.

Assim, a presente pesquisa busca avaliar o desempenho dos ressonadores de Helmholtz na redução do ruído em dutos curvados, considerando os efeitos da reflexão, transmissão e dissipação da energia sonora. Para isso, serão realizados estudos teóricos e simulações computacionais que auxiliarão na compreensão da interação entre a curvatura dos dutos e a eficiência da atenuação sonora promovida pelo ressonador.

2 OBJETIVOS

Este capítulo está dividindo em duas seções: o objetivo geral do trabalho de conclusão de curso e os objetivos específicos necessários para alcançar os resultados esperados desta pesquisa.

2.1 Objetivo Geral

Avaliar a eficácia de um ressonador do tipo Helmholtz na atenuação de ruídos em uma faixa de frequência específica, utilizando um alto-falante como fonte sonora e decibelímetros para aferir medições ativamente em frequências no trecho da curva suavizada de um duto de alumínio.

2.2 Objetivos Específicos

- Desenvolver Metodologias Analíticas e Numéricas aplicando simulação computacional pelo método de elementos finitos para identificar a frequência natural de uma tubulação de alumínio;
- Construir o protótipo do duto retangular utilizando o material alumínio;
- Construir o protótipo do ressonador de Helmholtz utilizando material de PVC;
- Analisar os efeitos da atenuação do ressonador no duto através de ensaios sonoros experimentais;
- Confrontar os resultados obtidos pelo método numérico e pelo protótipo físico produzido, avaliando as correlações entre os modelos teóricos e experimentais;
- Avaliar o desempenho do ressonador do tipo Helmholtz especificamente na atenuação de ruídos em uma curva da tubulação.

3 REFERENCIAL TEÓRICO

3.1 Som e Ruído

O som é um fenômeno físico que se propaga por meio de perturbações mecânicas em um meio material, como sólidos, líquidos ou gases. Essas perturbações são causadas por variações na pressão ou deslocamento das partículas do meio a partir de sua posição de equilíbrio (ROSSING *et al.*, 2002). O som é classificado como uma onda longitudinal, pois a direção de oscilação das partículas é paralela à direção de propagação da onda (BECKWITH *et al.*, 1993).

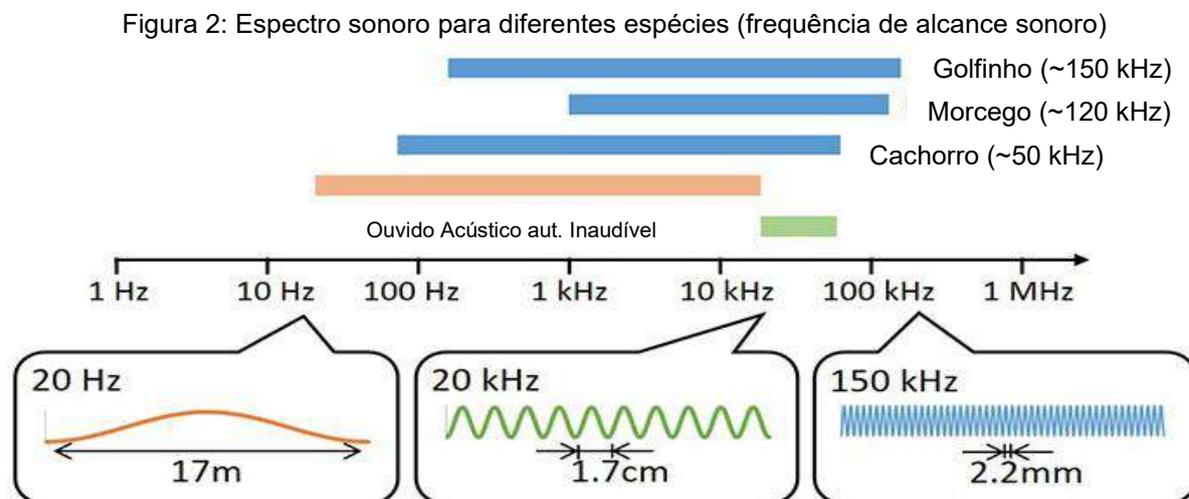
Segundo (BERANEK, 2006), o som pode ser descrito como uma variação periódica da pressão do ar em relação à pressão atmosférica. Em sua forma mais pura, é representado por uma onda senoidal de frequência única. No entanto, os sons que percebemos no cotidiano geralmente são uma combinação de múltiplas frequências provenientes de diversas fontes primárias e secundárias, apresentando variações na amplitude e na frequência (KINSER e FREY *et al.*, 2000).

Fontes primárias são aquelas que geram diretamente a excitação sonora, como um alto-falante, o motor de um equipamento ou as cordas vocais humanas. Já as fontes secundárias correspondem às estruturas adjacentes que passam a vibrar após receberem essa excitação, tornando-se também irradiadoras de som. Segundo (BISTAFA 2018, p. 41), em muitos casos, estruturas próximas à fonte sonora original tornam-se fontes secundárias de ruído, aumentando a complexidade do campo acústico. Um exemplo comum ocorre em ambientes industriais, onde o motor (fonte primária) excita partes metálicas da carenagem (fontes secundárias), contribuindo significativamente para o nível global de ruído percebido.

O ruído, por sua vez, é definido como qualquer som indesejável ou desagradável para a percepção humana. Ele pode ser caracterizado por variações imprevisíveis de frequências e amplitudes, causando desconforto auditivo. O estudo do ruído faz parte da acústica, ramo da Física que investiga as vibrações e fenômenos ondulatórios em meios elásticos (BISTAFA, 2018).

O ouvido humano é capaz de perceber frequências sonoras na faixa de 20 Hz a 20.000 Hz. A Figura 2 apresenta uma comparação entre essa faixa de audição e a de outros animais, como golfinhos, morcegos e cães. Sons abaixo desse intervalo são

classificados como infrassons, enquanto aqueles acima são denominados ultrassons (FLETCHER, 1992).



Fonte: NEC Orchestrating a brighter, (2025) Disponível em: https://pt.nec.com/pt_PT/press/201804/20180423_01.html (2018) Último acesso: Julho de 2025

A percepção do ruído é subjetiva e pode variar de pessoa para pessoa. Por exemplo, o som de um motor de carro esportivo pode ser agradável para entusiastas do automobilismo, enquanto para outros pode ser um incômodo. Da mesma forma, uma música alta em uma festa pode ser apreciada pelos convidados, mas considerada um ruído perturbador por vizinhos que buscam descanso. Essa subjetividade também se aplica a diferentes espécies: os cães, por exemplo, conseguem perceber frequências ultrassônicas que os humanos não ouvem. Enquanto um apito de adestramento pode ser inaudível para uma pessoa, ele pode ser extremamente incômodo para um cachorro (FLETCHER, 1992).

Independentemente da subjetividade, níveis elevados de ruído podem ter impactos negativos na saúde humana e no meio ambiente. A exposição prolongada a ruídos intensos pode causar estresse, distúrbios do sono e até problemas auditivos permanentes (BERANEK, 2006). Em ambientes urbanos, o ruído excessivo está associado ao aumento da pressão arterial e a riscos cardiovasculares (BISTAFA, 2018). A Organização Mundial da Saúde (OMS, 1999) aponta que a poluição sonora é um dos principais fatores de degradação da qualidade de vida nas cidades modernas, contribuindo para a fadiga mental e a redução da produtividade.

3.2 Onda sonora

Nos fluidos, o som é gerado por uma fonte que cria perturbações nas partículas do meio, transmitindo energia por meio de interações mecânicas sucessivas. Esse processo ocorre sem movimentação de massa, originando ondas chamadas de ondas sonoras. Essas ondas são classificadas como longitudinais, pois a direção de oscilação das partículas do meio é paralela à direção de propagação da onda (MORSE, 1981).

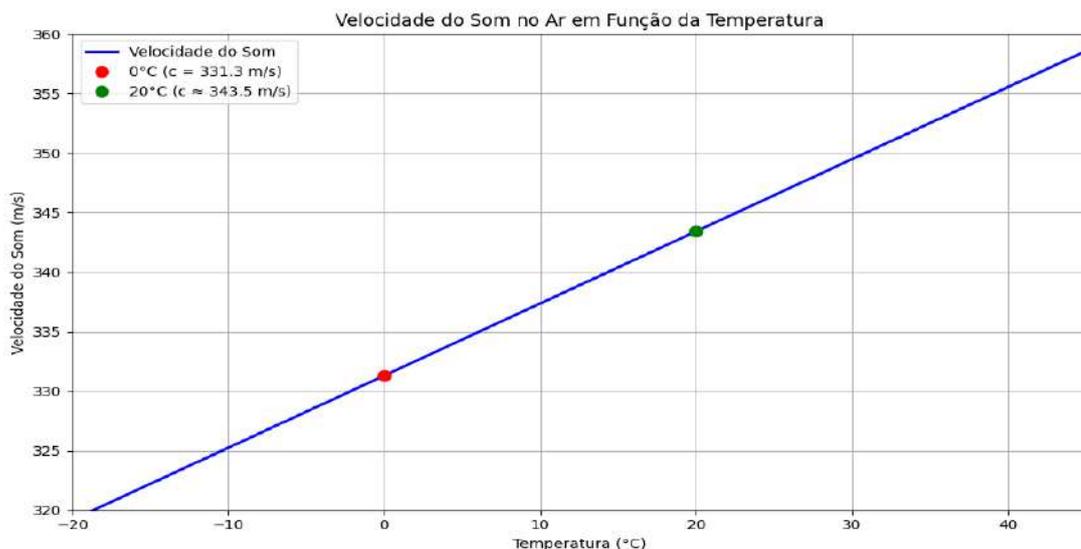
A velocidade de propagação dessas ondas, conhecida como velocidade do som (c), varia em função das condições do meio, como temperatura, pressão e composição do fluido. No caso do ar atmosférico, a uma temperatura de 20 °C, conforme demonstra na Figura 3, essa velocidade é de aproximadamente 343,42 m/s (ANDERSON, 2009). A relação entre a temperatura e a velocidade do som no ar pode ser expressa empiricamente pela seguinte equação (KINSLER, COPPENS e SANDERS *et al.*, 2000):

$$c = 331,3 + 0,606 * T \quad (1)$$

onde:

- c é a velocidade do som no ar (m/s);
- T é a temperatura do ar em graus Celsius (°C).

Figura 3: Gráfico da velocidade do som em relação a temperatura



Fonte: Autor baseado na equação 01.

Dessa forma, um aumento na temperatura resulta em um aumento na velocidade do som devido ao incremento da energia cinética das moléculas do meio (BISTAFA, 2018).

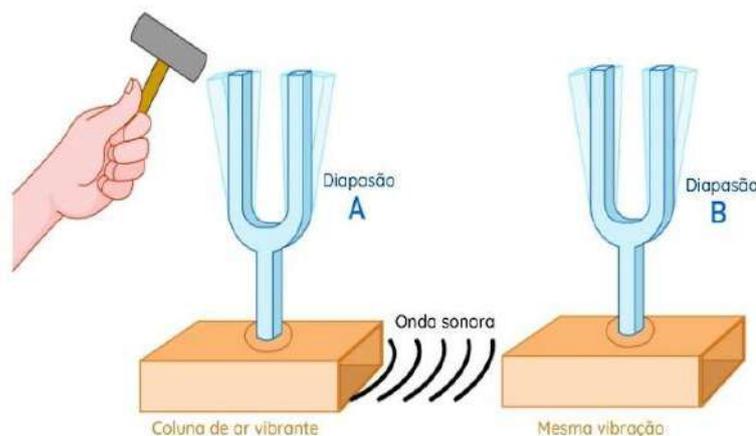
O comprimento de onda (λ) refere-se à distância em metro que uma onda percorre ao completar um ciclo de variação da pressão sonora. A relação entre a velocidade do som (c), em m/s, a frequência (f), em Hertz (Hz), e o cálculo do comprimento de onda é dada pela equação fundamental da onda:

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (2)$$

Essa relação indica que, para uma mesma velocidade do som, um aumento na frequência resulta em um menor comprimento de onda e vice-versa (ROSSING, 2007). Essa propriedade é fundamental para a compreensão de fenômenos acústicos, como ressonância, interferência e difração.

A ressonância ocorre quando um sistema vibratório é excitado por uma frequência que coincide com sua frequência natural, resultando em amplitudes de vibração significativamente aumentadas, conforme Figura 4. No contexto do som, isso significa que um objeto ou meio pode vibrar intensamente ao ser exposto a uma frequência específica que corresponde à sua frequência de ressonância.

Figura 4: Ressonância das ondas sonoras através do diapasão.



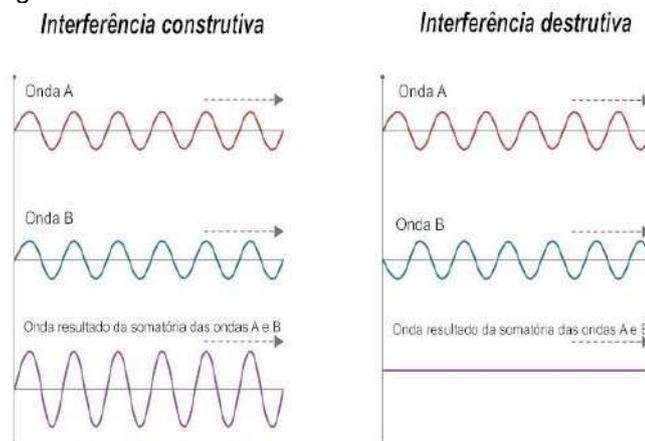
Fonte: Mundo Educação (2025), Disponível em : <
<https://mundoeducacao.uol.com.br/fisica/ondulatoria.htm>> Último acesso em: Julho 2025

Conforme (SERWAY e JEWETT 2014, p. 19), "a ressonância é o fenômeno no qual um sistema oscilatório exhibe a sua resposta máxima para uma força propulsora

periódica quando a frequência da força propulsora se iguala à frequência natural do oscilador. Quando a frequência $\omega(f)$ da força propulsora é igual à frequência natural $\omega(f)_0$ do oscilador, ocorre a ressonância."

Já quando se fala em interferência, pode-se entender que é o fenômeno que ocorre quando duas ou mais ondas se sobrepõem no espaço, resultando em uma nova onda cuja amplitude é determinada pela soma das amplitudes das ondas individuais, conforme Figura 5. No caso das ondas sonoras, a interferência pode ser construtiva, quando as ondas se somam para produzir uma amplitude maior, ou destrutiva, quando se anulam parcialmente ou totalmente.

Figura 5: Interferência construtiva e destrutiva das ondas

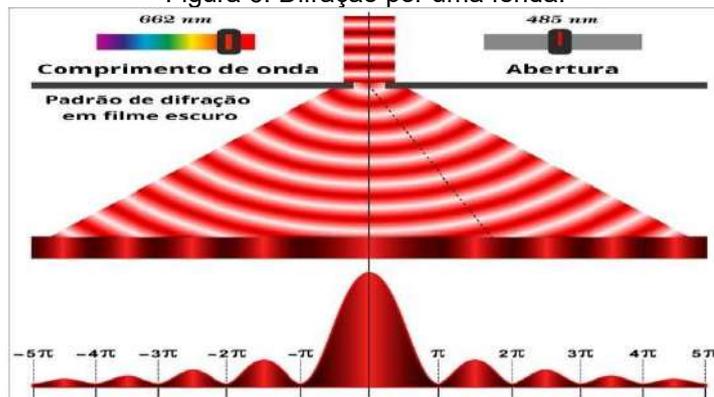


Fonte: Mundo Educação (2025), Disponível em : <
<https://mundoeducacao.uol.com.br/fisica/ondulatoria.htm>> Último acesso em: Julho 2025

Conforme (TIPLER e MOSCA 2014, p. 1488), "O fenômeno de duas ou mais ondas de mesma frequência, ou de frequências quase iguais, se sobrepondo para produzir um padrão observável de intensidade é chamado de interferência."

Por fim, sobre o conceito de difração, se refere à capacidade das ondas de contornar obstáculos ou passar por aberturas, espalhando-se e alterando sua direção de propagação, como mostra Figura 6. No caso do som, a difração permite que as ondas sonoras contornem objetos e se propaguem em torno de barreiras, o que explica, por exemplo, a capacidade de ouvir alguém falando mesmo quando há um obstáculo entre o emissor e o receptor.

Figura 6: Difração por uma fenda.



Fonte: Mundo Educação (2025), Disponível em : <
<https://mundoeducacao.uol.com.br/fisica/ondulatória.htm>> Último acesso em: Julho 2025

Conforme (HALLIDAY, RESNICK e WALKER 2013, p. 377), "a difração é a capacidade das ondas de contornar obstáculos e abrir-se ao passar por fendas, fenômeno que é mais pronunciado quando o comprimento de onda é comparável às dimensões do obstáculo ou da abertura".

3.3 Impedância sonora

A impedância sonora ou acústica é um parâmetro fundamental na propagação das ondas sonoras, pois relaciona a pressão sonora com a velocidade da partícula do meio. Em ondas sonoras planas, a variação temporal da pressão sonora acompanha exatamente a variação temporal da velocidade da partícula, sem diferença de fase entre essas duas grandezas em qualquer ponto da onda. Assim, a razão entre a pressão sonora e a velocidade da partícula mantém-se constante ao longo do tempo, caracterizando a impedância acústica característica do meio (KINSER e FREY, 1982). Entretanto, conforme mencionado por (ISTVÁN L. VÉR VÉR e BERANEK, 2005), em situações mais gerais, pode haver um desfasamento entre a pressão sonora e a velocidade volumétrica, especialmente quando há reflexões, dissipação ou variações na densidade do meio.

A impedância acústica (Z_A) pode ser definida matematicamente como a razão entre a pressão acústica média (\underline{p}_m) em uma superfície e a velocidade volumétrica (v) que atravessa essa superfície, conforme descrito por (VÉR; BERANEK, 2005):

$$Z_A = \frac{p_m}{v} \quad (3)$$

Onde:

- Z_A : impedância acústica; ($N \cdot s/m^3$)
- \underline{p}_m : pressão média acústica; (N/m^2)
- v : velocidade volumétrica. (m/s)

A impedância acústica, Z_A , tem um papel crucial na transmissão e reflexão do som em diferentes meios. Quando uma onda sonora encontra a interface entre dois materiais com impedâncias acústicas distintas, parte da onda é transmitida e outra parte é refletida. Esse fenômeno é essencial em aplicações como o isolamento acústico, o *design* de sistemas de alto-falantes e a análise de propagação sonora em dutos e tubos de ressonância (ROSSING, 2007).

3.3.1 Nível de pressão sonora

A pressão sonora (p) é definida como a variação instantânea da pressão exercida por uma onda sonora em um ponto do meio em relação à pressão atmosférica local. Conforme (KINSLER, COPPENS e SANDERS *et al.*, 2000), a pressão sonora em uma onda plana pode ser descrita por:

$$p(t) = p_0 \cos(\omega t + \phi) \quad (4)$$

Onde:

- $p(t)$ = pressão sonora instantânea (Pa);
- p_0 = amplitude da pressão sonora (Pa);
- ω = frequência angular (rad/s);
- t = tempo (s);
- ϕ = fase inicial da onda sonora.

A pressão sonora conforme descrito por (VÉR; BERANEK, 2005), é um parâmetro essencial na caracterização do comportamento acústico dos meios, sendo

frequentemente expressa em decibéis (dB), por meio da relação logarítmica entre a pressão sonora medida e a pressão de referência ($p_{ref} = 2 \times 10^{-5}$) Pa, que corresponde ao limiar da audição humana em 1 kHz:

$$L_p = 20 \log_{10}\left(\frac{p}{p_{ref}}\right) (dB) \quad (5)$$

Onde:

- L_p = nível de pressão sonora (dB);
- p = pressão sonora efetiva medida (Pa);
- p_{ref} = pressão sonora de referência (Pa).

O nível de pressão sonora é um indicador crucial para avaliar o impacto do som no ambiente e na percepção humana. Valores superiores a 85 dB podem causar danos auditivos em exposições prolongadas, enquanto níveis acima de 120 dB são considerados dolorosos para o ouvido humano (BERANEK, 2005).

Segundo (GERGES, 2000), a Figura 7 ilustra o comportamento da pressão sonora P_t em um meio fluídico sob duas condições distintas: a primeira em um estado de repouso, sem perturbações sonoras, e a segunda sob a influência de uma excitação sonora em um dado instante de tempo (t). Inicialmente, o meio apresenta uma pressão estática, correspondente à pressão ambiente. Após a introdução de uma fonte de ruído, surge uma componente variável superposta à pressão ambiente P_a , denominada pressão acústica $P(t)$.

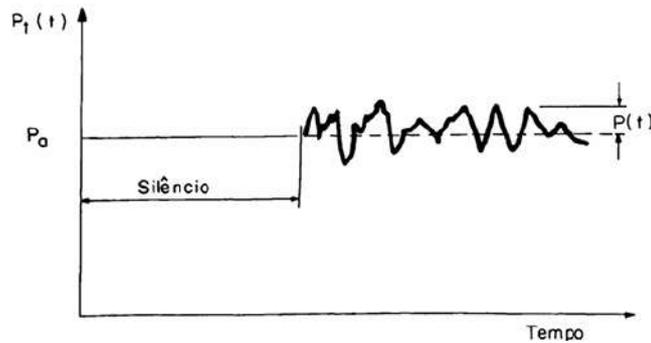
Assim, a pressão total no meio passa a ser descrita como a soma da pressão estática com a pressão acústica induzida, conforme expresso na equação a seguir:

$$P_t(t) = P(t) + P_a \quad (6)$$

De acordo com (GERGES 2000), a propagação das ondas sonoras no meio não implica em deslocamento permanente de moléculas, mas sim na transferência de energia. A Figura 7 acima adicionado ilustra precisamente esse conceito,

demonstrando como a pressão sonora oscila em torno da pressão atmosférica estática sem haver um deslocamento contínuo de matéria.

Figura 7 Ambiente excitado por uma fonte qualquer a um dado instante (t)



Fonte: Gerges, Samir (2000)

Uma analogia apresentada no livro para entender esse fenômeno é a de uma rolha flutuando na superfície da água: as ondas se propagam, mas a rolha apenas sobe e desce, sem ser transportada ao longo do meio. Esse comportamento é fundamental para compreender a natureza das ondas sonoras e a forma como elas interagem com o ambiente.

Além disso, a Figura 7 reforça a ideia de que pequenas variações na pressão acústica podem resultar em níveis de ruído desconfortáveis. Conforme mencionado por (GERGES 2000), uma variação de apenas 10^{-1} milibar já pode ser percebida como um ruído intenso, enquanto pressões da ordem de 2×10^{-7} milibar podem ser detectadas pelo ouvido humano, desde que estejam na faixa de maior sensibilidade auditiva (1.000 Hz a 4.000 Hz).

Por fim, a Figura 7 também serve como base para discutir estratégias de controle de ruído. Para este caso se destaca que a eficiência acústica das máquinas – a fração da potência mecânica ou elétrica que se converte em som – é extremamente baixa, variando entre $10^{-2} \%$ e $10^{-3} \%$. Reduzir o ruído na fonte envolve minimizar essa eficiência, mas quando isso não é viável, as soluções passam pelo isolamento e absorção do som entre a fonte e o receptor.

3.5 Propagação de ondas em duto

A propagação de ondas sonoras em dutos é um tema amplamente estudado na acústica, pois tem aplicações em diversas áreas, como engenharia automotiva,

aeroespacial, ventilação, e projetos de sistemas de exaustão e admissão de motores. Em um duto reto, as ondas sonoras se propagam longitudinalmente, interagindo com as paredes do duto, podendo sofrer reflexões e absorção dependendo das condições de contorno e do material do duto (MORSE & INGARD, 1986).

A equação diferencial que rege a pressão acústica $p(x, t)$ em função da posição x e o tempo t é dada por:

$$\frac{\partial^2 p(x, t)}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p(x, t)}{\partial t^2} \quad (7)$$

Onde:

- $p(x, t)$ é a pressão acústica (Pa);
- c é a velocidade do som no ar (m/s).

A solução da equação da onda pode ser obtida pelo método de separação de variáveis, assumindo uma solução é do tipo:

$$p(x, t) = X(x) T(t) \quad (8)$$

Substituindo essa expressão na equação diferencial original e separando as variáveis, obtêm-se duas equações ordinárias independentes, associadas à dependência espacial e temporal, respectivamente, obtemos:

$$T(t) \frac{d^2 X}{dx^2} = \frac{1}{c^2} X(x) \frac{d^2 T}{dt^2} \quad (9)$$

Dividindo ambos os lados por $X(x) T(t)$:

$$\frac{1}{X(x)} \frac{d^2 X}{dx^2} = \frac{1}{c^2 T(t)} \frac{d^2 T}{dt^2} \quad (10)$$

Como o lado esquerdo depende apenas de x e o direito apenas de t , ambos devem ser iguais a uma constante (considerando, $-k^2$), com isso, obtemos:

$$\frac{1}{X(x)} \frac{d^2X}{dx^2} = -k^2, \quad \frac{1}{c^2T(t)} \frac{d^2T}{dt^2} = -k^2 \quad (11)$$

Resolvendo as equações diferenciais ordinárias (11) resultantes, teremos:

Parte espacial:

$$\frac{d^2X}{dx^2} + k^2X = 0, \quad (12)$$

cuja a solução geral é:

$$X(x) = C_1 \sin(kx) + C_2 \cos(kx) \quad (13)$$

Parte temporal:

$$\frac{d^2T}{dt^2} + \omega^2 = 0, \text{ (onde } \omega = kc \text{)} \quad (14)$$

cuja a solução geral é:

$$T(t) = D_1 \cos(\omega t) + D_2 \sin(\omega t) \quad (15)$$

A solução geral pode ser escrita como:

$$p(x, t) = (C_1 \sin(kx) + C_2 \cos(kx))(D_1 \cos(\omega t) + D_2 \sin(\omega t)) \quad (16)$$

Onde:

- $k = \frac{2\pi}{\lambda}$ é o número de onda (rad/m);

- $\omega = 2\pi f$ é a frequência angular (rad/s);
- λ é o comprimento de onda (m);
- f é a frequência da onda (Hz).

Sendo as constantes C_1, C_2, D_1, D_2 são determinadas pelas condições iniciais e de contorno (ex.: pressão inicial, velocidade da onda, extremidades fixas/livres).

No entanto, quando há uma curva no duto, a propagação das ondas é alterada devido à mudança na geometria e ao surgimento de efeitos como reflexão parcial, difração e conversão modal (MUNJAL, 2013). Esse fenômeno ocorre porque, ao encontrar uma curva, parte da energia da onda sonora é refletida de volta no duto e outra parte é convertida em diferentes modos de propagação. Dependendo do raio de curvatura e da frequência da onda, podem surgir modos transversais que influenciam a atenuação e a dispersão do som.

3.6 Influência da Curva na Propagação Sonora

A presença de curvas pode gerar efeitos como:

1. Reflexão e Transmissão Parcial: Parte da onda incidente pode ser refletida ao encontrar uma curva acentuada, enquanto outra parte segue adiante, mas com alteração na sua amplitude e fase (MUNJAL, 2013).
2. Conversão Modal: Em frequências mais altas, a curva pode gerar modos de propagação adicionais, tornando a distribuição da pressão sonora mais complexa dentro do duto (MORSE & INGARD, 1986).
3. Atenuação e Perda de Energia: Dependendo do ângulo da curva e da rugosidade interna do duto, há dissipação de energia sonora, que pode ser intensificada pela fricção com as paredes (ROSS, 2014).

A análise da propagação em dutos curvados pode ser realizada por meio da equação da onda em coordenadas cilíndricas, levando em conta as condições de contorno e as mudanças na seção transversal do duto. Estudos experimentais e simulações computacionais, como os realizados no *software ANSYS® Student*, permite prever a distribuição da pressão sonora e otimizar o *design* dos dutos para reduzir ruído e aumentar a eficiência acústica do sistema (KUTTRUFF, 2007).

Segundo (ARFKEN, 2012), a formulação da equação da onda em sistemas coordenados curvilíneos, como o sistema cilíndrico (ρ, φ, z) , exige a utilização do operador Laplaciano adaptado à geometria do problema.

A equação da onda clássica em três dimensões é dada por:

$$\nabla^2 \psi - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} = 0 \quad (17)$$

Onde:

- ∇^2 é o operador Laplaciano;
- ψ é a função de onda;
- c é a velocidade de propagação da onda;
- t é o tempo.

Assumindo que o duto curvado com simetria axial, é natural usar coordenadas (ρ, φ, z) , onde:

- ρ é a direção radial (distância do eixo central);
- φ é o ângulo azimutal;
- z é a coordenada axial ao longo do duto.

Assumindo harmônico no tempo $p(\rho, \varphi, z, t) = \hat{p}(\rho, \varphi, z)e^{i\omega t}$, a equação de onda se reduz à equação de Helmholtz:

No sistema de coordenadas cilíndricas, o Laplaciano assume a forma:

$$\nabla^2 \psi = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\rho \frac{\partial \psi}{\partial \rho} \right) + \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} \quad (18)$$

Aplicando separação de variáveis $(\rho, \varphi, z) = (R(\rho), \theta(\varphi), Z(z))$, obtemos:

$$\frac{1}{\rho R} \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\rho \frac{\partial \psi}{\partial \rho} \right) + \frac{1}{\rho^2 \theta} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \varphi^2} + \frac{1}{Z} \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} + k^2 = 0 \quad (19)$$

Cada termo deve ser constante:

1. Solução em z : $\frac{1}{z} \frac{\partial^2 z}{\partial z^2} = -k_z^2 \Rightarrow Z(z) = e^{\pm ik_z z}$.
2. Solução em θ : $\frac{1}{z} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \varphi^2} = -m^2 \Rightarrow \theta(\varphi) = e^{\pm im\theta}$.
3. Solução radial: Substituindo os termos acima, a equação $R(\rho)$, torna-se

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\rho \frac{\partial \psi}{\partial \rho} \right) + \left(k_\rho^2 - \frac{m^2}{\rho^2} \right) R = 0 \quad (20)$$

onde $k_\rho^2 = k^2 - k_z^2$. Esta é a equação de Bessel de ordem m . Suas soluções são:

- Funções de Bessel do primeiro tipo $J_m(k_\rho \rho)$ (finitas em $\rho = 0$),
- Funções de Bessel do primeiro tipo $Y_m(k_\rho \rho)$ (singular em $\rho = 0$),

Essa formulação é particularmente útil para sistemas com simetria axial, como é o caso do duto analisado neste trabalho, permitindo a resolução da equação por métodos de separação de variáveis, conduzindo à equação de Helmholtz e, posteriormente, às soluções em termos das funções de Bessel.

3.7 Ressonador

Um ressonador acústico é um dispositivo projetado para responder seletivamente a certas frequências sonoras, amplificando ou atenuando ondas acústicas com base em suas frequências naturais de ressonância. Esses dispositivos funcionam a partir do princípio da ressonância, no qual um sistema oscila com maior amplitude quando excitado por uma frequência específica.

O controle acústico por meio de ressonadores pode ser classificado em duas abordagens principais: Controle passivo e controle ativo.

3.7.1 Controle Passivo (Ressonadores Passivos)

O controle passivo atua de forma natural, absorvendo ou refletindo ondas sonoras sem necessidade de energia externa ou sensores. Essa categoria inclui:

- Ressonadores de Helmholtz

- Ressonadores de $\frac{1}{4}$ de onda
- Materiais absorventes (espumas acústicas, lã de rocha)

Esses sistemas são ajustados para atenuar frequências específicas, sendo eficazes principalmente em faixas de baixa frequência. O desempenho está diretamente ligado à geometria do sistema (volume, comprimento, diâmetro do pescoço, etc.).

Segundo (MUNJAL, 2013, p. 119), “os ressonadores passivos são projetados para atenuar componentes acústicos específicos por meio da dissipação de energia sonora em estruturas ressonantes, sem o uso de controle eletrônico”.

Vantagens para ressonadores passivos:

- Baixo custo
- Manutenção mínima
- Robustos e confiáveis

Desvantagens para ressonadores passivos:

- Faixa estreita de atuação
- Ajustes requerem modificação física

3.7.2 Controle Ativo (Ressonadores Ativos)

O controle ativo de ruído (Active Noise Control - ANC) utiliza fontes sonoras secundárias, sensores e atuadores, baseando-se em algoritmos para gerar ondas sonoras de fase oposta à onda indesejada, causando interferência destrutiva.

- É usado, por exemplo, em:
 - Fones de ouvido com cancelamento de ruído
 - Dutos de ventilação industriais
 - Sistemas de escapamento automotivos avançados

Um ressonador ativo normalmente inclui:

- Sensor acústico (microfone)
- Controlador digital
- Alto-falante ou atuador que gera a contra-onda

“Sistemas ativos utilizam dispositivos eletroacústicos e algoritmos de controle adaptativo para reduzir o som indesejado em tempo real, ajustando-se automaticamente às mudanças no ambiente” (KUO e MORGAN, 1996, p. 5).

Vantagens para ressonadores ativos:

- Controle dinâmico e adaptativo
- Atua em faixa larga de frequências
- Pode ser ajustado em tempo real.

Desvantagens para ressonadores ativos:

- Custo elevado
- Necessidade de energia elétrica e eletrônica de controle
- Menor robustez em ambientes agressivos

3.8 Ressonador de Helmholtz

O ressonador de Helmholtz é um dispositivo que pode ser modelado como um sistema massa-mola acústico. Em sua forma mais simples, é composto por uma cavidade de volume V conectada a um pescoço de área transversal A e comprimento efetivo L_{eff} .

Fisicamente, o pescoço do ressonador contém uma massa de ar que oscila, enquanto o volume de ar na cavidade atua como uma mola, comprimindo e expandindo durante o movimento. Esta analogia permite modelar o ressonador como um oscilador harmônico simples.

O Ressonador de Helmholtz (RH) é utilizado para atenuação de ruídos em estreitas faixas de frequência, aplicando em tubulações, admissões de ar, sistemas de motores a jato, sistemas de motores a combustão interna, escapes entre outros.

Os RH são amplamente aplicados no controle de vibrações acústicas, em sistemas de descargas de compressores e na construção de sistemas de ventilação industrial, com o objetivo de atenuar a propagação sonora (HOWARD *et al.*, 2005). Além disso, estudos demonstraram a aplicação dos RHs em conjuntos com ressonadores de quarto de onda na concepção de silenciadores reativos para estações de energia (HOWARD; CAZZOLATO, 2014). Mais recentemente, RH foram empregados na redução de ruídos em veículos espaciais (LEAV *et al.*, 2015; ESTEVE; JOHNSON, 2005). Com a necessidade de mudanças, vários pesquisadores vêm

fazendo variações de geometria para melhores aplicações, com objetivo de aumentar a eficiência e faixa de utilização.

A atenuação do som nos silenciadores reativos ocorre por meio de mecanismos de reflexão, que são gerados pelas mudanças na impedância acústica ao longo do sistema. O desenvolvimento desses silenciadores pode seguir dois princípios principais: o uso de ressonadores, como o de Helmholtz ou ressonadores do tipo tubo, e o conceito de câmaras de expansão.

No caso dos ressonadores ajustáveis, o ressonador de Helmholtz é mais eficiente em frequências específicas e não tem impacto significativo em uma ampla faixa de frequências. Por isso, seu projeto deve ser direcionado para atender a frequências específicas onde é necessário maior controle ou redução de ruído. Em algumas situações, filtros compostos por vários ressonadores com dimensões variadas são utilizados para cobrir uma faixa de frequências específica.

3.8.1 Modelo para cálculo matemático do ressonador de Helmholtz

Conforme (MORSE & INGARD, 1986), podemos fazer associar a equação fundamental de um sistema massa - mola de um grau de liberdade, onde temos:

$$m\ddot{x} + C\dot{x} + kx = f(t) \quad (21)$$

Considerando o amortecimento zero, temos:

$$m\ddot{x} + \cancel{C\dot{x}} + kx = \cancel{f(t)} \quad (22)$$

Ficando assim:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (23)$$

A massa acústica associada ao pescoço é dada por:

$$m_a = \rho L_{eff} A \quad (24)$$

Onde:

- ρ é a densidade do ar (kg/m^3);
- L_{eff} é o comprimento efetivo do pescoço, considerando correção de borda (m);
- A é a área da seção transversal do pescoço (m^2).

Para o cálculo da frequência de ressonância, foi utilizada a correção do comprimento efetivo do pescoço do ressonador, que é dada por:

$$L_{eff} = l + 0,3 * D \quad (25)$$

Onde:

- l é o comprimento real do pescoço em (m);
- D é o diâmetro do pescoço em (m).

A rigidez acústica (constante elástica) é determinada pela compressibilidade do volume de ar na cavidade:

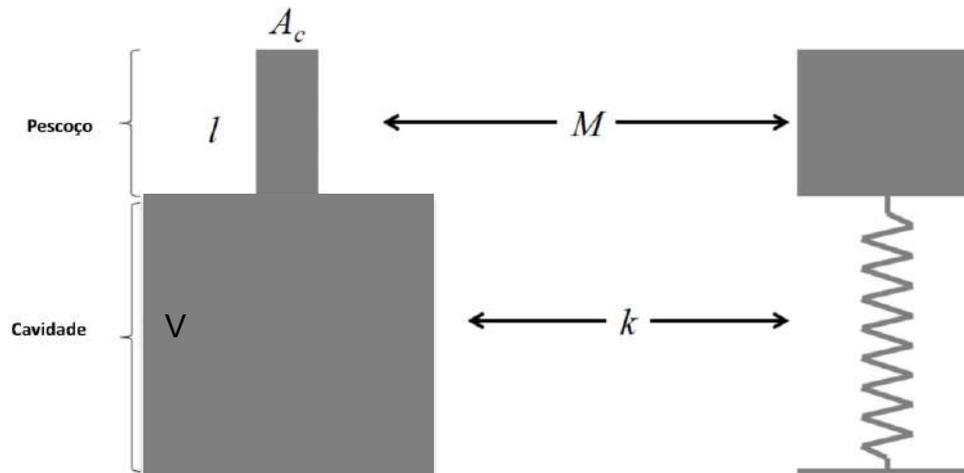
$$k_a = \gamma \frac{P_0 A^2}{V} \quad (26)$$

Onde:

- γ é o coeficiente adiabático do ar (cerca de 1,4 para o ar);
- P_0 é a pressão atmosférica de equilíbrio (Pa);
- V é o volume da cavidade (m^3);
- A é a área da seção transversal do pescoço (m^2).

A demonstração de comparação entre o sistema massa-mola e o ressonador de Helmholtz, pode ser observada conforme Figura 8.

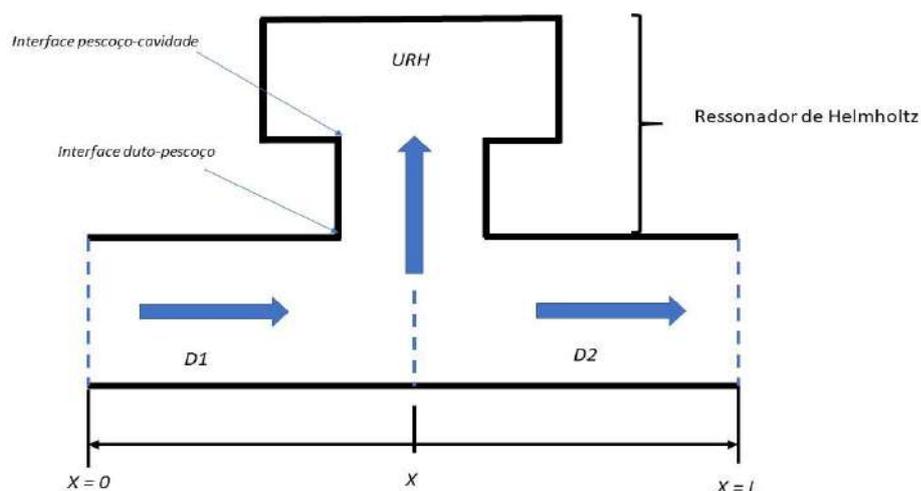
Figura 8: Ressonador de Helmholtz comparação com sistema Massa Mola



Fonte: *Music Acoustics*, Disponível em: < <https://newt.phys.unsw.edu.au/jw/Helmholtz.html> > (adaptado) (2025)

O modelo do ressonador foi baseado conforme célula unitária de um duto acústico acoplado a um RH, o modelo utilizado foi aplicado com adaptação do (SINGH *et al.*, 2008). Este modelo vai consistir na variação de três elementos essenciais, que são eles: Elemento D1 - parte do duto antes do RH; Elemento D2 - o próprio ressonador de Helmholtz; Elemento D3 - parte do duto após o RH, conforme mostra a Figura 9.

Figura 9 Célula Unitária de um Ressonador de Helmholtz



Fonte: Adaptado de SINGH

Utilizando a relação da frequência natural de um sistema massa - mola:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_a}{m_a}} \quad (27)$$

e substituindo as expressões de m_a e k_a , obtemos a frequência angular natural do ressonador:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\gamma P_0 A}{\rho V L_{eff}}} \quad (28)$$

Para a frequência em Hertz, temos:

$$f = \frac{\omega_0}{2\pi} \quad (29)$$

Se considerarmos que a velocidade do som no meio é:

$$c = \sqrt{\frac{\gamma P_0}{\rho}} \quad (30)$$

Para o cálculo da frequência de ressonância do ressonador de Helmholtz foi levado em consideração o volume do ressonador e o comprimento efetivo do pescoço que foi dado por (RAYLEIGH *et al.*, 1916)(LI *et al.*, 2016):

$$f_{HR} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi r^2}{L_{eff} V}} \quad (31)$$

Onde:

- c - é a velocidade do som;
- r - é o raio do pescoço;

- L_{eff} - Comprimento efetivo do pescoço;
- V - Volume do ressonador;
- f_{HR} - Frequência do Ressonador de Helmholtz.

3.9 Coleta de dados

Para a aquisição dos dados relacionados às vibrações geradas nos ensaios experimentais, foi realizada uma análise comparativa entre diferentes sensores disponíveis comercialmente, como sensores piezoelétricos, sensores de pressão e diversos modelos de acelerômetros. Apesar de inicialmente considerar o uso de pastilhas piezoelétricas, optou-se pela utilização do sensor acelerômetro MPU6050, em razão de sua viabilidade técnica, compatibilidade com a plataforma Arduino® Uno e principalmente pelo seu baixo custo, se comparado a equipamentos comerciais como vibrômetros industriais.

Os dados de vibração foram obtidos em diferentes pontos do duto experimental, sob diversas condições de excitação, com o objetivo de captar variações de amplitude e frequência. Posteriormente, esses dados foram processados em ambiente Python®, utilizando bibliotecas específicas para análise de sinais, como *NumPy* e *Matplotlib*, e algoritmos de Transformada Rápida de Fourier (FFT), visando a validação dos valores de frequência observados na análise modal.

3.9.1 *Arduino UNO R3*

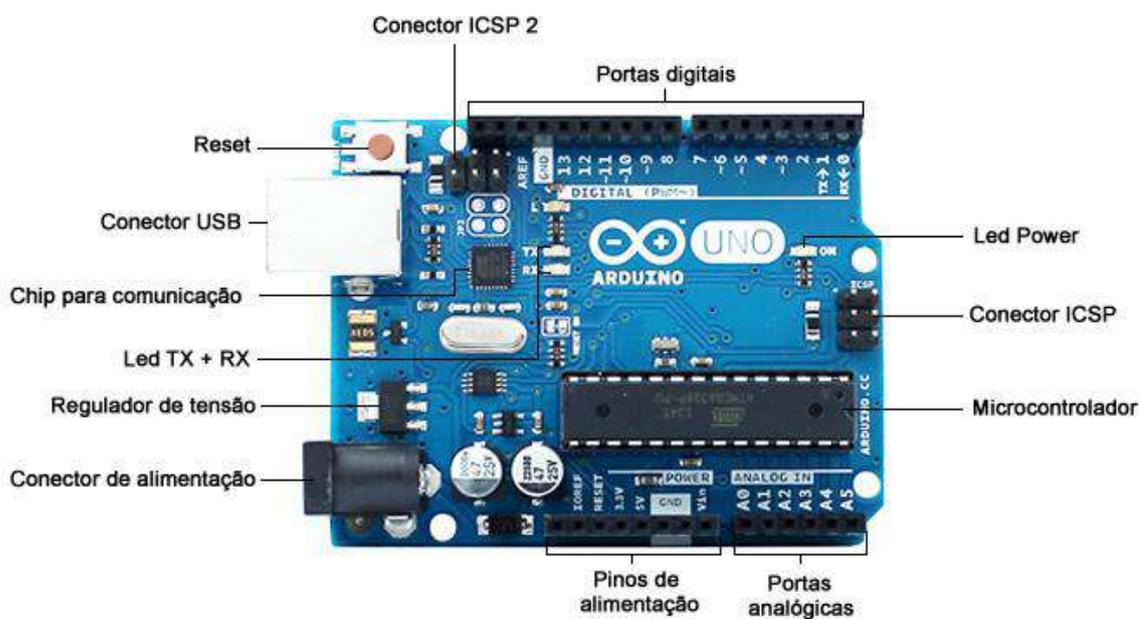
O *Arduino® UNO R3* é uma plataforma de prototipagem eletrônica amplamente difundida no meio acadêmico e industrial, notadamente pela sua simplicidade de uso, vasta documentação técnica disponível e flexibilidade em aplicações de automação, instrumentação e robótica.

O *Arduino UNO R3* é uma das placas microcontroladoras mais amplamente utilizadas no desenvolvimento de projetos de automação e instrumentação. Baseada no microcontrolador ATmega328P, a placa conta com 14 pinos digitais de entrada/saída (dos quais 6 podem operar como saídas PWM), 6 entradas analógicas, um ressonador cerâmico de 16 MHz, além de interfaces de conexão como USB, conector de alimentação externa, conector ICSP (*In-Circuit Serial Programming*) e botão de reset. Essas características tornam a plataforma adequada para uma ampla

variedade de aplicações, desde sistemas embarcados até projetos acadêmicos de aquisição e controle de dados.

A placa oferece total suporte ao microcontrolador embarcado, permitindo que o usuário inicie seus projetos apenas conectando o sistema a um computador via cabo USB ou utilizando uma fonte de alimentação externa, como baterias ou adaptadores CA-CC. Uma de suas principais vantagens está na robustez e simplicidade de operação: mesmo em caso de falhas, é possível substituir o chip principal com facilidade e baixo custo, retomando rapidamente o funcionamento do sistema, observar Figura 10.

Figura 10: Placa de *Arduíno Uno R3*

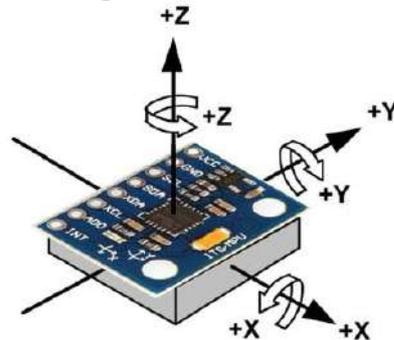


Fonte: Usinainfo (2025)

3.9.2 Módulo Acelerômetro MPU 6050

O MPU6050, conforme Figura 11, é um módulo integrado que combina um acelerômetro triaxial e um giroscópio triaxial, permitindo a medição simultânea da aceleração linear e da velocidade angular em três eixos (X, Y, Z). Esse sensor é amplamente utilizado em aplicações embarcadas, como smartphones, drones e sistemas de navegação, devido à sua alta sensibilidade e baixo custo.

Figura 11: MPU6050



Fonte: CASTRO, Leandro; Arduinomega (2021) Disponível em: < <https://blog.arduinomega.com/5-passos-para-utilizar-o-sensor-de-inclinacao-giroscopio/> > Último acesso: Julho de 2025

O MPU6050 se comunica com microcontroladores via protocolo I2C, utilizando apenas duas linhas: SDA (dados) e SCL (*clock*). Ele possui um buffer interno de 1024 bytes, onde os dados coletados são armazenados temporariamente até serem lidos. Quando uma nova medição é registrada, o sensor emite um sinal de interrupção pelo pino INT, informando que os dados estão prontos para leitura.

Além disso, o sensor permite a alteração do seu endereço I2C padrão (0x68) para 0x69 por meio do pino AD0, possibilitando a conexão simultânea de dois módulos MPU6050 no mesmo barramento I2C sem conflitos de endereço.

Do ponto de vista elétrico, os pinos de comunicação do módulo operam com tensão máxima de 3,46V, embora o terminal Vcc aceite 5V, já que o sensor possui um regulador interno de tensão. É importante, portanto, garantir compatibilidade de níveis lógicos com a placa microcontroladora utilizada, como o *Arduino Uno*.

Internamente, sensores como o MPU6050 utilizam princípios piezoelétricos para a detecção de aceleração. No caso dos acelerômetros piezoelétricos, um cristal sofre deformação quando submetido a uma força, gerando uma carga elétrica proporcional à aceleração, conforme descrito pelas leis de Newton ($F = m \cdot a$). Esse sinal é então convertido eletronicamente e disponibilizado como dado digital ao sistema de leitura.

Tabela 1: Principais especificações técnicas do sensor MPU6050.

Sensor	Descrição
<p style="text-align: center;">Giroscópio</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Saídas digitais X, Y, Z, com faixas programáveis: 250, 500, 1000 e 2000°/segundos. - Conversores ADC de 16 bits para amostragem das variações 3. angulares. - Filtro “passa-baixa” programável. - Corrente de operação: 3,6 mA. - Corrente em <i>Standby</i>: 5 μA.
<p style="text-align: center;">Acelerômetro</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Saídas digitais X, Y, Z, com faixas programáveis: 2 g, 4 g, 8 g e 16 g. 2. Conversores ADC de 16 bits para amostragem simultânea dos 3 eixos. 3. Detecção de orientação e sinal. 4. Corrente de operação: 500 μA. 5. Corrente no modo <i>Low Power</i>: 10 μA a 1,25 Hz, 20 μA a 5 Hz, 60 μA a 20 Hz, 110 μA a 40 Hz.
<p style="text-align: center;">6. Informação adicionais</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Interface I2C auxiliar para leitura de dados de sensores externos (ex. magnetômetro) 2. Recurso <i>MotionFusion</i> utilizando o <i>Digital Motion Processing</i> (DMP) e um magnetômetro externo. Com suporte com suporte à tecnologia 3D <i>MotionProcessing</i> e processamento de algoritmos de reconhecimento de gestos.

	<ol style="list-style-type: none"> 3. Consumo nominal de 3,9 μA, quando sensores e processador DMP estão desabilitados. 4. <i>Buffer</i> de 1024 <i>bytes</i> para armazenamento dos dados de leitura dos sensores, útil principalmente, no modo de baixo consumo de energia. 5. Filtros digitais programáveis para todos os sensores. 6. <i>Fast Mode</i> I2C de 400 kHz, para comunicação com todos os registradores. 7. Faixa de tensão VDD, entre 2,375 V e 3,46 V.
--	---

Fonte: Datasheet MPU6050

3.9.3 Anemômetro

O anemômetro é um instrumento utilizado para medir a velocidade do vento ou do ar em escoamento. Ele opera com base em diferentes princípios, sendo os mais comuns os modelos de conchas, térmicos e de hélice. Para medições em dutos e ambientes controlados, o anemômetro de hélice ou digital é frequentemente utilizado por apresentar resposta rápida e boa precisão.

Segundo (ÇENGEL E CIMBALA, 2014), a medição da velocidade do ar em sistemas de ventilação é essencial para cálculos de perda de carga, vazão e dimensionamento de componentes. A leitura pontual da velocidade permite, por exemplo, a aplicação da equação de Bernoulli em sistemas com diferença de pressão entre a entrada e saída do fluxo.

Para a realização do ensaio de perda de carga no sistema de ventilação, foi utilizado um anemômetro digital modelo ITPM 600, conforme Figura 12, responsável por medir a velocidade do escoamento de ar na entrada e na saída do duto. Esses dados foram fundamentais para avaliar a diferença de pressão e, conseqüentemente, estimar as perdas associadas à geometria interna do duto curvo, com e sem a

presença do ressonador. O equipamento permite medições instantâneas de velocidade e foi posicionado estrategicamente nos pontos de análise ao longo do duto.

Figura 12: ITPM 600



Fonte: Autor

3.9.4 Decibelímetro (Medidor de Nível de Pressão Sonora)

O decibelímetro é o equipamento responsável pela medição do nível de pressão sonora (NPS), expresso em decibéis (dB). Ele opera com base em um microfone sensível que converte as variações da pressão acústica em sinais elétricos, os quais são processados e exibidos em escala logarítmica relativa a uma pressão de referência de 2×10^{-5} Pa (limiar da audição humana em 1 kHz).

De acordo com (GERGES 2000), o decibelímetro é uma ferramenta indispensável na engenharia acústica, permitindo avaliar o impacto sonoro de máquinas e sistemas e comparar os níveis obtidos com os limites estabelecidos por normas técnicas, como a NR-15 e a ABNT NBR 10151.

Para os ensaios deste trabalho, foram utilizados dois modelos distintos de decibelímetro para permitir a coleta simultânea em diferentes pontos do duto: o modelo ITMP 600,

Figura 12: ITPM 600, posicionado próximo à fonte sonora na entrada do sistema, e o modelo DEC-490 Figura 13, alocado na região da curva do duto, local de interesse acústico. Essa configuração possibilitou a comparação direta dos níveis de pressão sonora antes e depois da propagação pelo sistema, com e sem a presença do ressonador de Helmholtz.

Figura 13:DEC-490



Fonte: autor

4 METODOLOGIA

O presente capítulo descreve a metodologia aplicada para estudar a influência e a atenuação do ruído gerado na curvatura de um duto de alumínio, utilizando simulações computacionais, testes experimentais e a aplicação de um ressonador de Helmholtz. A metodologia foi dividida em sete etapas principais, descritas a seguir:

4.1. Simulação Computacional da Estrutura

Na etapa de simulação computacional, a modelagem da estrutura do duto com curvatura foi realizada utilizando o *software ANSYS® Student*, adotando-se condições de contorno do tipo fixa-fixa em ambas as extremidades da tubulação e no centro. O objetivo central foi executar uma análise modal, variando parametricamente o comprimento do duto de 0,5 m a 2,0 m, com incrementos de 0,5 m, a fim de identificar os comprimentos que apresentavam maiores influências vibracionais na região da curva.

Para a discretização do modelo tridimensional, foi empregada uma malha do tipo hexaédrica (retangular), gerada automaticamente pelo *software* com ajustes manuais de refinamento conforme a geometria de cada configuração. A qualidade e uniformidade da malha foram avaliadas por meio de inspeção visual, além da verificação de critérios de convergência, mantendo-se a consistência nos padrões de elementos e evitando distorções geométricas excessivas.

- Tipo de Elemento: *SOLID186*
- Nós: 20 nós (elemento quadrático 3D)
- Tipo de formulação: *KEYOPT(2)=0* (formulação padrão com deslocamento completo)
- Aplicações: análises estruturais estáticas, modais, térmicas e não lineares.

A escolha deste elemento se justifica por sua precisão na representação de tensões e deslocamentos, sobretudo em peças com geometria complexa, como é o caso da curva do duto. Assim, a simulação modal pôde capturar de forma fidedigna os modos de vibração da estrutura e suas respectivas frequências naturais, permitindo

a avaliação crítica dos comprimentos mais propensos a gerar ressonância acústica na região de interesse.

O SOLID186 é um elemento finito tridimensional de alta ordem, com formato hexaédrico (8 lados) e 20 nós, utilizado no *software ANSYS®* para modelagem estrutural com elevada precisão. Esse elemento possui formulação quadrática, o que significa que é capaz de representar curvaturas e gradientes de deformação com maior exatidão em relação aos elementos lineares. Ele é particularmente adequado para análises que envolvem:

- Geometrias curvas ou complexas, como dutos com cotovelos;
- Modos vibracionais (análises modais), análises estáticas e não lineares;
- Simulações que exigem precisão nos resultados de deslocamento e tensão.

A configuração adotada para a simulação foi a padrão do *ANSYS®*, com a *KEYOPT(2)=0*, ou seja, com formulação de deslocamento completo, permitindo capturar com fidelidade o comportamento dinâmico da estrutura.

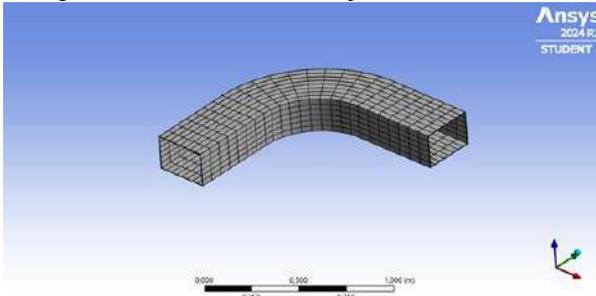
A quantidade de nós e elementos finitos gerados para cada comprimento do duto foi a seguinte, conforme Tabela 2:

Tabela 2 Tabela de números de nós e elementos da malha da simulação

Comprimento do Duto (m)	Número de Nós	Número de Elementos
0,5	4919	744
1,0	5513	1525
1,5	4386	1188
2,0	4544	1232

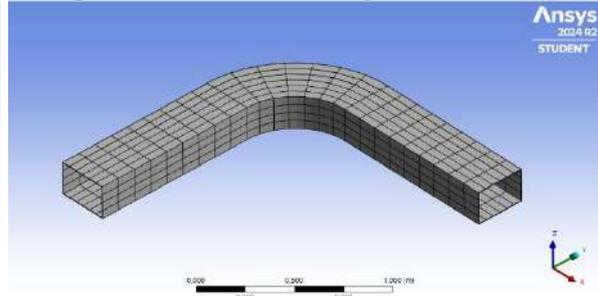
Onde se pode observar as malhas construídas do duto, mostrando a disposição dos nós e dos elementos das configurações das simulações computacionais realizadas no *Software ANSYS Student*, conforme Figura 14, Figura 15, Figura 16 e Figura 17.

Figura 14 Malha da tubulação com 0,5 metros



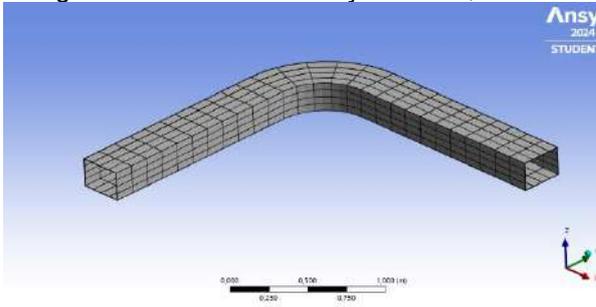
Fonte: Autor – Ansys student

Figura 15 Malha da tubulação com 1 metros



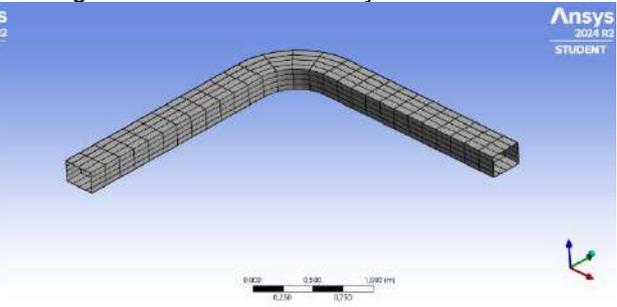
Fonte: Autor – Ansys student

Figura 16 Malha da tubulação com 1,5 metros



Fonte: Autor – Ansys student

Figura 17 Malha da tubulação com 2 metros



Fonte: Autor – Ansys student

Apesar da variação sistemática do comprimento da tubulação nos modelos simulados, foi observada uma discrepância na quantidade de elementos e nós gerados, notadamente no modelo com 1,0 metro de comprimento, que apresentou o maior número de elementos (5513) e nós (1525) entre os casos analisados. Essa inconsistência pode ser justificada pelo algoritmo adaptativo de malhagem do ANSYS® Student, que emprega critérios internos baseados em métricas de qualidade dos elementos, como *skewness*¹, *aspect ratio*², *warping*³ e curvatura local. Tais parâmetros influenciam diretamente a discretização, principalmente em regiões onde há variação de geometria, interfaces de contato ou superfícies curvas, mesmo que a geometria global seja simplificada. Dessa forma, o refinamento automático pode gerar

¹ **Skewness:** Métrica que avalia o desvio angular de um elemento em relação à sua forma ideal. Em malhas 2D ou 3D, valores elevados de skewness indicam distorção, o que pode comprometer a precisão numérica da simulação.

² **Aspect ratio:** Relação entre as dimensões longitudinais de um elemento (comprimento/altura ou comprimento/largura). Um aspect ratio muito alto (elementos muito alongados) pode levar a instabilidades ou erros de interpolação na análise.

³ **Warping:** Mede a torção entre os planos das faces de um elemento, principalmente em elementos quadriláteros ou hexaédricos. Quanto maior o warping, maior a deformação geométrica do elemento em relação ao plano ideal.

malhas mais densas em trechos específicos para atender às exigências de precisão da análise modal, garantindo a fidelidade na identificação dos modos de vibração e suas respectivas frequências naturais. Ressalta-se que todas as malhas apresentaram homogeneidade visual e adequada qualidade numérica, assegurando a convergência e confiabilidade dos resultados computacionais.

4.2. Confeção do Protótipo Experimental

Com base nas análises realizadas, foi escolhida a configuração geométrica correspondente à frequência de maior interesse em termos de acoplamento acústico e dimensão que se adequasse ao ambiente de estudo, o laboratório de controle e vibração do IFPB. A partir disso, foi desenvolvido o projeto técnico conforme **APÊNDICE A** e, em seguida, confeccionado o protótipo do duto em chapa de alumínio. As dimensões finais foram compatíveis com os parâmetros adotados na simulação computacional. A Figura 18, representa a planificação da chapa e os traçados para confecção do duto e da curva, e a união feita com rebite.

Figura 18 Chapa plana de confecção do duto



Fonte: Autor – Laboratório de vibrações

Com os cortes da chapa nas dimensões de 1500mm, 936mm para fazer as partes retas do duto, para traçar a curva, foi feito o esboço do raio maior e raio menor baseado no desenho técnico conforme a Figura 19.

Figura 19 Chapa plana de confecção da curva



Fonte: Autor – Laboratório de vibrações

Após o corte da chapa, foi realizado a dobra na chapa de alumínio, conformando assim o duto com perfil retangular de 200mm x 260mm com espessura de 1,5 mm. Duto foi confeccionado com base na simulação de análise modal, de forma que a curva tenha maior influência de deformação. Foi escolhido o comprimento de 1,5 metros, conforme Figura 20 e Figura 21, e a forma de união foi com o uso de rebite Figura 22.

Figura 20 Duto antes da junção com a curva – seção transversal.



Fonte: autor

Figura 21 Duto antes da junção com a curva – seção lateral.



Fonte: autor

Figura 22 Rebitagem do duto



Fonte: autor

Após a rebiteagem da parte reta do duto, foi construído a secção curvada. A curva teve um raio externo de 656 mm e o raio interno de 357 mm, foi realizada a junção da parte superior e inferior com as laterais, formando assim uma curva suavizada como planejado, conforme a Figura 23.

Figura 23 Confeccção da curva



Fonte: Autor

Após a confecção de todas as partes, foi realizado a união utilizando Fita adesiva Silver Tape e para vedação utilizado a cola de silicone Unipega Acético, para fixação das partes, como pode se observar na Figura 24.

Figura 24 Duto antes da fixação das partes - Curva e Parte reta



Fonte: Autor

4.3 Fonte emissora

Para a emissão do sinal sonoro necessário à realização dos ensaios, foi utilizada uma fonte acústica do tipo alto-falante *full range*, com 4 polegadas de diâmetro e potência RMS de 30 W, da marca *Importz*. Por ser *full range*, o dispositivo é capaz de cobrir uma faixa ampla de frequências, possibilitando a análise da resposta do duto em diferentes condições de excitação sonora.

O alto-falante, Figura 25, foi posicionado na entrada do duto curvo e acoplado de forma a garantir a propagação eficiente das ondas sonoras para o interior do sistema. O que favorece sua utilização em testes laboratoriais de baixo custo.

Figura 25: Alto Falante Utilizado



Fonte: Autor

4.4 Instrumentos de Medição e Aparelho utilizado

Lista dos materiais e dos instrumentos utilizados no experimento:

- Decibelímetro: modelo DEC-490
- Anemômetro digital: modelo ITPM 600
- Sensor MPU6050 (acelerômetro e giroscópio)
- Placa *Arduino Uno R3*
- Alto-falante *full range*: 4", potência RMS 30 W, marca *Importz*
- Ventilador elétrico: modelo MK BR S.A. Ultra V-UT-30-01/220V, 3 velocidades
 - Vazão: 0,53 m³/s
 - Diâmetro da hélice: 30 cm

4.5. Procedimento Experimental para Identificação das Frequências Naturais

O procedimento experimental teve como objetivo identificar as frequências naturais da estrutura em estudo, a partir da resposta vibracional provocada por excitação sonora controlada. Para isso, foi utilizado o sensor MPU6050, acoplado a uma placa *Arduino Uno*, responsável pela aquisição dos dados de aceleração nos três eixos (X, Y e Z). A excitação foi realizada por meio de um gerador de função, variando a frequência do sinal sonoro conforme valores definidos com base na análise modal prévia.

Durante os testes, a estrutura foi monitorada quanto à sua resposta vibracional, sendo os dados coletados e armazenados para posterior análise. O processamento foi realizado em *Python*, onde se aplicou a Transformada Rápida de Fourier (FFT) para extrair as componentes espectrais de cada eixo. Além da análise no domínio da frequência (FFT), também foram gerados gráficos no domínio do tempo (amplitude versus tempo), separadamente para os eixos X, Y e Z, possibilitando uma avaliação mais detalhada da direção predominante das vibrações.

4.6. Ensaio de Perda de Carga

Com o objetivo de verificar a perda de carga associada à curva do duto construído, foi realizado um experimento utilizando um ventilador acoplado a uma das extremidades da tubulação. A medição da velocidade do ar foi feita nas duas extremidades (entrada e saída) com o uso de um anemômetro digital.

A fundamentação teórica do ensaio baseia-se na equação de Bernoulli, a qual estabelece uma relação entre pressão, velocidade e altura ao longo de uma linha de corrente. Ao desconsiderar as variações de altura e assumir o escoamento como incompressível, estacionário e com viscosidade desprezível, é possível utilizar a forma da equação abaixo. Nessa condição, a perda de carga corresponde à diferença de energia entre dois pontos do escoamento.

De acordo com (BRUNETTI 2008), a perda de carga, expressa em metros de coluna de fluido, representa a energia dissipada ao longo do escoamento devido à presença de atritos e turbulências.

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2g} + h_f \quad (32)$$

onde:

- P_1 e P_2 são as pressões na entrada e saída da tubulação;
- v_1 e v_2 são as velocidades do ar;
- ρ é a densidade do ar (considerado constante);
- h_f é a perda de carga total;
- g é a aceleração da gravidade.

Ao realizar a formulação matemática para o cálculo da perda de carga, juntamente com as devidas simplificações, obtém-se a seguinte equação. Considerando o escoamento como incompressível e a densidade do ar constante em todo o sistema aberto, a pressão pode ser simplificada e tomada como igual à pressão atmosférica, anulando os termos da equação (31).

$$\frac{v_1^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} + h_f \quad (33)$$

Reajustando, tem-se:

$$h_f = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \quad (34)$$

Os valores de velocidade foram obtidos experimentalmente, conforme imagem abaixo, permitindo a análise quantitativa da perda de carga provocada pela geometria do duto, conforme Figura 26.

Figura 26 Ensaio para análise da perda de carga



Fonte: Autor

Os resultados obtidos estão no capítulo 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO subtítulo 5.3. Resultado da análise da perda de carga do sistema.

4.7. Ensaio Acústico sem o Ressonador

Para a caracterização acústica do sistema sem a presença de ressonadores, foi montado um aparato experimental constituído por um alto-falante *full range*, posicionado na entrada do duto curvo. A excitação sonora foi fornecida por um gerador de funções *Agilent 33210A*, configurado para emitir sinal de onda quadrada com amplitude de 5 Vpp (*pico a pico*). A seleção da forma de onda foi realizada após ensaios comparativos utilizando sinais senoidais, quadrados e pulsados. Dentre as alternativas testadas, a onda quadrada apresentou os maiores valores de nível de pressão sonora (superiores a 80 dB), atendendo aos requisitos da NR-15 e permitindo um estudo mais próximo das condições reais de operação. Em contrapartida, o sinal senoidal apresentou resposta muito suave, enquanto as ondas de pulso e rampa resultaram em níveis sonoros inferiores, motivo pelo qual foram desconsideradas.

Para garantir a confiabilidade dos dados, foram realizados diversos ensaios repetidos sob as mesmas condições experimentais. Os valores obtidos em cada medição foram processados e utilizados para o cálculo de médias, as quais serviram como base para a apresentação e análise dos resultados descritos no capítulo de resultados.

As frequências testadas variaram entre 100 Hz e 103 Hz, com incrementos de 0,1 Hz, conforme **APÊNDICE E**.

Essas faixas de frequência foram definidas com base nos resultados da análise modal do duto curvo, visando investigar possíveis fenômenos de ressonância estrutural induzidos pela excitação acústica. A seleção das frequências também considerou os valores obtidos por meio dos cálculos teóricos do ressonador de Helmholtz, cuja frequência natural varia de acordo com a profundidade da cavidade interna. Com o volume interno, uma faixa teórica de ressonância do RH compreendida entre 100 Hz e 103 Hz. Dessa forma, as frequências aplicadas durante o experimento foram escolhidas de forma a abranger tanto as respostas estruturais observadas na análise modal, quanto as frequências esperadas para o comportamento acústico do ressonador, por estarem dentro da mesma faixa de frequência.

A captação dos níveis de pressão sonora (em decibéis) foi realizada com dois decibelímetros posicionados em pontos estratégicos do duto:

- Um modelo ITMP 600 , alocado na região da curva, local de principal interesse para a análise da eficiência do ressonador, conforme Figura 27;

Figura 27: Posicionamento de decibelímetro na curva



Fonte: Autor

- E o modelo ITMP 600, posicionado próximo ao alto-falante, na entrada do sistema, conforme Figura 28.

Figura 28: Posicionamento de decibelímetro na entrada do duto



Fonte: Autor

Ambos os instrumentos foram previamente calibrados, forme *Sound Level Calibrator AKROM kr94*. A variação da pressão sonora foi registrada em função da frequência de excitação, permitindo a construção de gráficos comparativos da intensidade do ruído ao longo do duto.

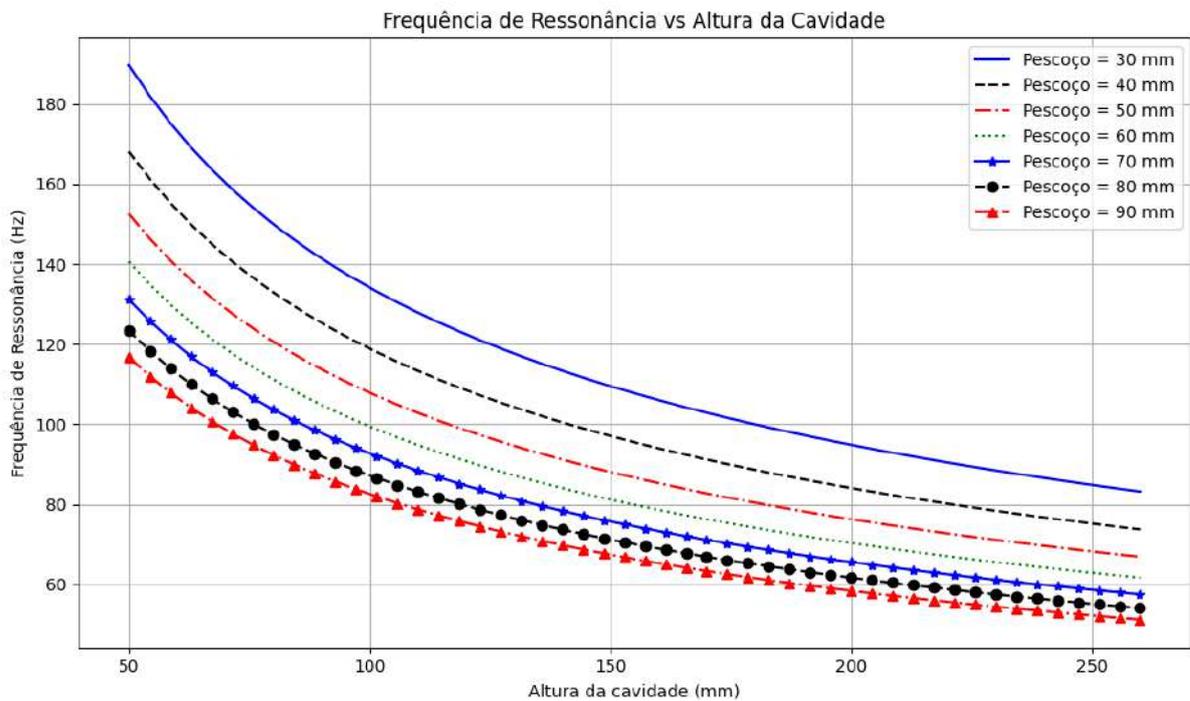
4.8. Desenvolvimento do Ressonador de Helmholtz

Com base na frequência predominante do ruído identificado na etapa anterior, foi projetado e construído um ressonador de Helmholtz, com dimensões otimizadas para promover atenuação nessa frequência específica. O projeto foi baseado na equação da frequência de ressonância do ressonador: Construção do ressonador - cálculos base no item 3.8.1 Modelo para cálculo matemático do ressonador de Helmholtz, com os materiais conforme a Figura 29:

Materiais para construção do ressonador:

- 1 cano de PVC de 150 mm;
- 1 cano de PVC de 25 mm;
- 2 tampões de PVC de 150mm;
- Cola de cano PVC AD.

Figura 29: Gráfico da Variação entre a altura da cavidade do ressonador, a relação com a frequência e o comprimento do pescoço do ressonador.



Fonte: Autor

Para a definição do comprimento do pescoço e da cavidade interna do ressonador de Helmholtz, foi utilizado o cálculo baseado na fórmula clássica da frequência de ressonância para o ressonador de Helmholtz, conforme demonstrado no gráfico Figura 29.

A escolha dos parâmetros foi guiada pela menor frequência que ainda apresentasse uma resposta significativa no decibelímetro, sendo estabelecido como critério mínimo o valor de 80 dB, e a cavidade com espaço para ser alocado do lado externo da curva. Com base nessa condição, optou-se por uma cavidade interna com altura variando entre 110 mm e 120 mm, correspondente ao volume ideal calculado e o pescoço do ressonador foi fixado em 50 mm de comprimento, conforme Figura 30. Essa configuração proporcionou uma faixa de frequência de ressonância entre 102,84 Hz e 100,89 Hz, conforme tabela disponível no **APÊNDICE E : Tabela de frequências calculadas**:

Parâmetros considerados:

- Velocidade do som (c): 343 m/s
- Diâmetro do pescoço: 22.0 mm
- Diâmetro da cavidade: 148.0 mm
- Área da seção do pescoço (S): 380.13 mm²

Comprimentos do pescoço (mm) e seus comprimentos efetivos (mm):

- Comprimento real: 30.0 mm | Efetivo: 36.60 mm
- Comprimento real: 40.0 mm | Efetivo: 46.60 mm
- Comprimento real: 50.0 mm | Efetivo: 56.60 mm
- Comprimento real: 60.0 mm | Efetivo: 66.60 mm
- Comprimento real: 70.0 mm | Efetivo: 76.60 mm
- Comprimento real: 80.0 mm | Efetivo: 86.60 mm
- Comprimento real: 90.0 mm | Efetivo: 96.60 mm

Figura 30 Ressonador montado



Fonte: Autor

4.9. Ensaio Acústico com o Ressonador

Após a instalação do ressonador, os mesmos testes acústicos foram repetidos sob as mesmas condições. O decibelímetro foi mantido nas mesmas posições, localizado na entrada da tubulação e no meio da curva onde o ressonador estava instalado. Após a fixação do dispositivo, utilizando cola para tubos e fita crepe — a fim de garantir estabilidade e vedar possíveis vazamentos de ar —, os testes foram repetidos mantendo os mesmos parâmetros de ensaio sem o ressonador.

A faixa de frequência aplicada variou entre 100 Hz e 103 Hz, gerada pelo equipamento *Agilent 33210A*, com amplitude de 5 Vpp (pico a pico). O ressonador foi fixado de modo que o orifício de entrada, localizado no centro da curva do duto, coincidissem com a posição definida pelas simulações modais, considerando a influência da geometria da curva sobre a propagação das ondas, conforme Figura 31.

Figura 31: Posição do Ressonador de Helmholtz no exterior do duto



Fonte: Autor

O sinal emitido pelo alto-falante se propagava pelo interior do duto até atingir a entrada do ressonador, onde parte da energia sonora será atenuada. Os valores de nível de pressão sonora (em dB) foram registrados em planilhas Excel e posteriormente analisados em Python. Durante os ensaios, também foi realizada a gravação em vídeo para documentar as condições de teste, registrando simultaneamente o valor configurado na fonte *Agilent 33210A* e as medições no decibelímetro, a parte interna do duto pode ser vista na Figura 32.

Figura 32: Posição do Ressonador de Helmholtz no interior do duto



Fonte: Autor

Os resultados obtidos, com o ressonador, estão apresentados no capítulo 5.4. Resultado comparativo com ressonador e sem ressonador., possibilitando a comparação direta e a quantificação da eficácia do dispositivo na atenuação sonora.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Modelagem 3D do protótipo

Para o estudo do caso, foi feita uma variação no comprimento do duto confeccionado no Laboratório de Vibração e Controle do IFPB com variações realizada em *Software* de modelagem 3D, no presente trabalho foi utilizado o *Solid Edge Student* para a caracterização e modelagem do protótipo conforme **APÊNDICE A**.

5.2. Simulação computacional

Após a modelagem 3D feita no *Solid Edge Student*®, foi realizada a simulação utilizando o *Workbench* do *Software ANSYS*® *Student*, através da função de análise modal. No estudo obtido foi feita a variação do comprimento da parte reta da tubulação mantendo as mesmas características para curva e espessura da chapa. Foi feita a variação de 0,5 metros até 2 metros e com uma área de seção transversal de 200 x 296 mm. As propriedades do material utilizado na simulação computacional estão conforme Tabela 3.

Tabela 3 Propriedade do material utilizado na simulação

Propriedade	Valor	Unidade
Módulo de Young (Elasticidade)	$7,1 \times 10^{10}$	Pa
Razão de Poisson	0,33	-
Módulo de Bulk (Compressibilidade)	$6,9608 \times 10^{10}$	Pa
Módulo de Cisalhamento	$2,6692 \times 10^{10}$	Pa
Coefficiente Secante de Expansão Térmica Isotrópico	$2,3 \times 10^{-5}$	1/°C
Resistência Última à Compressão	0	Pa
Resistência ao Escoamento por Compressão	$2,8 \times 10^8$	Pa

Fonte: valores da simulação obtidas no *Ansys student 2025*

O material considerado é uma liga metálica com características isotrópicas, ou seja, suas propriedades são uniformes em todas as direções. Ele possui um módulo de Young de $7,1 \times 10^{10}$ Pa, o que indica uma alta rigidez, ou resistência à deformação sob tensão. A razão de Poisson de 0,33 sugere que o material tende a se expandir lateralmente quando comprimido, mas em menor grau que sua compressão axial.

A resistência ao escoamento por compressão de $2,8 \times 10^8$ Pa indica a carga máxima que o material pode suportar sem sofrer deformações permanentes quando comprimido. O material também possui um coeficiente de expansão térmica isotrópico de $2,3 \times 10^{-5}$ $1/^\circ\text{C}$, o que indica sua tendência a se expandir de forma uniforme sob variações de temperatura. Essas propriedades tornam o material adequado para aplicações experimental

5.2.1 Análise Modal da Tubulação de 2 Metros

A análise modal foi realizada para a configuração do duto com 2 metros de comprimento, com o objetivo de identificar quais frequências naturais apresentavam influência significativa na região da curva. A simulação foi desenvolvida utilizando o *software ANSYS® Student*, considerando a estrutura com extremidades em condição de contorno fixa-fixa e fixação adicional no centro da tubulação, replicando as condições reais do ensaio experimental.

Foram obtidos os seis primeiros modos de vibração, cujas respectivas frequências estão descritas na Tabela 4.

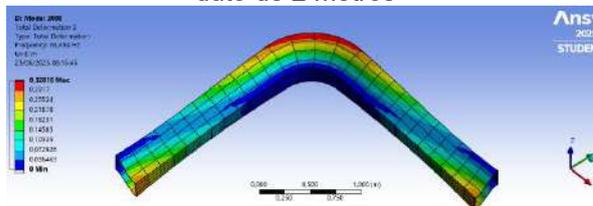
Tabela 4 Módulos de vibração e frequência para o duto de 2 metros.

Modo de Vibração	Frequência em Hz
1	65,459
2	121,44
3	121,44
4	122,66
5	125,14
6	129,74

Fonte: *Ansys student 2025*

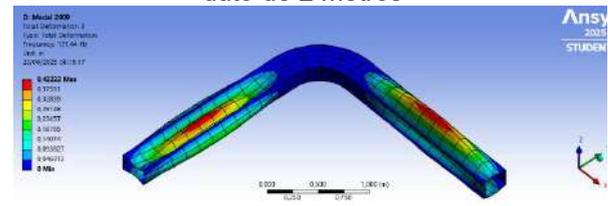
As seis imagens obtidas da simulação demonstram a distribuição da deformação para cada modo vibracional. Observou-se que, devido à limitação do espaço disponível no laboratório, não seria viável instalar um duto com 2 metros de comprimento posteriormente à curva, o que inviabilizou essa configuração para o protótipo físico. Além disso, apenas no primeiro modo de vibração com frequência de 65,459 Hz houve influência perceptível na curva externa. Assim como também se pôde observar que o aumento do comprimento da parte reta intensificou a concentração de vibração nas extremidades, sem ganho significativo na região da curva, que é o foco da pesquisa. Conforme Figura 33, Figura 34, Figura 35, Figura 36, Figura 37 e Figura 38.

Figura 33 Primeiro módulo de vibração com duto de 2 metros



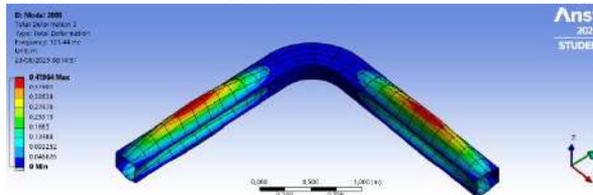
Fonte: Ansys student 2024 - Autor.

Figura 34 Segundo módulo de vibração com duto de 2 metros



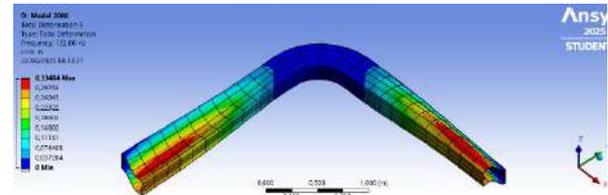
Fonte: Ansys student 2024 - Autor.

Figura 35 Terceiro módulo de vibração com duto de 2 metros



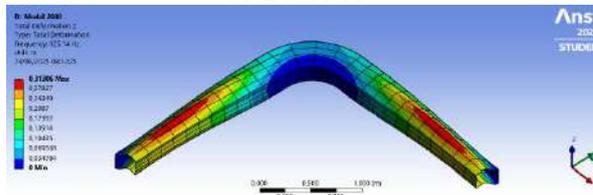
Fonte: Ansys student 2024 - Autor.

Figura 36 Quarto módulo de vibração com duto de 2 metros



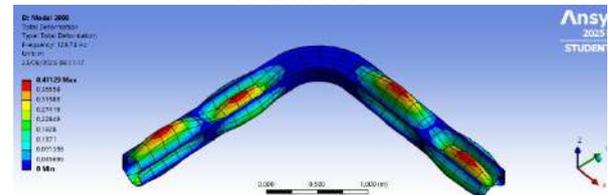
Fonte: Ansys student 2024 - Autor.

Figura 37 Quinto módulo de vibração com duto de 2 metros



Fonte: Ansys student 2024 - Autor.

Figura 38 Sexto módulo de vibração com duto de 2 metros



Fonte: Ansys student 2024 - Autor.

5.2.2 Análise Modal da Tubulação de 1,5 Metros

Para os resultados obtidos para a tubulação com 1,5 metros de comprimento da parte reta até a chegada a curva, foi considerado o mesmo ponto de fixação e obteve 4386 nós e 1188 elementos. Para método de estudo do caso específico foi considerado apenas o primeiro e segundo módulos de vibração, pois forma os únicos que mostrou mais influência na curva, no entanto foi realizado a simulação até o 6 módulo de vibração, conforme Tabela 5.

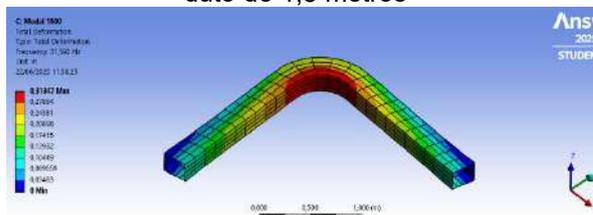
Tabela 5 Módulos de vibração e frequência para o duto de 1,5 metros.

Modo de Vibração	Frequência em Hz
1	31,592
2	47,897
3	122,55
4	122,58
5	128,17
6	134,04

Fonte: *Ansys student 2025*

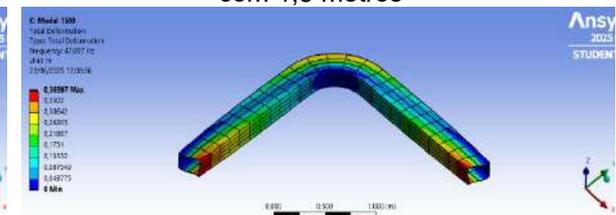
Para o comprimento de 1,5 metros foi possível obter o seguinte resultado conforme imagem abaixo da simulação do *software ANSYS® Student* conforme Figura 39, Figura 40, Figura 41, Figura 42, Figura 43 e Figura 44.

Figura 39 Primeiro módulo de vibração com duto de 1,5 metros



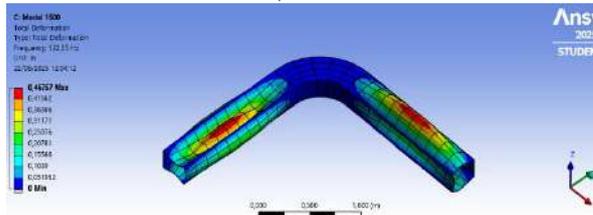
Fonte: *Ansys student 2024* - Criado pelo autor.

Figura 40 Segundo módulo de vibração do duto com 1,5 metros



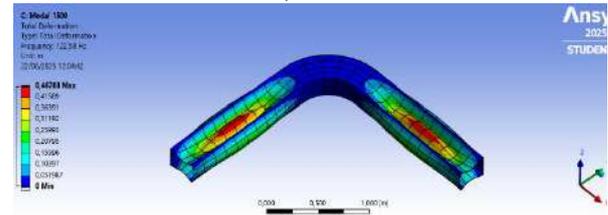
Fonte: *Ansys student 2024* - Criado pelo autor

Figura 41 Terceiro módulo de vibração do duto com 1,5 metros



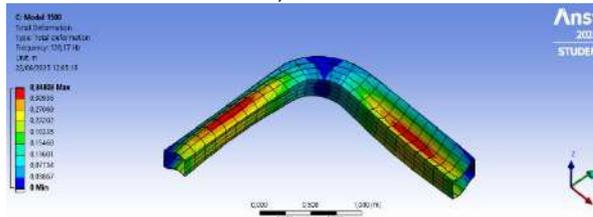
Fonte: Ansys student 2024 - Criado pelo autor

Figura 42 Quarto módulo de vibração do duto com 1,5 metros



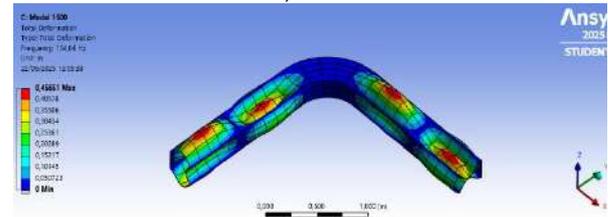
Fonte: Ansys student 2024 - Criado pelo autor

Figura 43 Quinto módulo de vibração do duto com 1,5 metros



Fonte: Ansys student 2024 - Criado pelo autor

Figura 44 Sexto módulo de vibração do duto com 1,5 metros



Fonte: Ansys student 2024 - Criado pelo autor

A análise visual dos modos mostrou que apenas o primeiro e o segundo modos de vibração apresentaram deformações significativas na região da curva, indicando que essas frequências são potencialmente ressonantes nesse trecho da geometria, conforme Tabela 5. Os demais modos revelaram padrões de vibração concentrados em outras partes do duto, sem interferência direta na curva.

Além disso, a escolha do comprimento de 1,5 metro se justifica tecnicamente pelo fato de os ressonadores de Helmholtz apresentarem melhor desempenho em frequências mais baixas (MUNJAL, 2013), justamente como observado nos primeiros modos dessa configuração. A presença de ressonância localizada na curva dentro dessa faixa de frequência favorece o acoplamento acústico com o ressonador, otimizando sua eficiência na atenuação sonora.

Dessa forma, com base nos resultados obtidos, a geometria com 1,5 metro foi selecionada para a construção do protótipo e para os ensaios experimentais subsequentes, por apresentar comportamento vibracional mais adequado ao objetivo do trabalho.

5.2.3 Análise Modal da Tubulação de 1 Metro

Durante a simulação modal da tubulação com comprimento de 1 metro, foi avaliada a resposta dinâmica da estrutura considerando as extremidades fixas e malha compatível com as demais simulações, garantindo coerência comparativa. A

análise foi estendida até o sexto modo de vibração, sendo priorizada a observação qualitativa da influência na região da curva. A Tabela 6 mostra a relação das frequências e os modulo de vibração.

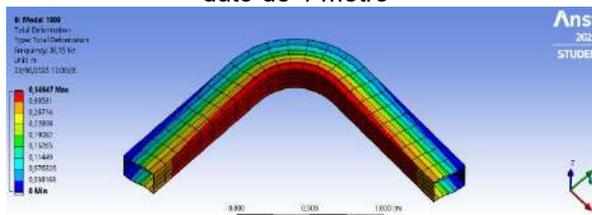
Tabela 6 Módulos de vibração e frequência para o duto de 1 metro

Modo de Vibração	Frequência em Hz
1	36,15
2	71,044
3	125,58
4	125,63
5	145,24
6	145,39

Fonte: Ansys student 2025

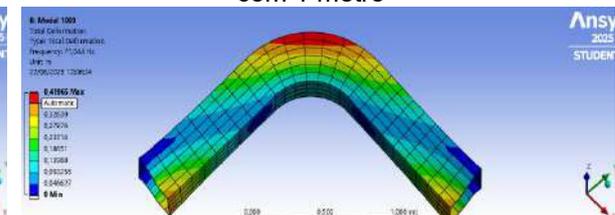
Durante a avaliação dos modos, observou-se que o primeiro e segundo modos de vibração, associado à frequência de 36,15 Hz e 71,044 Hz, apresentou influência visível na região da curva. Os demais modos apresentaram concentrações de deslocamento fora da área de interesse do estudo. No entanto não foi escolhido pois as frequências mostradas no duto com 1,5 metros, apresentou frequência mais adequadas para fins de análise e construção, pois reúne os critérios essenciais: influência vibracional na curva e frequência natural dentro da faixa de atuação ideal do ressonador. Conforme Figura 45, Figura 46, Figura 47, Figura 48, Figura 49 e Figura 50.

Figura 45 Primeiro módulo de vibração com duto de 1 metro



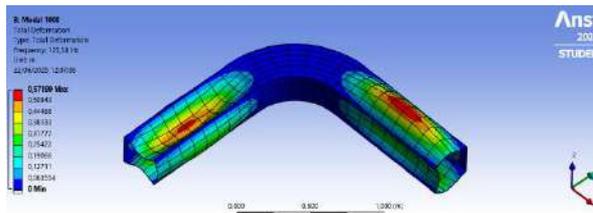
Fonte: Ansys student 2024 - Criado pelo autor.

Figura 46 Segundo módulo de vibração do duto com 1 metro



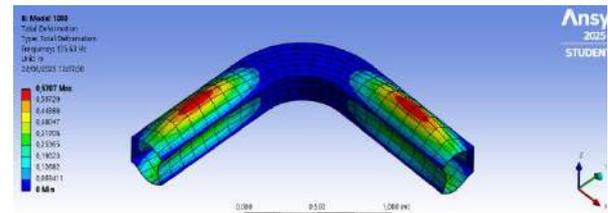
Fonte: Ansys student 2024 - Criado pelo autor

Figura 47 Terceiro módulo de vibração do duto com 1 metro



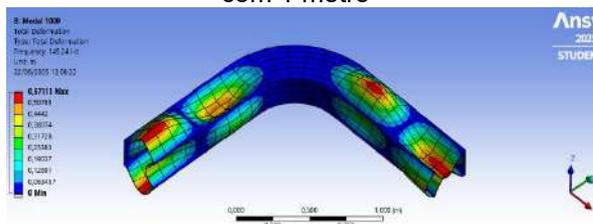
Fonte: Ansys student 2024 - Criado pelo autor

Figura 48 Quarto módulo de vibração do duto com 1 metro



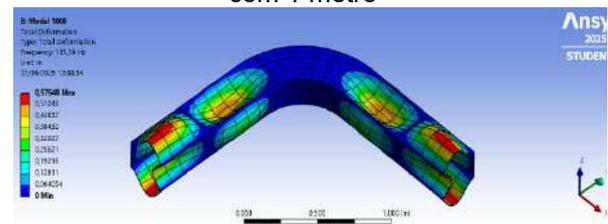
Fonte: Ansys student 2024 - Criado pelo autor

Figura 49 Quinto módulo de vibração do duto com 1 metro



Fonte: Ansys student 2024 - Criado pelo autor

Figura 50 Sexto módulo de vibração do duto com 1 metro



Fonte: Ansys student 2024 - Criado pelo autor

A partir do terceiro modo, observa-se que a deformação ocorre predominantemente nas extremidades do duto, com pouca ou nenhuma influência concentrada na região da curva. Esse comportamento reafirma que tais frequências não são ideais para o estudo da atuação acústica na curvatura, não sendo, portanto, o foco deste trabalho.

5.2.4 Análise Modal da Tubulação de 0,5 Metros

Durante a simulação modal da tubulação com comprimento de 0,5 metros, foi avaliada a resposta dinâmica da estrutura considerando as extremidades fixas e malha compatível com as demais simulações, garantindo coerência comparativa. A análise foi estendida até o sexto modo de vibração, sendo priorizada a observação qualitativa da influência na região da curva.

Durante a avaliação dos modos, observou-se que o primeiro modo apresentava influência significativa na parte interna da curva. A partir do segundo modo, entretanto, a deformação concentrou-se predominantemente nas extremidades do duto, com pouca ou nenhuma atuação na região da curva. Dessa forma, essa configuração foi desconsiderada, uma vez que não apresentou influência relevante na parte externa da curva, que constituía um dos principais focos do estudo. A Tabela 7 mostra a relação das frequências e os modulo de vibração.

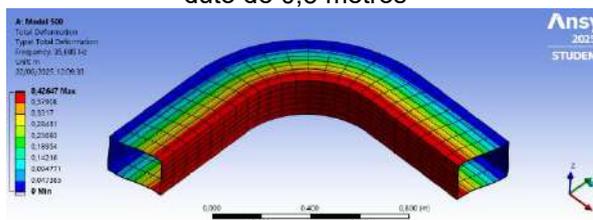
Tabela 7 Módulos de vibração e frequência para o duto de 0,5 metros

Modo de Vibração	Frequência em Hz
1	35,689
2	118,04
3	118,04
4	154,31
5	162,65
6	163,02

Fonte: Ansys student 2025

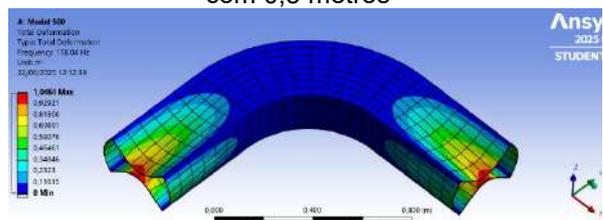
Durante a avaliação dos modos, observou-se que o primeiro modo apresentava influência significativa na parte interna da curva. A partir do segundo modo, entretanto, a deformação concentrou-se predominantemente nas extremidades do duto, com pouca ou nenhuma atuação na região da curva. Dessa forma, essa configuração foi desconsiderada, uma vez que não apresentou influência relevante na parte externa da curva, que constituía um dos principais focos do estudo, conforme Figura 51, Figura 52, Figura 53, Figura 54, Figura 55 e Figura 56.

Figura 51 Primeiro módulo de vibração com duto de 0,5 metros



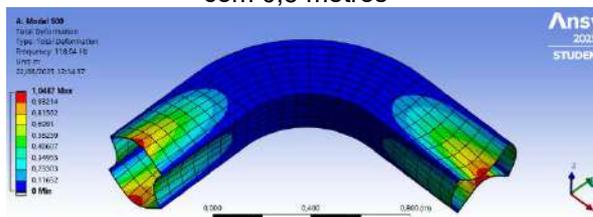
Fonte: Ansys student 2024 - Criado pelo autor.

Figura 52 Segundo módulo de vibração do duto com 0,5 metros



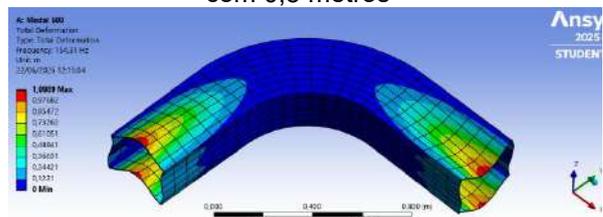
Fonte: Ansys student 2024 - Criado pelo autor

Figura 53 Terceiro módulo de vibração do duto com 0,5 metros



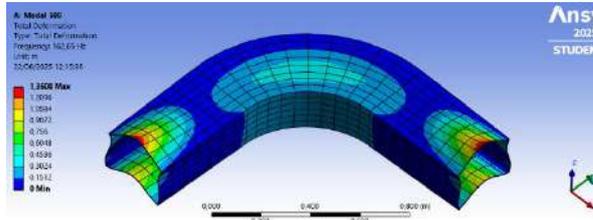
Fonte: Ansys student 2024 - Criado pelo autor

Figura 54 Quarto módulo de vibração do duto com 0,5 metros



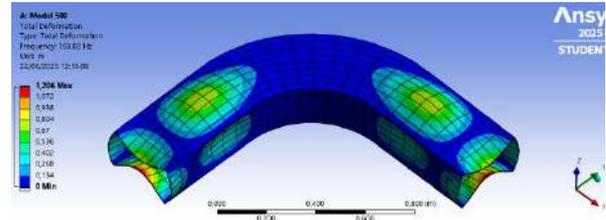
Fonte: Ansys student 2024 - Criado pelo autor

Figura 55 Quinto módulo de vibração do duto com 0,5 metros



Fonte: Ansys student 2024 - Criado pelo autor

Figura 56 Sexto módulo de vibração do duto com 0,5 metros



Fonte: Ansys student 2024 - Criado pelo autor

5.3. Resultado da análise da perda de carga do sistema.

As Tabela 8 e

Tabela 9 apresenta as velocidades medidas na entrada e na saída do duto para as quatro configurações testadas, considerando três níveis de velocidade do ventilador.

A partir dessas velocidades, foi aplicada a equação de Bernoulli no código em computacional para estimar a perda de carga do sistema, conforme demonstrado no APÊNDICE C. O cálculo considera o fluido como incompressível, em escoamento estacionário, e despreza variações de altura e efeitos viscosos.

Os resultados obtidos a partir das medições de velocidade do ar na entrada e saída do duto permitiram calcular a perda de carga utilizando a equação de Bernoulli simplificada. Para melhor visualização e análise, os dados foram organizados em dois gráficos distintos, conforme a posição do ventilador, conforme Figura 57:

Figura 57: Configuração dos sensores e ventilador para ensaio da perda de carga



Fonte: autor

Ventilador instalado no lado A (Configurações 1 e 2)

Configuração 1

Sensor na entrada: S1PA

Sensor na saída: S2PB

Ventilador: Lado A

Configuração 2

Sensor na entrada: S1PB

Sensor na saída: S2PA

Ventilador: Lado A

Tabela 8 : Configurações 1 e 2 da perda de carga

Configuração 1				Configuração 2			
	ENTRADA m/s	SAÍDA m/s	PERDA DE CARGA m		ENTRADA m/s	SAÍDA m/s	PERDA DE CARGA m
V1	5,9	2,4	1,48	V1	5,2	2,8	0,98
V2	5,6	2,1	1,37	V2	4,9	2,6	0,88
V3	5,1	1,8	1,16	V3	4,5	2,2	0,79

Fonte: Autor

Ventilador instalado no lado B (Configurações 3 e 4)

Configuração 3

Sensor na entrada: S1PA

Sensor na saída: S2PB

Ventilador: Lado B

Configuração 4

Sensor na entrada: S1PB

Sensor na saída: S2PA

Ventilador: Lado B

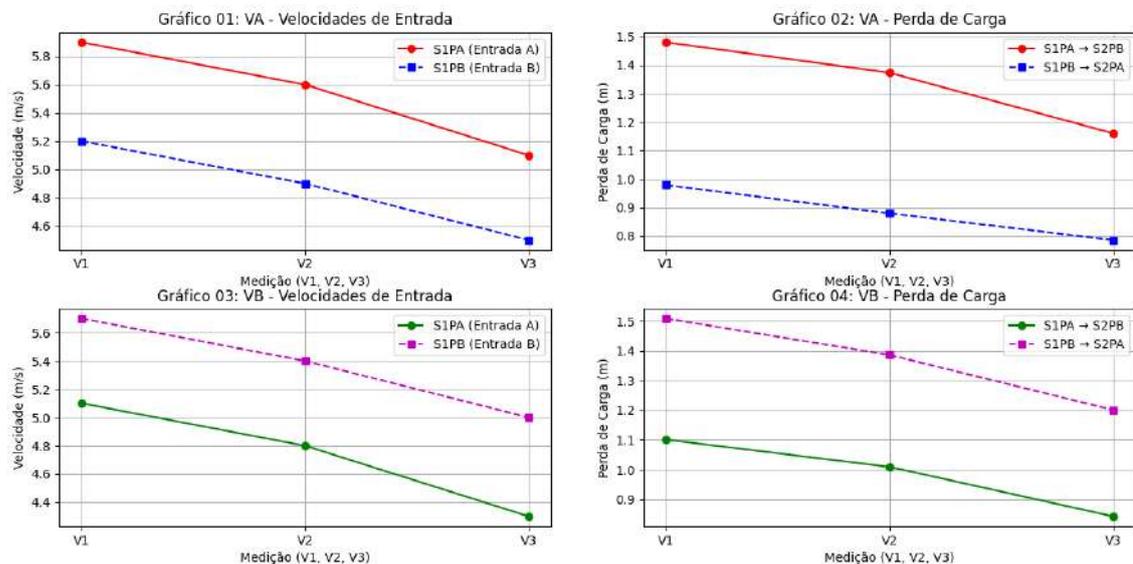
Tabela 9: Configurações 3 e 4 da perda de carga

Configuração 3				Configuração 4			
	ENTRADA m/s	SAÍDA m/s	PERDA DE CARGA m		ENTRADA m/s	SAÍDA m/s	PERDA DE CARGA m
V1	5,1	2,1	1,10	V1	5,7	1,7	1,51
V2	4,8	1,8	1,01	V2	5,4	1,4	1,39
V3	4,3	1,4	0,84	V3	5	1,2	1,20

Fonte: Autor

A Figura 58, estão representadas as perdas de carga associadas às diferentes configurações e velocidades do ventilador (níveis V1, V2 e V3), cujo a velocidade V1 é a velocidade mais baixa, seguida pela velocidade V2, que é uma velocidade intermediária, e por fim, a velocidade V3 é a mais alta.

Figura 58: Gráfico da perda de carga do sistema



Fonte: Autor

Observa-se que no gráfico 2 as perdas de carga foram menores na Configuração 2 (S1PB e S2PA com VA), indicando uma possível influência da orientação dos sensores e do escoamento.

Já no gráfico 3, os menores valores de perda de carga foram registrados na Configuração 3 (S1PA e S2PB com VB), reforçando que a geometria da curva e a posição do ventilador impactam significativamente os resultados.

Essa divisão em dois gráficos facilitou a comparação entre os efeitos da mudança de lado do ventilador, evidenciando a importância da posição do soprador no comportamento do escoamento e nas perdas de energia por atrito. Esse aspecto pode, inclusive, constituir um objetivo para estudos futuros, substituindo o alto-falante por vento como fonte de emissão, de modo a investigar de forma mais aprofundada a influência da ventilação direta na propagação acústica e nas características do escoamento.

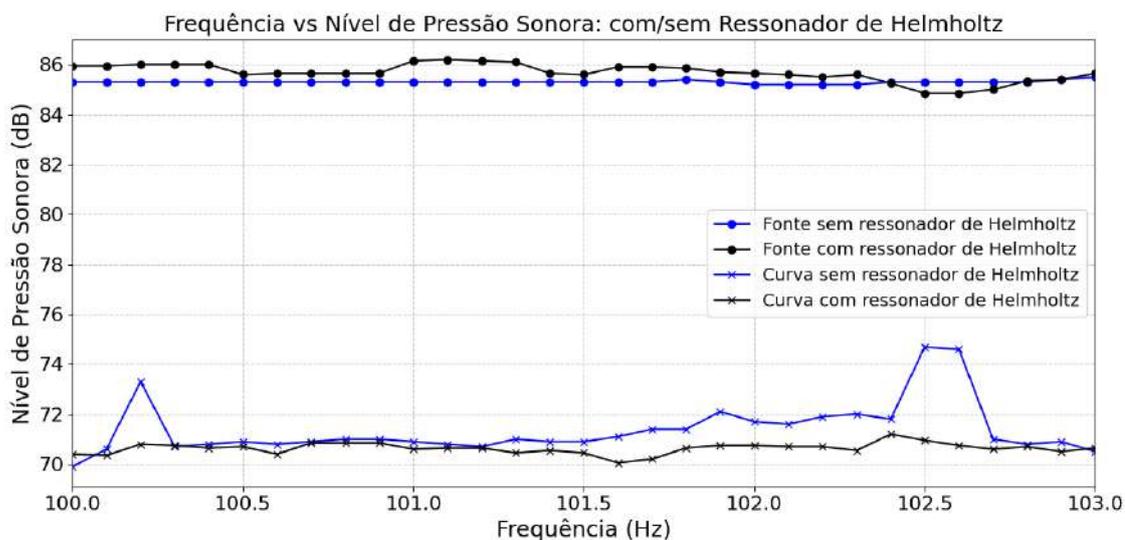
5.4. Resultado comparativo com ressonador e sem ressonador.

A comparação entre as medições com e sem a presença do ressonador foi realizada de forma a identificar variações no nível de pressão sonora (em decibéis) ao longo da faixa de frequências analisada, com especial atenção para a região de sintonia estimada do dispositivo. Para isso, foi obtida a média dos valores de dB por

frequência a partir dos ensaios repetidos em cada condição experimental. Essa abordagem garantiu que pequenas variações pontuais entre ensaios não distorcessem a tendência geral dos resultados.

De maneira geral, observou-se que as curvas de dB em função da frequência, quando comparadas, apresentaram valores muito próximos em boa parte do espectro. No entanto, em determinadas faixas, especialmente próximas da frequência de sintonia calculada para o ressonador (aproximadamente entre 100 Hz e 103 Hz), registraram-se variações mais significativas. Um exemplo claro ocorreu em 100,2 Hz, onde o nível medido sem ressonador foi de 73,3 dB, enquanto na mesma frequência, com o ressonador, foi de 70,8 dB. Esse padrão também se repetiu nas frequências de 102,5 Hz e 102,6 Hz, nas quais o valor sem o ressonador atingiu 74,7 dB, enquanto com ele permaneceu em 70,9 dB, conforme Figura 59.

Figura 59 Comparação da Pressão Sonora em dB com Frequência em Hz com e sem ressonador de Helmholtz



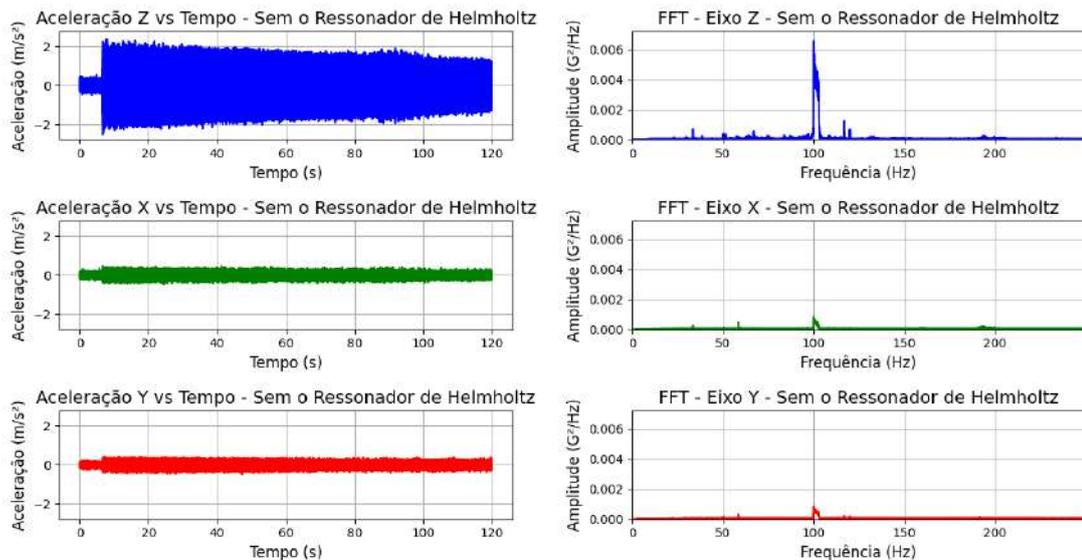
Fonte: Autor

Desta forma o objetivo inicial de atenuação do ruído nessa faixa, os resultados indicaram o comportamento de aproximadamente 3,8dB, uma redução no nível de pressão sonora justamente na banda de sintonia estimada. Essa afirmação, no entanto, válida na análise, onde demonstra que o ressonador exerceu influência na resposta acústica do sistema.

Essa conclusão é reforçada pela análise espectral de vibração, realizada via Transformada Rápida de Fourier (FFT), que identificou as frequências com maiores amplitudes no eixo Z. Na condição com ressonador, os cinco maiores picos ocorreram

em frequências muito próximas entre si, variando de 102,70 Hz a 102,92 Hz, com amplitudes entre $3,11 \times 10^{-3} \text{ G}^2/\text{Hz}$ e $3,60 \times 10^{-3} \text{ G}^2/\text{Hz}$. Já na condição sem ressonador, os cinco maiores picos concentraram-se na faixa de 100,07 Hz a 100,69 Hz, com amplitudes mais elevadas, entre $4,97 \times 10^{-3} \text{ G}^2/\text{Hz}$ e $6,57 \times 10^{-3} \text{ G}^2/\text{Hz}$, conforme Figura 60.

Figura 60 Espaço temporal vs espectral e FFT do Ensaio sem o Ressonador de Helmholtz



Fonte: Autor

Para a análise do eixo Z, os resultados mais relevantes do espaço temporal e do espectro via FFT serão discutidos no 6.1 Análise do espaço temporal e espectral – aceleração no eixo Z, uma vez que apresentaram maior influência na resposta vibracional. No entanto, para os eixos X e Y, os dados indicam que a influência da aceleração foi significativamente menor.

No eixo X, observou-se baixa amplitude espectral, evidenciando que o deslocamento neste eixo foi pouco expressivo durante os ensaios. Os cinco maiores picos obtidos na análise FFT para este eixo foram:

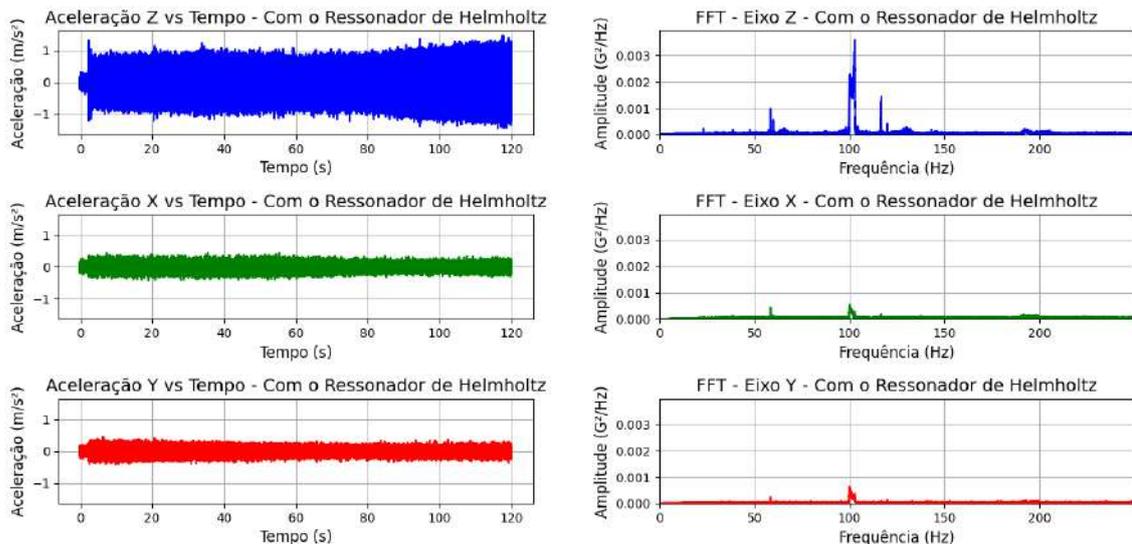
- 1º: 100,07 Hz | Amplitude: $8,31 \times 10^{-4} \text{ G}^2/\text{Hz}$
- 2º: 100,08 Hz | Amplitude: $7,34 \times 10^{-4} \text{ G}^2/\text{Hz}$
- 3º: 100,02 Hz | Amplitude: $7,08 \times 10^{-4} \text{ G}^2/\text{Hz}$
- 4º: 100,18 Hz | Amplitude: $6,81 \times 10^{-4} \text{ G}^2/\text{Hz}$
- 5º: 100,17 Hz | Amplitude: $6,38 \times 10^{-4} \text{ G}^2/\text{Hz}$

De forma similar, no eixo Y a influência também foi reduzida, sem evidência de deslocamentos significativos. Os cinco maiores picos para este eixo foram:

- 1º: 100,06 Hz | Amplitude: $8,37 \times 10^{-4}$ G²/Hz
- 2º: 100,04 Hz | Amplitude: $7,75 \times 10^{-4}$ G²/Hz
- 3º: 100,02 Hz | Amplitude: $7,25 \times 10^{-4}$ G²/Hz
- 4º: 100,17 Hz | Amplitude: $7,17 \times 10^{-4}$ G²/Hz
- 5º: 100,19 Hz | Amplitude: $6,81 \times 10^{-4}$ G²/Hz

Esses resultados correspondem aos ensaios realizados sem a presença do ressonador no duto e indicam que, nas direções X e Y, a resposta vibracional foi muito inferior à registrada no eixo Z, reforçando que este último concentrou a maior parte da energia vibratória para a frequência de interesse, observado na Figura 61.

Figura 61 Espaço temporal vs espectral e FFT do Ensaio Com o Ressonador de Helmholtz



Fonte: Autor

Para a análise do eixo Z, os resultados mais significativos no espaço temporal e no espectro via FFT serão discutidos detalhadamente no 6.1 Análise do espaço temporal e espectral – aceleração no eixo Z, uma vez que este eixo apresentou maior influência na resposta vibracional. Entretanto, para os eixos X e Y, a influência da aceleração foi consideravelmente reduzida, indicando que o deslocamento transversal nestas direções foi pouco expressivo.

No eixo X, verificou-se baixa amplitude espectral, demonstrando que as vibrações nesta direção não tiveram relevância para a frequência de interesse. Os cinco maiores picos da análise FFT foram:

- 1º: 100,07 Hz | Amplitude: $8,31 \times 10^{-4}$ G²/Hz

- 2º: 100,08 Hz | Amplitude: $7,34 \times 10^{-4}$ G²/Hz
- 3º: 100,02 Hz | Amplitude: $7,08 \times 10^{-4}$ G²/Hz
- 4º: 100,18 Hz | Amplitude: $6,81 \times 10^{-4}$ G²/Hz
- 5º: 100,17 Hz | Amplitude: $6,38 \times 10^{-4}$ G²/Hz

Para o eixo Y, a resposta vibracional foi ainda mais baixa, reforçando a ausência de deslocamentos relevantes nesta direção. Os cinco maiores picos observados foram:

- 1º: 100,03 Hz | Amplitude: $6,40 \times 10^{-4}$ G²/Hz
- 2º: 100,06 Hz | Amplitude: $6,38 \times 10^{-4}$ G²/Hz
- 3º: 100,17 Hz | Amplitude: $6,35 \times 10^{-4}$ G²/Hz
- 4º: 100,07 Hz | Amplitude: $6,12 \times 10^{-4}$ G²/Hz
- 5º: 100,19 Hz | Amplitude: $6,11 \times 10^{-4}$ G²/Hz

Esses resultados correspondem aos ensaios realizados com a presença do ressonador no duto e confirmam que, para as direções X e Y, a influência do dispositivo foi mínima, concentrando o efeito principal no eixo Z. Isso reforça que o ressonador atuou prioritariamente sobre as vibrações longitudinais associadas à frequência de projeto, com impacto limitado sobre os deslocamentos laterais.

De forma geral, a comparação mostra que:

- O ressonador não exerceu influência relevante sobre o eixo X.
- No eixo Y, houve uma redução sutil, mas consistente, das amplitudes máximas, possivelmente decorrente de um efeito indireto da alteração do comportamento acústico no duto.

Essa diferença de comportamento na FFT indica que a presença do ressonador provocou um deslocamento sutil da frequência predominante e uma redução nas amplitudes vibracionais medidas, ao mesmo tempo em que aumentou o nível de pressão sonora medido em dB no ponto de captação acústica. A coincidência entre o aumento de dB e a região de maior energia espectral na análise de vibração sugere que o acoplamento entre a vibração estrutural e o campo acústico ocorreu exatamente na frequência de sintonia projetada.

Assim, ainda que o efeito observado não tenha sido de atenuação, a resposta do sistema comprova que o ressonador atuou de forma seletiva sobre a faixa de

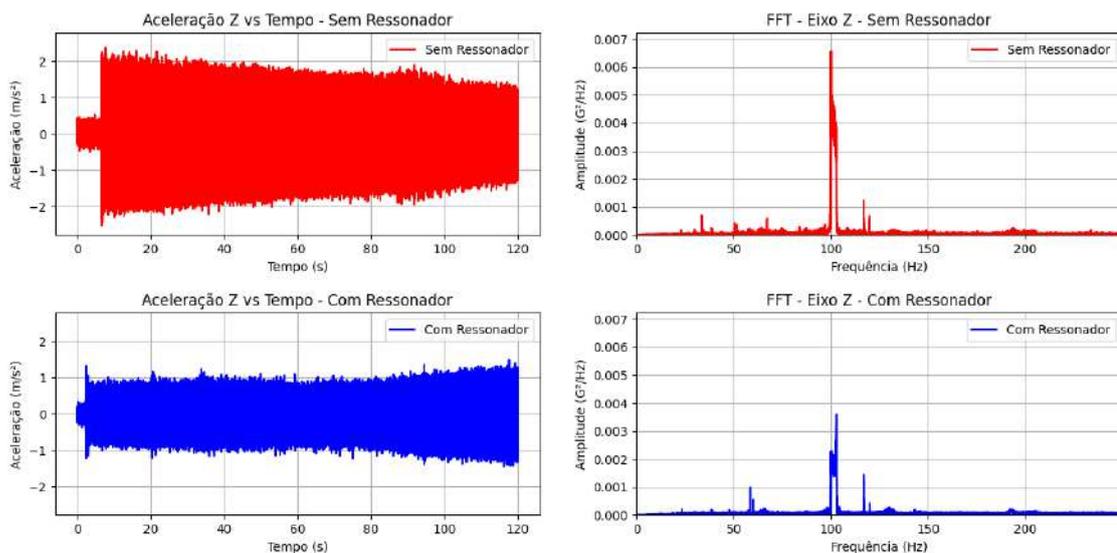
interesse, influenciando tanto as características acústicas quanto vibracionais do duto. Isso abre a possibilidade de novos estudos para compreender as causas desse aumento de pressão sonora — como, por exemplo, acoplamentos estruturais não previstos, fenômenos de reforço por ondas estacionárias ou interferência construtiva — e para otimizar o projeto de modo que o comportamento seja revertido em benefício da redução do ruído.

6 CONCLUSÃO E CONSIDERAÇÕES FINAIS

6.1 Análise do espaço temporal e espectral – aceleração no eixo Z

Ao analisar o comportamento temporal da aceleração no eixo Z para as duas condições estudadas — duto sem ressonador e duto com ressonador —, observou-se uma diferença clara na intensidade da resposta medida na curva do duto (região de interesse principal do estudo). A Figura 62 mostra os gráficos da aceleração versus tempo e suas respectivas FFT dos ensaios, no duto sem e com o ressonador que apresentou amplitudes de aceleração mais elevadas em comparação ao caso com o ressonador instalado.

Figura 62 Comparação apenas do eixo Z



Fonte: Autor

Esse comportamento pode ser explicado pelo fato de que, na ausência do ressonador, a energia vibracional gerada pela excitação se propaga livremente pelo sistema, resultando em maiores amplitudes na estrutura. Já na presença do

ressonador, parte dessa energia é acoplada ao volume de ar na cavidade do dispositivo, o que provoca uma modificação na resposta vibracional do conjunto. Embora o objetivo inicial fosse reduzir diretamente a pressão sonora, esse acoplamento também interfere na dinâmica estrutural, reduzindo a amplitude de aceleração registrada no ponto de medição.

Complementando essa análise temporal, a avaliação espectral por meio da Transformada Rápida de Fourier (FFT) reforça a constatação de que o ressonador influenciou o comportamento do sistema. Na condição sem ressonador, o maior pico de amplitude foi registrado em 100,07 Hz, com intensidade de $6,57 \times 10^{-3} \text{ G}^2/\text{Hz}$. Já com o ressonador instalado, o maior pico deslocou-se para 102,92 Hz, com amplitude reduzida para $3,60 \times 10^{-3} \text{ G}^2/\text{Hz}$.

A redução de amplitude observada na faixa próxima à frequência de sintonia calculada do ressonador demonstra que o dispositivo atingiu seu objetivo de absorver parte da energia vibracional associada a essa frequência, modificando a resposta estrutural do duto. No entanto, como a cavidade não possui mecanismos internos de dissipação (como revestimentos absorventes ou materiais de amortecimento), parte da energia acústica captada pode ter sido refletida de volta para o sistema, contribuindo para o reforço do campo sonoro interno. Isso indica que o desempenho do ressonador poderia ser aprimorado com a inclusão de elementos internos capazes de dissipar a energia capturada, evitando reflexões construtivas e reduzindo ainda mais o nível de pressão sonora.

Assim, a análise combinada dos gráficos temporais e espectrais demonstra que o ressonador alterou significativamente o comportamento vibracional do duto, mas que ajustes de projeto seriam necessários para que essa influência se traduza em efetiva redução do ruído na faixa de interesse.

6.2 Trabalhos futuros

Sugestão para trabalhos futuros

- Aprimoramento da simulação computacional: Refino da modelagem numérica do ressonador de Helmholtz, com maior fidelidade geométrica e consideração de efeitos acústicos dissipativos, a fim de prever com mais precisão a resposta em dB.

- Construção de ressonadores com cavidades variáveis: Desenvolvimento de protótipos com diferentes alturas de cavidade interna, permitindo ajustar a frequência de ressonância conforme o comportamento observado no escoamento real e na propagação do ruído.
- Distribuição estratégica de ressonadores ao longo da curva: Posicionamento de múltiplos ressonadores ao longo da região curva do duto, visando abranger uma banda mais ampla de frequências naturais.
- Configuração paralela e intercalada de ressonadores: Investigação do uso de múltiplos ressonadores montados de forma paralela ou intercalada, explorando possíveis efeitos de acoplamento e aumento da atenuação sonora.
- Aplicação de materiais internos no duto, capazes de absorver a energia acústica, visando uma redução de ruído mais significativa e, conseqüentemente, melhores resultados.

REFERÊNCIAS

ANDERSON, J. D. *Fundamentals of aerodynamics*. McGraw, 2009.

ARDUINO. Arduino UNO Rev3 – Features. Disponível em: <https://docs.arduino.cc/hardware/uno-rev3/#features>. Acesso em: 5 jul. 2025.

ARFKEN, G. B.; WEBER, H. J.; HARRIS, F. E. *Mathematical Methods for Physicists*. 7. ed. Oxford: Academic Press, 2012.

BERANEK, L. L. “Acoustics”. McGraw Hill Book Company, Inc. Printed in the United States of America. 1954. 492p.

BECKWITH, T. G.; MARANGONI, R. D.; LENZ, J. H. *Mechanical Measurements*. 5th ed. Reading: Addison-Wesley, 1993.

BRUNETTI, Franco. *Mecânica dos fluidos*. 2. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008. Cap. 5, p. 121–128.

BRASIL, Ministério do Trabalho e Emprego, Portaria MTP nº 426, de 07 de outubro de 2021, “NR-15 - ATIVIDADES E OPERAÇÕES INSALUBRES”, Diário Oficial da República Federativa do Brasil, Brasília, 8 junho de 1978. Última visualização 18/11/2024

BRASIL. NR-15: Atividades e operações insalubres. Ministério do Trabalho e Emprego, 1978. Disponível em: <https://www.gov.br/trabalho-e-previdencia/pt-br/composicao/orgaos-especificos/secretaria-de-trabalho/inspecao/seguranca-e-saude-no-trabalho/normas-regulamentadoras/nr-15-atualizada-2023.pdf>. Acesso em: 03/03/2025.

BISTAFA, S. R. *Acústica aplicada ao controle do ruído*. [S.l.]: Editora Blucher, 2018.

CASTRO, Leandro. 5 passos para utilizar o sensor de inclinação giroscópio. Arduinoomega, 2021. Disponível em: <https://blog.arduinoomega.com/5-passos-para-utilizar-o-sensor-de-inclinacao-giroscopio/>. Acesso em: jul. 2025.

ÇENGEL, Yunus A.; CIMBALA, John M. *Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações*. 3. ed. Porto Alegre: AMGH, 2014.

ESTEVE, S. J.; JOHNSON, M. E. Adaptive helmholtz resonators and passive vibration absorbers for cylinder interior noise control. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 288, n. 4-5, p. 1105–1130, 2005

FLETCHER, H. *Speech and Hearing in Communication*. Los Angeles: Krieger Publishing Company, 1992.

INVENSENSE, “MPU-6000 and MPU-6050 Product Specification Revision 3.4”, AGO/2013. Disponível em: <https://octopart.com/pt/datasheet/mpu-6050-tdk-88182519>>. Acesso em: 11/07/2025.

MORSE, P. M. *Vibration and Sound*. 2. ed. Acoustical Society of America, 1981.

MORSE, P. M.; INGARD, K. U. *Theoretical Acoustics*. Princeton University Press, 1986.

MUNJAL, M. L. *Acoustics of Ducts and Mufflers with Application to Exhaust and Ventilation System Design*. John Wiley & Sons, 2013.

MUNDO EDUCAÇÃO. Ondulatória. 2025. Disponível em: <https://mundoeducacao.uol.com.br/fisica/ondulatoria.htm>. Acesso em: jul. 2025.

NEC. Orchestrating a brighter. 2018. Disponível em: https://pt.nec.com/pt_PT/press/201804/20180423_01.html. Acesso em: jul. 2025.

LEAV, O. Y.; CAZZOLATO, B. S.; HOWARD, C. Q. Directivity analysis of sound in turbulent exhaust jets with laminar cross-flow: A numerical study. In: ACOUSTICS. [S.I.], 2015

RAYLEIGH, Lord. The theory of the Helmholtz resonator. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character, v. 92, n. 638, p. 265-275, 1916.

SINGH, S.; HANSEN, C. H.; HOWARD, C. Q. A detailed tutorial for evaluating in-duct net acoustic power transmission in a circular duct with an attached cylindrical helmholtz resonator using transfer matrix method. AAS, 2008.

KINSLER, L. E.; FREY, A. R.; COPPENS, A. B.; SANDERS, J. V. Fundamentals of Acoustics. 4th ed. New York: Wiley, 2000.

KINSER, J. M.; FREY, R. E. *Fundamentals of Acoustics*. New York: Wiley, 1982.

KUO, Sen M.; MORGAN, Dennis R. Active Noise Control Systems: Algorithms and DSP Implementations. Wiley-Interscience, 1996.

HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. Fundamentos de Física. 9. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013. v. 2 (Ondas e Óptica).

VÉR, István L.; BERANEK, Leo L. (Ed.). Noise and vibration control engineering: principles and applications. John Wiley & Sons, 2005.

GERGES, SAMIR, Ruído Fundamento e Controle. Samir N. Y. Gerges; 2000.

ROSSING, T. D.; MOORE, F. R.; WHEELER, P. A. *The Science of Sound*. 3rd ed. New York: Addison-Wesley, 2002.

ROSSING, T. D. *Springer Handbook of Acoustics*. Springer Science & Business Media, 2007.

ROSS, D. *Mechanics of Sound Propagation in Curved Ducts*. Cambridge University Press, 2014.

KUTTRUFF, H. *Room Acoustics*. CRC Press, 2007.

TIPLER, Paul A.; MOSCA, Gene. *Física para cientistas e engenheiros, volume 1: mecânica, oscilações e ondas, termodinâmica*. [Reimpr.]. Rio de Janeiro: LTC, 2014. (Física para cientistas e engenheiros; v.1). Tradução de *Physics for Scientists and Engineers: with Modern Physics*, 6th ed.

SERWAY, Raymond A.; JEWETT, John W. *Princípios de Física*. Tradução EZ2 Translate; revisão técnica de Sergio Roberto Lopes. São Paulo: Cengage Learning, 2014. v. 2. 5. ed. norte-americana. ISBN 978-85-221-1687-4.

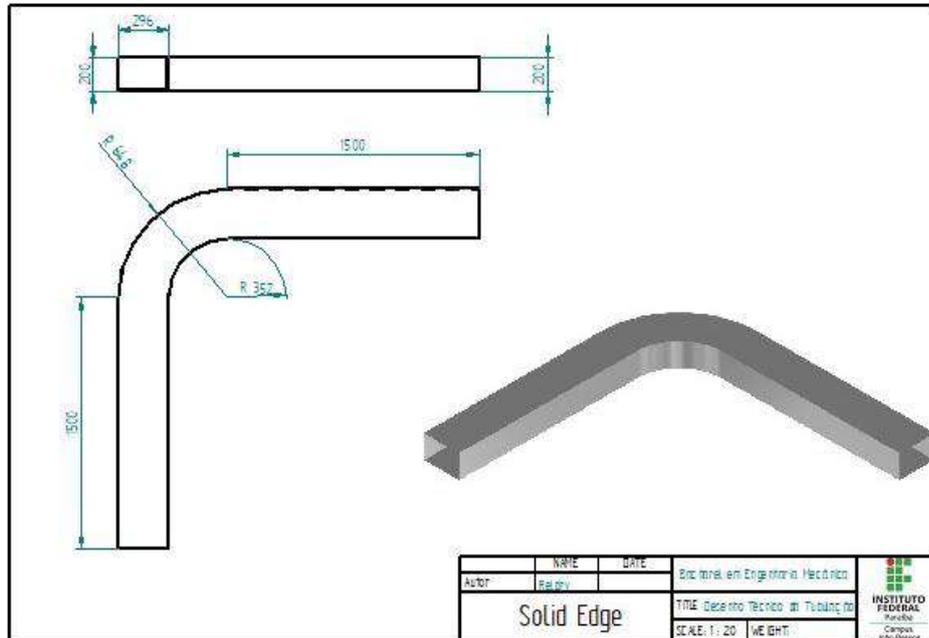
UNICENTRO. Grupo PET Física. Hermann Ludwig Ferdinand Helmholtz (1821–1894). 2016. Disponível em: <https://www3.unicentro.br/petfisica/2016/11/13/hermann-ludwig-ferdinand-helmholtz-1821-1894/>. Acesso em: jul. 2025.

UNSW. Music Acoustics – Helmholtz Resonators. 2025. Disponível em: <https://newt.phys.unsw.edu.au/jw/Helmholtz.html>. Acesso em: jul. 2025.

USINAINFO. Sensor MPU6050 – Giroscópio e Acelerômetro. 2025.

APÊNDICE

APÊNDICE A - Desenho Técnico do Duto



Fonte: Autor

APÊNDICE B - Código para cálculo da velocidade do ar em relação a temperatura

```
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt

# Parâmetros da equação da velocidade do som no ar
#  $c = 331.3 + 0.606 * T$  (T em °C, c em m/s)
# Faixa de temperatura: -20°C a 45°C com passo de 0.2°C
T = np.arange(-20, 45.2, 0.2)

# Cálculo da velocidade do som
c = 331.3 + 0.606 * T

# Plot do gráfico
plt.figure(figsize=(10, 6))
plt.plot(T, c, 'b-', linewidth=2)
plt.xlabel('Temperatura (°C)')
plt.ylabel('Velocidade do Som (m/s)')
plt.title('Velocidade do Som no Ar em Função da Temperatura')
plt.grid(True)

# Destacar pontos específicos
plt.plot(0, 331.3, 'ro', markersize=8, linewidth=2) # Ponto a 0°C
plt.plot(20, 331.3 + 0.606*20, 'go', markersize=8, linewidth=2) # Ponto a 20°C

# Legenda
plt.legend(['Velocidade do Som', '0°C (c = 331.3 m/s)', '20°C (c ≈ 343.5 m/s)'],
          loc='upper left')

# Ajuste de eixos
plt.xlim([-20, 45])
plt.ylim([320, 360])
```

```
plt.tight_layout()  
plt.show()
```

APÊNDICE C - Código para perda carga

```
import numpy as np  
import matplotlib.pyplot as plt  
  
# Dados das configurações (velocidades em m/s)  
# Configuração 1: S1PA e S2PB e VA  
conf1_entrada = np.array([5.9, 5.6, 5.1])  
conf1_saida = np.array([2.4, 2.1, 1.8])  
  
# Configuração 2: S1PB e S2PA e VA  
conf2_entrada = np.array([5.2, 4.9, 4.5])  
conf2_saida = np.array([2.8, 2.6, 2.2])  
  
# Configuração 3: S1PA e S2PB e VB  
conf3_entrada = np.array([5.1, 4.8, 4.3])  
conf3_saida = np.array([2.1, 1.8, 1.4])  
  
# Configuração 4: S1PB e S2PA e VB  
conf4_entrada = np.array([5.7, 5.4, 5.0])  
conf4_saida = np.array([1.7, 1.4, 1.2])  
  
# Cálculo da perda de carga ( $hf = (v_{entrada}^2 - v_{saida}^2) / (2g)$ )  
g = 9.81  
hf_conf1 = (conf1_entrada**2 - conf1_saida**2) / (2 * g)  
hf_conf2 = (conf2_entrada**2 - conf2_saida**2) / (2 * g)  
hf_conf3 = (conf3_entrada**2 - conf3_saida**2) / (2 * g)  
hf_conf4 = (conf4_entrada**2 - conf4_saida**2) / (2 * g)  
  
# Criar figura única com ajustes de espaçamento  
plt.figure(figsize=(14, 12)) # Aumentei a altura para 12
```

```
# Subplot 1: Velocidades de entrada (VA)
plt.subplot(2, 2, 1)
plt.plot(conf1_entrada, 'r-o', linewidth=1.5, label='S1PA (Entrada A)')
plt.plot(conf2_entrada, 'b--s', linewidth=1.5, label='S1PB (Entrada B)')
plt.xlabel('Medição (V1, V2, V3)')
plt.ylabel('Velocidade (m/s)')
plt.title('Gráfico 01: VA - Velocidades de Entrada')
plt.legend(loc='best')
plt.grid(True)
plt.xticks([0, 1, 2], ['V1', 'V2', 'V3'])
```

```
# Subplot 2: Perda de carga (VA)
plt.subplot(2, 2, 2)
plt.plot(hf_conf1, 'r-o', linewidth=1.5, label='S1PA → S2PB')
plt.plot(hf_conf2, 'b--s', linewidth=1.5, label='S1PB → S2PA')
plt.xlabel('Medição (V1, V2, V3)')
plt.ylabel('Perda de Carga (m)')
plt.title('Gráfico 02: VA - Perda de Carga')
plt.legend(loc='best')
plt.grid(True)
plt.xticks([0, 1, 2], ['V1', 'V2', 'V3'])
```

```
# Subplot 3: Velocidades de entrada (VB)
plt.subplot(2, 2, 3)
plt.plot(conf3_entrada, 'g-o', linewidth=1.5, label='S1PA (Entrada A)')
plt.plot(conf4_entrada, 'm--s', linewidth=1.5, label='S1PB (Entrada B)')
plt.xlabel('Medição (V1, V2, V3)')
plt.ylabel('Velocidade (m/s)')
plt.title('Gráfico 03: VB - Velocidades de Entrada')
plt.legend(loc='best')
plt.grid(True)
plt.xticks([0, 1, 2], ['V1', 'V2', 'V3'])
```

```

# Subplot 4: Perda de carga (VB)
plt.subplot(2, 2, 4)
plt.plot(hf_conf3, 'g-o', linewidth=1.5, label='S1PA → S2PB')
plt.plot(hf_conf4, 'm--s', linewidth=1.5, label='S1PB → S2PA')
plt.xlabel('Medição (V1, V2, V3)')
plt.ylabel('Perda de Carga (m)')
plt.title('Gráfico 04: VB - Perda de Carga')
plt.legend(loc='best')
plt.grid(True)
plt.xticks([0, 1, 2], ['V1', 'V2', 'V3'])

# Ajustes finais de layout
plt.subplots_adjust(hspace=0.5, wspace=0.3) # Espaçamento vertical e horizontal
plt.tight_layout(pad=4.0) # Espaçamento adicional geral
plt.show()

```

APÊNDICE D : Tabela e Gráfico para Confeção do Ressonador de Helmholtz

```

import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt
import pandas as pd

# Parâmetros fixos
c = 343 # velocidade do som no ar (m/s)
d_pescoco = 0.022 # diâmetro do pescoço (m)
r_pescoco = d_pescoco / 2
d_volume = 0.148 # diâmetro da cavidade (m)
r_volume = d_volume / 2
S = np.pi * r_pescoco**2 # área da seção do pescoço (m²)

# Alturas da cavidade em milímetros
alturas_mm = np.linspace(50, 260, 50) # 50 mm até 260 mm
alturas_m = alturas_mm / 1000 # convertendo para metros

# Comprimentos do pescoço em milímetros

```

```
comprimentos_pescoco_mm = np.linspace(30, 90, 7) # 30 mm até 90 mm
comprimentos_pescoco_m = comprimentos_pescoco_mm / 1000 # convertendo para
metros
```

```
# Estilos de linha e cores
```

```
cores = ['blue', 'black', 'red', 'green']
```

```
estilos = ['-', '--', '-.', ':', '-', '--', '-.']
```

```
marcadores = [",", " ", " ", " ", "*", "o", "^"]
```

```
estilos_completos = []
```

```
for i in range(len(comprimentos_pescoco_mm)):
```

```
    cor = cores[i % len(cores)]
```

```
    estilo = estilos[i % len(estilos)]
```

```
    marcador = marcadores[i % len(marcadores)]
```

```
    estilos_completos.append(f"{estilo}{marcador}")
```

```
# Criação da figura
```

```
plt.figure(figsize=(10, 6))
```

```
# DataFrame para armazenar resultados
```

```
df_resultado = pd.DataFrame(columns=['Altura (mm)', *f'Pesçoço {int(lp)} mm' for lp
in comprimentos_pescoco_mm])
```

```
# Loop pelas alturas e comprimentos de pesçoço
```

```
for idx, l_pescoco in enumerate(comprimentos_pescoco_m):
```

```
    frequencias = []
```

```
    for h in alturas_m:
```

```
        V = np.pi * r_volume**2 * h # volume da cavidade
```

```
        L_efetivo = l_pescoco + 0.3 * 2 * r_pescoco # comprimento efetivo
```

```
        f = (c / (2 * np.pi)) * np.sqrt(S / (V * L_efetivo))
```

```
        frequencias.append(f)
```

```
# Plot da curva
```

```

plt.plot(alturas_mm, frequencias, estilos_completos[idx], color=cores[idx %
len(cores)],
        label=f'Pesçoço = {comprimentos_pescoço_mm[idx]:.0f} mm')

# Adiciona ao DataFrame
if idx == 0:
    df_resultado['Altura (mm)'] = alturas_mm
    df_resultado[f'Pesçoço {int(comprimentos_pescoço_mm[idx])} mm'] = frequencias
# Impressão dos parâmetros considerados
print("\nParâmetros considerados:")
print(f"- Velocidade do som (c): {c} m/s")
print(f"- Diâmetro do pesçoço: {d_pescoço*1000:.1f} mm")
print(f"- Diâmetro da cavidade: {d_volume*1000:.1f} mm")
print(f"- Área da seção do pesçoço (S): {S*1e6:.2f} mm2")

print("\nComprimentos do pesçoço (mm) e seus comprimentos efetivos (mm):")
for l in comprimentos_pescoço_m:
    L_efetivo = l + 0.3 * 2 * r_pescoço
    print(f"- Comprimento real: {l*1000:.1f} mm | Efetivo: {L_efetivo*1000:.2f} mm")

# Verifica se o DataFrame existe antes de imprimir
if 'df_resultado' in locals():
    print("\nTabela de frequências calculadas:")
    print(df_resultado.to_string(index=False))
else:
    print("\n[ERRO] DataFrame df_resultado não foi gerado.")
# Configurações do gráfico
plt.title('Frequência de Ressonância vs Altura da Cavidade')
plt.xlabel('Altura da cavidade (mm)')
plt.ylabel('Frequência de Ressonância (Hz)')
plt.grid(True)
plt.legend(loc='upper right')
plt.tight_layout()
plt.show()

```

APÊNDICE E : Tabela de frequências calculadas:

Tabela de frequências calculadas:							
Altura (mm)	Pescoço 30 mm	Pescoço 40 mm	Pescoço 50 mm	Pescoço 60 mm	Pescoço 70 mm	Pescoço 80 mm	Pescoço 90 mm
50,000000	189,692287	168,111435	152,539388	140,621945	131,12208	123,319362	116,762034
54,285714	182,050508	161,339044	146,394319	134,956972	125,83981	118,351425	112,05826
58,571429	175,263615	155,32428	140,936698	129,925739	121,148467	113,939252	107,880697
62,857143	169,183247	149,935662	136,047224	125,418264	116,9455	109,986391	104,138025
67,142857	163,694755	145,071583	131,633701	121,349557	113,151658	106,418311	100,759672
71,428571	158,707954	140,652118	127,623608	117,65276	109,704603	103,176381	97,690126
75,714286	154,150792	136,613414	123,959006	114,274463	106,55453	100,21376	94,885039
80,000000	149,96492	132,903759	120,592975	111,171409	103,661106	97,492516	92,308493
84,285714	146,102514	129,48077	117,487054	108,308145	100,991273	94,981557	89,931051
88,571429	142,52395	126,309331	114,609384	105,655298	98,517642	92,655125	87,728323
92,857143	139,196084	123,360068	111,933309	103,188297	96,217302	90,491672	85,679909
97,142857	136,090948	120,608196	109,436341	100,88641	94,070921	88,473016	83,768592
101,428571	133,184756	118,032636	107,099353	98,732003	92,062058	86,583695	81,979733
105,714286	130,457134	115,615329	104,90596	96,709973	90,176628	84,810462	80,300789
110,000000	127,890514	113,340707	102,842034	94,807296	88,402488	83,141897	78,720947
114,285714	125,469654	111,195263	100,895321	93,012674	86,729104	81,568091	77,230826
118,571429	123,181262	109,167215	99,055131	91,316252	85,147285	80,080402	75,822243
122,857143	121,01368	107,246235	97,312089	89,709389	83,648976	78,671253	74,488023
127,142857	118,956641	105,42322	95,657939	88,184472	82,227076	77,333967	73,221845
131,428571	117,001056	103,690117	94,085372	86,734766	80,875306	76,062637	72,018117
135,714286	115,138851	102,039771	92,587897	85,354283	79,588084	74,852014	70,871867

140,000000	113,362824	100,465799	91,15972	84,037686	78,360431	73,697415	69,778662
144,285714	111,666527	98,962485	89,795657	82,780193	77,187889	72,594648	68,734533
148,571429	110,044166	97,524697	88,491051	81,577511	76,066456	71,539948	67,735915
152,857143	108,490524	96,147809	87,241703	80,425771	74,992523	70,529922	66,779596
157,142857	107,000881	94,827639	86,043819	79,321475	73,962828	69,561502	65,86267
161,428571	105,57096	93,560397	84,893961	78,261452	72,974416	68,631907	64,982505
165,714286	104,196876	92,342639	83,789004	77,242821	72,0246	67,738612	64,13671
170,000000	102,875087	91,171227	82,726098	76,262957	71,110932	66,879314	63,323104
174,285714	101,602356	90,043292	81,702643	75,319462	70,231175	66,051909	62,539695
178,571429	100,375723	88,95621	80,716257	74,410139	69,383283	65,254473	61,784661
182,857143	99,192471	87,907574	79,764755	73,532975	68,565377	64,485238	61,056329
187,142857	98,050101	86,895169	78,846129	72,686118	67,77573	63,742581	60,353162
191,428571	96,946313	85,916956	77,958527	71,867862	67,012752	63,025005	59,673742
195,714286	95,878981	84,971052	77,100241	71,076632	66,274974	62,331131	59,016764
200,000000	94,846143	84,055718	76,269694	70,310972	65,56104	61,659681	58,381017
204,285714	93,84598	83,169341	75,465422	69,569536	64,869692	61,009473	57,765383
208,571429	92,876805	82,310426	74,686068	68,85107	64,199763	60,37941	57,168822
212,857143	91,937049	81,477584	73,930371	68,154414	63,55017	59,768473	56,590371
217,142857	91,025254	80,669522	73,197159	67,478486	62,919905	59,175713	56,02913
221,428571	90,140061	79,885035	72,485339	66,822277	62,308028	58,600246	55,484263
225,714286	89,280199	79,122998	71,793889	66,184848	61,713661	58,041249	54,95499
230,000000	88,444485	78,382361	71,121856	65,56532	61,135985	57,497949	54,440579
234,285714	87,631808	77,66214	70,468349	64,962869	60,574234	56,969626	53,940349
238,571429	86,841129	76,961415	69,832532	64,376726	60,027688	56,455604	53,453659
242,857143	86,071473	76,279321	69,213619	63,806168	59,495674	55,955249	52,97991
247,142857	85,321925	75,615047	68,610877	63,250516	58,97756	55,467966	52,518537
251,428571	84,591624	74,967831	68,023612	62,709132	58,47275	54,993196	52,069012

APÊNDICE F: Código para Geração de Gráfico da Aceleração por Tempo e FFT

```

import pandas as pd
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt
from scipy.fft import rfft, rfftfreq
from scipy.signal import find_peaks
# Configurações do arquivo
ARQUIVO = "ensaio_02_com_Ressonador_z_07_08.txt"
SEPARADOR = ","
def carregar_dados():
    """Carrega e processa os dados do arquivo"""
    try:
        dados = pd.read_csv(ARQUIVO, header=None, sep=SEPARADOR,
                             names=['timestamp', 'z', 'x', 'y'])
        dados = dados.apply(pd.to_numeric, errors='coerce').dropna()
        if dados.empty:
            raise ValueError("Arquivo vazio ou sem dados válidos")
        tempo = dados['timestamp'].values * 1e-9
        z_g = dados['z'].values
        z_ms2 = z_g * 9.80665
        x_g = dados['x'].values
        x_ms2 = x_g * 9.80665
        y_g = dados['y'].values
        y_ms2 = y_g * 9.80665
        return tempo, z_g, z_ms2, x_g, x_ms2, y_g, y_ms2
    except Exception as e:
        raise ValueError(f"Erro ao carregar dados: {str(e)}")
def calcular_fft(sinal, fs):
    """Calcula a FFT e retorna frequências e amplitudes"""
    n = len(sinal)
    yf = rfft(sinal)
    xf = rfftfreq(n, 1/fs)
    amplitude = np.abs(yf) / n
    return xf, amplitude

```

```

def imprimir_picos(freq, amp, eixo, num_picos=5):
    """Imprime os maiores picos no terminal"""
    picos, _ = find_peaks(amp)
    if len(picos) >= num_picos:
        print(f"\nTop {num_picos} picos - Eixo {eixo}:")
        maiores = np.argsort(amp[picos])[-num_picos:]
        for i, p in enumerate(picos[maiores][::-1]):
            print(f"{i+1}º: {freq[p]:.2f} Hz | Amplitude: {amp[p]:.2e} G2/Hz")
    else:
        print(f"\nApenas {len(picos)} picos encontrados no eixo {eixo}")
def plotar_subplots(tempo, z_ms2, x_ms2, y_ms2, freq_z, amp_z, freq_x, amp_x,
freq_y, amp_y):
    """Cria subplots 3x2 com escalas consistentes"""
    plt.figure(figsize=(16, 12))
    cores = ['b', 'g', 'r']
    # Calcular limites comuns
    max_acc = max(np.max(np.abs(z_ms2)), np.max(np.abs(x_ms2)),
np.max(np.abs(y_ms2))) * 1.1
    max_amp = max(np.max(amp_z), np.max(amp_x), np.max(amp_y)) * 1.1
    max_freq = max(np.max(freq_z), np.max(freq_x), np.max(freq_y))
    # Gráficos de tempo
    for i, (dados, cor, eixo) in enumerate(zip([z_ms2, x_ms2, y_ms2], cores, ['Z', 'X',
'Y']))):
        plt.subplot(3, 2, i*2+1)
        plt.plot(tempo, dados, color=cor)
        plt.title(f'Aceleração {eixo} vs Tempo - Com o Ressonador de Helmholtz')
        plt.xlabel('Tempo (s)')
        plt.ylabel('Aceleração (m/s2)')
        plt.ylim(-max_acc, max_acc)
        plt.grid(True)
    # Gráficos de FFT
    for i, (freq, amp, cor, eixo) in enumerate(zip(
        [freq_z, freq_x, freq_y],

```

```

    [amp_z, amp_x, amp_y],
    cores,
    ['Z', 'X', 'Y']
)):
    plt.subplot(3, 2, i*2+2)
    plt.plot(freq, amp, color=cor)
    plt.title(f'FFT - Eixo {eixo} - Com o Ressonador de Helmholtz')
    plt.xlabel('Frequência (Hz)')
    plt.ylabel('Amplitude (G2/Hz)')
    plt.xlim(0, max_freq)
    plt.ylim(0, max_amp)
    plt.grid(True)
    plt.tight_layout()
plt.show()

def main():
    print("Processando dados...")
    tempo, z_g, z_ms2, x_g, x_ms2, y_g, y_ms2 = carregar_dados()
    dt = np.mean(np.diff(tempo))
    fs = 1 / dt
    print(f"\nFrequência de amostragem: {fs:.2f} Hz")
    freq_z, amp_z = calcular_fft(z_g, fs)
    freq_x, amp_x = calcular_fft(x_g, fs)
    freq_y, amp_y = calcular_fft(y_g, fs)
    imprimir_picos(freq_z, amp_z, 'Z')
    imprimir_picos(freq_x, amp_x, 'X')
    imprimir_picos(freq_y, amp_y, 'Y')
    plotar_subplots(tempo, z_ms2, x_ms2, y_ms2, freq_z, amp_z, freq_x, amp_x,
freq_y, amp_y)
    print("\nAnálise concluída!")

if __name__ == "__main__":
    main()

```

APÊNDICE G Código para Confeccção do Gráfico de Comparação

```

import pandas as pd
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt
from scipy.fft import rfft, rfftfreq
from scipy.signal import find_peaks
import os

# Configurações dos arquivos
ARQUIVO_COM = "ensaio_02_com_Ressonador_z.txt"
ARQUIVO_SEM = "ensaio_03_sem_Ressonador_z.txt"
SEPARADOR = "," # Altere para '\t' se for tabulação
def carregar_dados(arquivo, prefixo):
    """Carrega apenas os dados do eixo Z"""
    try:
        # Verifica se o arquivo existe
        if not os.path.exists(arquivo):
            raise FileNotFoundError(f"Arquivo '{arquivo}' não encontrado")

        # Lê o arquivo (apenas timestamp e z)
        dados = pd.read_csv(arquivo, header=None, sep=SEPARADOR,
                            names=['timestamp', f'z_{prefixo}'])

        # Verifica dados
        if dados.empty or len(dados) < 10:
            raise ValueError("Arquivo vazio ou com poucos dados")

        # Converte para numérico
        dados = dados.apply(pd.to_numeric, errors='coerce').dropna()

        # Extrai as colunas
        tempo = dados['timestamp'].values * 1e-9 # Converte ns para s
        z_g = dados[f'z_{prefixo}'].values
        z_ms2 = z_g * 9.80665 # Converte g para m/s²

```

```
return tempo, z_g, z_ms2 # Agora retorna apenas 3 valores
```

```
except Exception as e:
```

```
    print(f"\nERRO ao processar {arquivo}:")
```

```
    print(f"Tipo: {type(e).__name__}")
```

```
    print(f"Mensagem: {str(e)}")
```

```
# Diagnóstico
```

```
try:
```

```
    with open(arquivo, 'r') as f:
```

```
        print("\nPrimeiras linhas:")
```

```
        for _ in range(5):
```

```
            print(f.readline(), end="")
```

```
except:
```

```
    print("Não foi possível ler o arquivo")
```

```
raise
```

```
def calcular_fft(sinal, fs):
```

```
    """Calcula a FFT"""
```

```
    n = len(sinal)
```

```
    yf = rfft(sinal)
```

```
    xf = rfftfreq(n, 1/fs)
```

```
    return xf, np.abs(yf) / n
```

```
def plot_comparacao(tempo_com, z_ms2_com, freq_com, amp_com,
```

```
                    tempo_sem, z_ms2_sem, freq_sem, amp_sem):
```

```
    """Plota comparação em grid 2x2 com escalas consistentes"""
```

```
    plt.figure(figsize=(15, 10))
```

```
# Calcula limites comuns para os eixos
```

```
max_acc = max(np.max(np.abs(z_ms2_com)), np.max(np.abs(z_ms2_sem))) * 1.1
```

```
max_amp = max(np.max(amp_com), np.max(amp_sem)) * 1.1
```

```
max_freq = max(np.max(freq_com), np.max(freq_sem))
```

```
# 1. Aceleração vs Tempo - SEM ressonador (linha 1, coluna 1)
```

```
plt.subplot(2, 2, 1)
```

```
plt.plot(tempo_sem, z_ms2_sem, 'r-', label='Sem Ressonador')
```

```
plt.title('Aceleração Z vs Tempo - Sem Ressonador')
```

```
plt.xlabel('Tempo (s)')
```

```
plt.ylabel('Aceleração (m/s2)')
```

```
plt.ylim(-max_acc, max_acc)
```

```
plt.grid(True)
```

```
plt.legend()
```

```
# 2. FFT - SEM ressonador (linha 1, coluna 2)
```

```
plt.subplot(2, 2, 2)
```

```
plt.plot(freq_sem, amp_sem, 'r-', label='Sem Ressonador')
```

```
plt.title('FFT - Eixo Z - Sem Ressonador')
```

```
plt.xlabel('Frequência (Hz)')
```

```
plt.ylabel('Amplitude (G2/Hz)')
```

```
plt.xlim(0, max_freq)
```

```
plt.ylim(0, max_amp)
```

```
plt.grid(True)
```

```
plt.legend()
```

```
# 3. Aceleração vs Tempo - COM ressonador (linha 2, coluna 1)
```

```
plt.subplot(2, 2, 3)
```

```
plt.plot(tempo_com, z_ms2_com, 'b-', label='Com Ressonador')
```

```
plt.title('Aceleração Z vs Tempo - Com Ressonador')
```

```
plt.xlabel('Tempo (s)')
```

```
plt.ylabel('Aceleração (m/s2)')
```

```
plt.ylim(-max_acc, max_acc)
```

```
plt.grid(True)
```

```
plt.legend()
```

```
# 4. FFT - COM ressonador (linha 2, coluna 2)
```

```
plt.subplot(2, 2, 4)
```

```
plt.plot(freq_com, amp_com, 'b-', label='Com Ressonador')
plt.title('FFT - Eixo Z - Com Ressonador')
plt.xlabel('Frequência (Hz)')
plt.ylabel('Amplitude (G2/Hz)')
plt.xlim(0, max_freq)
plt.ylim(0, max_amp)
plt.grid(True)
plt.legend()
```

```
plt.tight_layout()
plt.show()
```

```
def main():
```

```
    print("Processando dados...\n")
```

```
    try:
```

```
        # Carrega dados COM ressonador
```

```
        print(f"Carregando: {ARQUIVO_COM}")
```

```
        tempo_com, z_g_com, z_ms2_com = carregar_dados(ARQUIVO_COM, 'com')
```

```
        fs_com = 1 / np.mean(np.diff(tempo_com))
```

```
        print(f" - {len(tempo_com)} amostras | Fs: {fs_com:.2f} Hz")
```

```
        # Carrega dados SEM ressonador
```

```
        print(f"\nCarregando: {ARQUIVO_SEM}")
```

```
        tempo_sem, z_g_sem, z_ms2_sem = carregar_dados(ARQUIVO_SEM, 'sem')
```

```
        fs_sem = 1 / np.mean(np.diff(tempo_sem))
```

```
        print(f" - {len(tempo_sem)} amostras | Fs: {fs_sem:.2f} Hz")
```

```
        # Calcula FFTs
```

```
        freq_com, amp_com = calcular_fft(z_g_com, fs_com)
```

```
        freq_sem, amp_sem = calcular_fft(z_g_sem, fs_sem)
```

```
        # Plota comparação
```

```
        plot_comparacao(tempo_com, z_ms2_com, freq_com, amp_com,
```

```

tempo_sem, z_ms2_sem, freq_sem, amp_sem)

print("\nAnálise concluída com sucesso!")

except Exception as e:
    print(f"\nFalha na execução: {str(e)}")
    print("\nDicas para resolver:")
    print("1. Verifique os caminhos dos arquivos")
    print("2. Confira o separador usado (vírgula ou tabulação)")
    print("3. Verifique se os arquivos têm 2 colunas (timestamp e z)")

if __name__ == "__main__":
    main()

```

APÊNDICE H Coleta de dados do MPU 5060

```

import serial
import time
porta = "COM4"
baud_rate = 9600
arquivo_txt =
r"C:\Users\Lenovo\Documents\Código\coleta_de_dados_arduino_28_07_2025_nova
coleta.txt"
try:
    ser = serial.Serial(porta, baud_rate, timeout=1)
    time.sleep(2)
    ser.reset_input_buffer()
    print(f"[Python] Conectado na porta {porta}")
except Exception as e:
    print(f"[Python] Erro ao abrir a porta serial: {e}")
    exit()

print("[Python] Digite 'c' para calibrar ou 's' para sair.")

try:

```

```
while True:
    comando = input("Comando (c-calibrar, s-sair): ").strip().lower()

    if comando == 'c':
        ser.write(b'c')
        print("[Python] Comando 'c' enviado. Iniciando coleta...")

        with open(arquivo_txt, "w") as arquivo:
            arquivo.write("Timestamp;AccX;AccY;AccZ\n")

        try:
            while True:
                if ser.in_waiting > 0:
                    linha = ser.readline().decode('utf-8', errors='ignore').strip()

                    if linha == "Calibrado!":
                        print("[Python] Calibração concluída.")
                        continue

                    if linha:
                        timestamp = time.strftime("%H:%M:%S", time.localtime())
                        print(f"{timestamp};{linha}")
                        arquivo.write(f"{timestamp};{linha}\n")
                except KeyboardInterrupt:
                    print("\n[Python] Coleta finalizada com CTRL+C.")
                    break

            elif comando == 's':
                print("[Python] Finalizando programa.")
                break

            else:
                print("[Python] Comando inválido.")

        finally:
            ser.close()
```

```
print("[Python] Porta serial fechada.")
```

APÊNDICE I Código Arduino

```
#include <Wire.h>
```

```
const int MPU = 0x68;
```

```
float AccX, AccY, AccZ;
```

```
float offsetX = 0, offsetY = 0, offsetZ = 0;
```

```
bool calibrado = false;
```

```
void setup() {
```

```
  Serial.begin(9600);
```

```
  Wire.begin();
```

```
  Wire.beginTransmission(MPU);
```

```
  Wire.write(0x6B);
```

```
  Wire.write(0);
```

```
  Wire.endTransmission(true);
```

```
  Wire.beginTransmission(MPU);
```

```
  Wire.write(0x1B);
```

```
  Wire.write(0b00011000); // ±2000 °/s
```

```
  Wire.endTransmission();
```

```
  Wire.beginTransmission(MPU);
```

```
  Wire.write(0x1C);
```

```
  Wire.write(0b00011000); // ±16g
```

```
  Wire.endTransmission();
```

```
  Serial.println("Pronto! Digite 'c' para calibrar (zerar).");
```

```
}
```

```
void loop() {
```

```

if (Serial.available() > 0) {
  char comando = Serial.read();
  if (comando == 'c') {
    // Calibra pegando a posição atual
    Wire.beginTransmission(MPU);
    Wire.write(0x3B);
    Wire.endTransmission(false);
    Wire.requestFrom(MPU, 14, true);
    offsetX = Wire.read() << 8 | Wire.read();
    offsetY = Wire.read() << 8 | Wire.read();
    offsetZ = Wire.read() << 8 | Wire.read();
    // Ignora os próximos bytes da leitura de temperatura e giroscópio
    for (int i = 0; i < 8; i++) Wire.read();

    calibrado = true;
    Serial.println("Calibrado!");
  }
}

if (calibrado) {
  Wire.beginTransmission(MPU);
  Wire.write(0x3B);
  Wire.endTransmission(false);
  Wire.requestFrom(MPU, 14, true);

  AccX = Wire.read() << 8 | Wire.read();
  AccY = Wire.read() << 8 | Wire.read();
  AccZ = Wire.read() << 8 | Wire.read();

  // Ignora os próximos bytes
  for (int i = 0; i < 8; i++) Wire.read();

  // Envia os dados zerados e escalados para o Python
  Serial.print((AccX - offsetX) / 2048.0); Serial.print(" ");

```

```
Serial.print((AccY - offsetY) / 2048.0); Serial.print(" ");  
Serial.println((AccZ - offsetZ) / 2048.0);  
}  
  
delay(10); // 1h Hz  
}
```

ANEXO

EXEMPLO

ANEXO A – Elemento utilizado no ANSYS

SOLID186 Element Description

SOLID186 is a higher order 3D 20-node solid element that exhibits quadratic displacement behavior. The element is defined by 20 nodes having three degrees of freedom per node: translations in the nodal x, y, and z directions. The element supports plasticity, hyperelasticity, creep, stress stiffening, large deflection, and large strain capabilities. It also has mixed formulation capability for simulating deformations of nearly incompressible elastoplastic materials, and fully incompressible hyperelastic materials.

SOLID186 is available in two forms:

- Homogeneous Structural Solid (KEYOPT(3) = 0, the default) -- See "[SOLID186 Homogeneous Structural Solid Element Description](#)".
- Layered Structural Solid (KEYOPT(3) = 1) -- See "[SOLID186 Layered Structural Solid Element Description](#)".

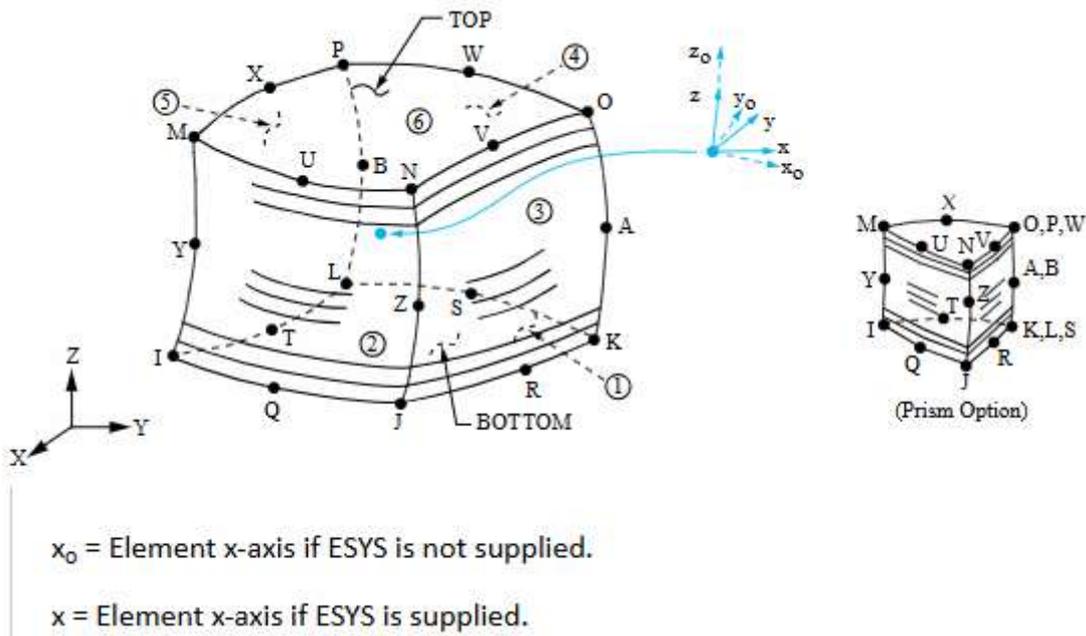
A lower-order version of the SOLID186 element is [SOLID185](#).

SOLID186 Homogeneous Structural Solid Element Description

SOLID186 Homogeneous Structural Solid is well suited to modeling irregular meshes (such as those produced by various CAD/CAM systems). The element may have any spatial orientation.

Various printout options are available. See [SOLID186](#) for more details.

Figure 186.1: SOLID186 Homogeneous Structural Solid Geometry



SOLID186 Homogeneous Structural Solid Input Data

The geometry, node locations, and the element coordinate system for this element are shown in [Figure 186.1: SOLID186 Homogeneous Structural Solid Geometry](#). A prism-shaped element may be formed by defining the same node numbers for nodes K, L, and S; nodes A and B; and nodes O, P, and W. A tetrahedral-shaped element and a pyramid-shaped element may also be formed as shown in [Figure 186.1: SOLID186 Homogeneous Structural Solid Geometry](#). [SOLID187](#) is a similar, but 10-node tetrahedron element.

In addition to the nodes, the element input data includes the anisotropic material properties. Anisotropic material directions correspond to the element coordinate directions. The element coordinate system orientation is as described in [Coordinate Systems](#).

Element loads are described in [Element Loading](#). Pressures may be input as surface loads on the element faces as shown by the circled numbers on [Figure 186.1: SOLID186 Homogeneous Structural Solid Geometry](#). Positive pressures act into the element. Temperatures may be input as element body loads at the nodes. The node I temperature $T(I)$ defaults to TUNIF. If all other temperatures are unspecified, they default to $T(I)$. If all corner node temperatures are specified, each midside node temperature defaults to the average temperature of its adjacent corner nodes. For any other input temperature pattern, unspecified temperatures default to TUNIF.

As described in [Coordinate Systems](#), you can use [ESYS](#) to orient the material properties and strain/stress output. Use [RSYS](#) to choose output that follows the material coordinate system or the global coordinate system.

KEYOPT(6) = 1 sets the element for using mixed formulation. For details on the use of mixed formulation, see [Applications of Mixed u-P Formulations](#).

KEYOPT(15) = 1 sets the element for perfectly matched layers (PML). For more information, see [Perfectly Matched Layers \(PML\) in Elastic Media in the Theory Reference](#).

KEYOPT(16) = 1 activates steady-state analysis (defined via [SSTATE](#)). For more information, see [Steady-State Rolling in the Theory Reference](#). For a steady-state analysis, elements must be numbered as shown in [Figure 186.1: SOLID186 Homogeneous Structural Solid Geometry](#).

For extra surface output, KEYOPT(17) = 4 activates surface solution for faces with nonzero pressure. For more information, see [Surface Solution in the Element Reference](#).

You can apply an initial stress state to this element ([INISTATE](#)). For more information, see [Initial State in the Advanced Analysis Guide](#).

The effects of pressure load stiffness are automatically included for this element. If an unsymmetric matrix is needed for pressure load stiffness effects, use [NROPT,UNSYM](#).

The following table summarizes the element input. [Element Input](#) provides a general description of element input.

SOLID186 Homogeneous Structural Solid Input Summary

Nodes

I, J, K, L, M, N, O, P, Q, R, S, T, U, V, W, X, Y, Z, A, B

Degrees of Freedom

UX, UY, UZ

Real Constants

None

Material Properties

[TB](#) command: See [Element Support for Material Models](#) for this element.

[MP](#) command: EX, EY, EZ, ALPX, ALPY, ALPZ (or CTEX, CTEY, CTEZ or THSX,THSY, THSZ), PRXY, PRYZ, PRXZ (or NUXY, NUYZ, NUXZ), DENS, GXY, GYZ, GXZ, ALPD, BETD, DMPR, DMPS

Surface Loads**Pressures --**

face 1 (J-I-L-K), face 2 (I-J-N-M), face 3 (J-K-O-N),
face 4 (K-L-P-O), face 5 (L-I-M-P), face 6 (M-N-O-P)

To define general surface loads (or surface tractions) on the faces, issue [SFCONTROL](#).

Equivalent source surface flag --

MXWF (input on the [SF](#) command)

Body Loads**Temperatures --**

T(I), T(J), T(K), T(L), T(M), T(N), T(O), T(P), T(Q), T(R), T(S), T(T), T(U), T(V), T(W),
T(X), T(Y), T(Z), T(A), T(B)

Body force densities --

The element values in the global X, Y, and Z directions. For analyses supporting complex loading, imaginary X, Y, and Z values are supported (see [BFE](#) for details).

Special Features

[Birth and death](#)

[Coriolis effect](#)

[Element technology autoselect](#)

[Fracture parameter calculation](#)

[Inverse solving](#)

[Large deflection](#)

[Large strain](#)

[Linear perturbation](#)

[Material force evaluation](#)

[Nonlinear stabilization](#)

[Rezoning](#)

[Steady state](#)

[Stress stiffening](#)

KEYOPT(2)

Element technology:

0 --

Uniform reduced integration (default)

1 --

Full integration

KEYOPT(3)

Layer construction:

0 --

Homogeneous Structural Solid (default) -- nonlayered

1 --

[Layered Structural Solid](#) (not applicable to SOLID186 Homogeneous Structural Solid)

KEYOPT(6)

Element formulation:

0 --

Use pure displacement formulation (default)

1 --

Use mixed u-P formulation

KEYOPT(15)

PML absorbing condition:

0 --

Do not include PML absorbing condition (default)

1 --

Include PML absorbing condition

KEYOPT(16)

Steady-state analysis flag:

0 --

Steady-state analysis disabled (default)

1 --

Enable steady-state analysis

KEYOPT(17)

Extra surface output:

0 --

Basic element solution (default)

4 --

Surface solution for faces with nonzero pressure

SOLID186 Homogeneous Structural Solid Element Technology

SOLID186 uses the uniform reduced integration method or the full integration method, as follows:

- **Uniform reduced integration method**

Helps to prevent volumetric mesh locking in nearly incompressible cases. However, hourglass mode might propagate in the model if there are not at least two layers of elements in each direction.

- **Full integration**

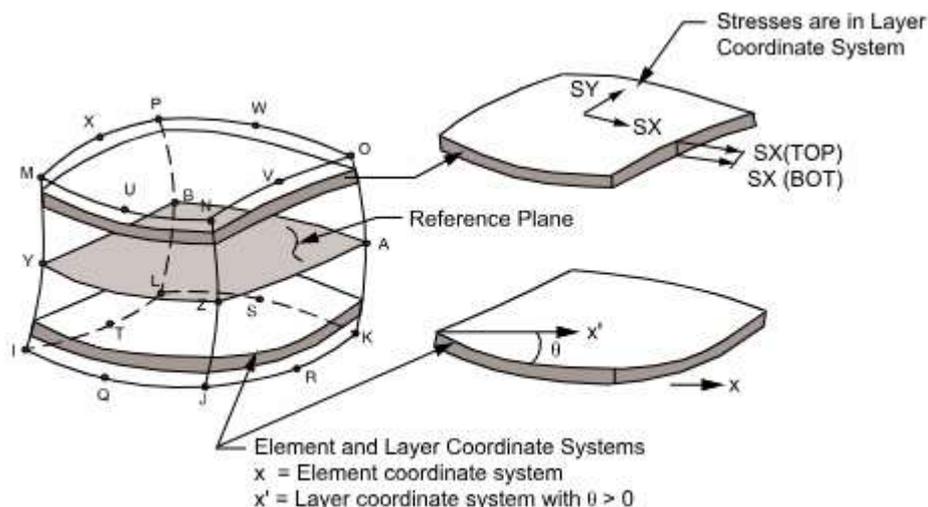
The full integration method does not cause hourglass mode, but can cause volumetric locking in nearly incompressible cases. This method is used primarily for purely linear analyses, or when the model has only one layer of elements in each direction.

SOLID186 Homogeneous Structural Solid Output Data

The solution output associated with the element is in two forms:

- Nodal displacements included in the overall nodal solution
- Additional element output as shown in [Table 186.1: SOLID186 Homogeneous Structural Solid Element Output Definitions](#)

Figure 186.2: SOLID186 Homogeneous Structural Solid Stress Output



The element stress directions are parallel to the element coordinate system. A general description of solution output is given in [Solution Output](#). See the [Basic Analysis Guide](#) for ways to view results.

The Element Output Definitions table uses the following notation:

A colon (:) in the Name column indicates that the item can be accessed by the Component Name method ([ETABLE](#), [ESOL](#)). The O column indicates the availability of the items in the file **jobname.out**. The R column indicates the availability of the items in the results file.

In either the O or R columns, “Y” indicates that the item is *always* available, a letter or number refers to a table footnote that describes when the item is *conditionally* available, and “-” indicates that the item is *not* available.

Table 186.1: SOLID186 Homogeneous Structural Solid Element Output Definitions

Name	Definition	O	R
EL	Element number and name	-	Y
NODES	Nodes - I, J, K, L, M, N, O, P	-	Y
MAT	Material number	-	Y
VOLU:	Volume	-	Y
XC, YC, ZC	Location where results are reported	Y	3
PRES	Pressures P1 at nodes J, I, L, K; P2 at I, J, N, M; P3 at J, K, O, N; P4 at K, L, P, O; P5 at L, I, M, P; P6 at M, N, O, P [8]	-	Y
TEMP	Temperatures T(I), T(J), T(K), T(L), T(M), T(N), T(O), T(P)	-	Y
S:X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Stresses	Y	Y
S:1, 2, 3	Principal stresses	-	Y
S:INT	Stress intensity	-	Y
S:EQV	Equivalent stress	-	Y
EPEL:X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Elastic strains	Y	Y
EPEL:EQV	Equivalent elastic strains [6]	Y	Y
EPth:X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Thermal strains	2	2
EPth:EQV	Equivalent thermal strains [6]	2	2
EPPL:X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Plastic strains [7]	1	1
EPPL:EQV	Equivalent plastic strains [6]	1	1

Name	Definition	OR	OR
EPCR:X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Creep strains	1	1
EPCR:EQV	Equivalent creep strains [6]	1	1
EPTO:X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Total mechanical strains (EPEL + EPPL + EPCR)	Y	-
EPTO:EQV	Total equivalent mechanical strains (EPEL + EPPL + EPCR)	Y	-
NL:SEPL	Plastic yield stress	1	1
NL:EPEQ	Accumulated equivalent plastic strain	1	1
NL:CREQ	Accumulated equivalent creep strain	1	1
NL:SRAT	Plastic yielding (1 = actively yielding, 0 = not yielding)	1	1
NL:PLWK	Plastic work/volume	1	1
NL:HPRES	Hydrostatic pressure	1	1
SEND:ELASTIC, PLASTIC, CREEP, ENTO	Strain energy density	-	1
LOCI:X, Y, Z	Integration point locations	-	4
SVAR:1, 2, ... , N	State variables	-	5
YSIDX:TENS,SHEA	Yield surface activity status for Mohr-Coloumb, soil, concrete, and joint rock material models: 1 for yielded and 0 for not yielded.	-	Y
FPIDX: TF01,SF01, TF02,SF02, TF03,SF03, TF04,SF04	Failure plane surface activity status for concrete and joint rock material models: 1 for yielded and 0 for not yielded. Tension and shear failure status are available for all four sets of failure planes.	-	Y

1. Nonlinear solution, output only if the element has a nonlinear material, or if large-deflection effects are enabled ([NLGEOM](#),ON) for SEND.
2. Output only if element has a thermal load
3. Available only at centroid as a [*GET](#) item.
4. Available only if [OUTRES](#),LOCI is used.
5. Available only if the [UserMat subroutine](#) and [TB](#),STATE command are used.

6. The equivalent strains use an effective Poisson's ratio: for elastic and thermal this value is set by the user ([MP](#),PRXY); for plastic and creep this value is set at 0.5.
7. For the shape memory alloy material model, transformation strains are reported as plasticity strain EPPL.
8. These values are the normal pressures if they are specified without the [SFCONTROL](#) command. If they are specified using [SFCONTROL](#), they are the values of the first component (KCSYS = 0/1, LCOMP = 0).

[Table 186.2: SOLID186 Homogeneous Structural Solid Item and Sequence Numbers](#) lists output available through [ETABLE](#) using the Sequence Number method. See [The General Postprocessor \(POST1\)](#) and [The Item and Sequence Number Table](#) in this document for more information. The following notation is used in [Table 186.2: SOLID186 Homogeneous Structural Solid Item and Sequence Numbers](#):

Name

output quantity as defined in [Table 186.1: SOLID186 Homogeneous Structural Solid Element Output Definitions](#)

Item

predetermined Item label for [ETABLE](#)

I,J,...,B

sequence number for data at nodes I, J, ..., B

Table 186.2: SOLID186 Homogeneous Structural Solid Item and Sequence Numbers

Output Quantity Name	ETABLE and ESOL Command Input									
	Item	I	J	K	L	M	N	O	P	Q,...,B
P1	SMISC	2	1	4	3	-	-	-	-	-
P2	SMISC	5	6	-	-	8	7	-	-	-
P3	SMISC	-	9	10	-	-	12	11	-	-
P4	SMISC	-	-	13	14	-	-	16	15	-
P5	SMISC	18	-	-	17	19	-	-	20	-
P6	SMISC	-	-	-	-	21	22	23	24	-

See [Surface Solution](#) for the item and sequence numbers for surface output (KEYOPT(17) = 4) for the [ETABLE](#) command

SOLID186 Homogeneous Structural Solid Assumptions and Restrictions

- The element must not have a zero volume. Also, the element may not be twisted such that the element has two separate volumes (which occurs most frequently when the element is not numbered properly). Elements can be numbered either as shown in [Figure 186.1: SOLID186 Homogeneous Structural Solid Geometry](#), or may have the planes IJKL and MNOP interchanged (except when KEYOPT(16) = 1).
- For a steady-state analysis (KEYOPT(16) = 1), elements must be numbered as shown in [Figure 186.1: SOLID186 Homogeneous Structural Solid Geometry](#).
- An edge with a removed midside node implies that the displacement varies linearly, rather than parabolically, along that edge. See [Quadratic Elements \(Midside Nodes\)](#) for more information about using midside nodes.
- Use at least two elements in each direction to avoid hourglass mode if uniform reduced integration is used (KEYOPT(2) = 0).
- When degenerated into a tetrahedron, wedge, or pyramid element shape (see [Degenerated Shape Elements](#)), the corresponding degenerated shape functions are used. Degeneration to a pyramidal form should be used with caution. The element sizes, when degenerated, should be small to minimize the stress gradients. Pyramid elements are best used as filler elements or in meshing transition zones.
- For mixed formulation (KEYOPT(6) = 1), no midside node drop-off and no degenerated shapes are recommended. If you use the mixed formulation, you must use the sparse solver (default).
- Stress stiffening is always included in geometrically nonlinear analyses ([NLGEOM,ON](#)). Prestress effects can be activated via the [PSTRES](#) command.

This element has a layered option (KEYOPT(3) = 1). See "[SOLID186 Layered Structural Solid Assumptions and Restrictions](#)" for additional information.

SOLID186 Layered Structural Solid Element Description

Use SOLID186 Layered Structural Solid to model layered thick shells or solids. The layered section definition is specified via section (SECxxx) commands. A prism degeneration option is also available.

Figure 186.3: SOLID186 Layered Structural Solid Geometry

x_0 = Element x-axis if ESYS is not supplied.

x = Element x-axis if ESYS is supplied.

SOLID186 Layered Structural Solid Input Data

The geometry, node locations, and the element coordinate system for this element are shown in [Figure 186.3: SOLID186 Layered Structural Solid Geometry](#). A prism-shaped element may be formed by defining the same node numbers for nodes K, L, and S; nodes A and B; and nodes O, P, and W.

In addition to the nodes, the element input data includes the anisotropic material properties. Anisotropic material directions correspond to the layer coordinate directions which are based on the element coordinate system. The element coordinate system follows the shell convention where the z axis is normal to the surface of the shell. The nodal ordering must follow the convention that I-J-K-L and M-N-O-P element faces represent the bottom and top shell surfaces, respectively. You can change the orientation within the plane of the layers via the [ESYS](#) command in the same way that you would for shell elements (as described in [Coordinate Systems](#)). To achieve the correct nodal ordering for a volume mapped (hexahedron) mesh, you can use the [VEORIENT](#) command to specify the desired volume orientation before executing the [VMESH](#) command. Alternatively, you can use the [EORIENT](#) command after automatic meshing to reorient the elements to be in line with the orientation of another element, or to be as parallel as possible to a defined [ESYS](#) axis.

Layered Section Definition Using Section Commands

You can associate SOLID186 Layered Structural Solid with a shell section ([SECTYPE](#)). The layered composite specifications (including layer thickness, material, orientation, and number of integration points through the thickness of the layer) are specified via shell section (SECxxx) commands. You can use the shell section commands even with a single-layered element. Mechanical APDL obtains the actual layer thicknesses used for element calculations by scaling the input layer thickness so that they are consistent with the thickness between the nodes.

You can designate the number of integration points (1, 3, 5, 7, or 9) located through the thickness of each layer. Two points are located on the top and bottom surfaces respectively and the remaining points are distributed equal distance between the two

points. The element requires at least two points through the entire thickness. When no shell section definition is provided, the element is treated as single-layered and uses two integration points through the thickness.

SOLID186 Layered Structural Solid does not support real constant input for defining layer sections.

Other Input

The default orientation for this element has the S1 (shell surface coordinate) axis aligned with the first parametric direction of the element at the center of the element and is shown as x_0 in [Figure 186.3: SOLID186 Layered Structural Solid Geometry](#).

The default first surface direction S1 can be reoriented in the element reference plane (as shown in [Figure 186.3: SOLID186 Layered Structural Solid Geometry](#)) via the **ESYS** command. You can further rotate S1 by angle THETA (in degrees) for each layer via the **SECDATA** command to create layer-wise coordinate systems. See [Coordinate Systems](#) for details.

Element loads are described in [Element Loading](#). Pressures may be input as surface loads on the element faces as shown by the circled numbers in [Figure 186.3: SOLID186 Layered Structural Solid Geometry](#). Positive pressures act into the element.

If you specify no element body load for defining temperatures--that is, if you define temperatures with commands other than **BFE**--SOLID186 Layered Structural Solid adopts an element-wise temperature pattern and requires only eight temperatures for the eight element corner nodes. The node I temperature T(I) defaults to TUNIF. If all other temperatures are unspecified, they default to T(I). If all corner node temperatures are specified, each midside node temperature defaults to the average temperature of its adjacent corner nodes. For any other input temperature pattern, unspecified nodal temperatures default to TUNIF. Mechanical APDL calculates all layer interface temperatures by interpolating nodal temperatures.

Alternatively, you can input temperatures as element body loads at the corners of the outside faces of the element and at the corners of the interfaces between layers. In such a case, the element uses a layer-wise pattern. Temperatures T1, T2, T3, T4 are used for the bottom of layer 1, temperatures T5, T6, T7, T8 are used for interface corners between layers 1 and 2, and so on between successive layers, ending with temperatures at the top layer NLayer. If you input exactly NLayer+1 temperatures, one temperature is used for the four bottom corners of each layer, and the last temperature

is used for the four top corner temperatures of the top layer. The first corner temperature T1 defaults to TUNIF. If all other corner temperatures are unspecified, they default to T1. For any other input pattern, unspecified temperatures default to TUNIF.

As described in [Coordinate Systems](#), you can use the **ESYS** command to orient the material properties and strain/stress output. Use **RSYS** to choose output that follows the material coordinate system or the global coordinate system.

KEYOPT(6) = 1 sets the element for using u-P mixed formulation. For details about the use of mixed formulation, see [Applications of Mixed u-P Formulations](#).

KEYOPT(16) = 1 activates steady-state analysis (defined via **SSTATE**). For more information, see [Steady-State Rolling in the Theory Reference](#). For a steady-state analysis, elements must be numbered as shown in [Figure 186.3: SOLID186 Layered Structural Solid Geometry](#).

You can apply an initial stress state to this element (**INISTATE**). For more information, see [Initial State in the Advanced Analysis Guide](#).

The effects of pressure load stiffness are automatically included for this element. If an unsymmetric matrix is needed for pressure load stiffness effects, use **NROPT,UNSYM**.

The following table summarizes the element input. [Element Input](#) provides a general description of element input.

SOLID186 Layered Structural Solid Input Summary

Nodes

I, J, K, L, M, N, O, P, Q, R, S, T, U, V, W, X, Y, Z, A, B

Degrees of Freedom

UX, UY, UZ

Real Constants

None

Material Properties

TB command: See [Element Support for Material Models](#) for this element.

MP command: EX, EY, EZ, ALPX, ALPY, ALPZ (or CTEX, CTEY, CTEZ or THSX,THSY, THSZ), PRXY, PRYZ, PRXZ (or NUXY, NUYZ, NUXZ), DENS, GXY, GYZ, GXZ, ALPD, BETD

Surface Loads

Pressures --

face 1 (J-I-L-K), face 2 (I-J-N-M), face 3 (J-K-O-N),
face 4 (K-L-P-O), face 5 (L-I-M-P), face 6 (M-N-O-P)

Equivalent source surface flag --

MXWF (input on the [SF](#) command)

Body Loads

Temperatures --

T1, T2, T3, T4 at bottom of layer 1; T5, T6, T7, T8 between layers 1-2; similarly for between successive layers, ending with temperatures at top of layer NLayer (4 * (NLayer + 1) maximum)

Body force densities --

The element values in the global X, Y, and Z directions. For analyses supporting complex loading, imaginary X, Y, and Z values are supported (see the [BFE](#) command for details).

Special Features

[Birth and death](#)

[Element technology autoselect](#)

[Fracture parameter calculation](#)

[Large deflection](#)

[Large strain](#)

[Linear perturbation](#)

[Material force evaluation](#)

[Nonlinear stabilization](#)

[Stress stiffening](#)

KEYOPT(2)

Element technology:

0 --

Uniform reduced integration (default)

KEYOPT(3)

Layer construction:

0 --

[Homogeneous Structural Solid](#) (not applicable to SOLID186 Layered Structural Solid)

1 --

Layered Structural Solid

KEYOPT(6)

Element formulation:

0 --

Use pure displacement formulation (default)

1 --

Use mixed formulation

KEYOPT(8)

Layer data storage:

0 --

For multi-layer elements, store data for bottom of bottom layer and top of top layer. For single-layer elements, store data for TOP and BOTTOM. (Default)

1 --

Store top and bottom data for all layers. (The volume of data may be excessive.)

KEYOPT(16)

Steady-state analysis flag:

0 --

Steady-state analysis disabled (default)

1 --

Enable steady-state analysis

SOLID186 Layered Structural Solid Element Technology

SOLID186 Layered Structural Solid supports only the uniform reduced integration method (KEYOPT(2) = 0), which helps to prevent volumetric mesh locking in nearly incompressible cases. However, hourglass mode might propagate in the model if there are not at least two layers of elements in each direction.

SOLID186 Layered Structural Solid Output Data

The solution output associated with the element is in two forms:

- Nodal displacements included in the overall nodal solution
- Additional element output as shown in [Table 186.3: SOLID186 Layered Structural Solid Element Output Definitions](#)

Figure 186.4: SOLID186 Layered Structural Solid Stress Output

The element stress directions are parallel to the layer coordinate system.

KEYOPT(8) controls the amount of data output to the results file for processing with the [LAYER](#) command. Interlaminar shear stress is available as SYZ and SXZ evaluated at the layer interfaces. KEYOPT(8) must be set to 1 to output these stresses in POST1. A general description of solution output is given in [Solution Output](#). See the [Basic Analysis Guide](#) for ways to view results.

The Element Output Definitions table uses the following notation:

A colon (:) in the Name column indicates that the item can be accessed by the Component Name method ([ETABLE](#), [ESOL](#)). The O column indicates the availability of the items in the file **jobname.out**. The R column indicates the availability of the items in the results file.

In either the O or R columns, “Y” indicates that the item is *a/ways* available, a letter or number refers to a table footnote that describes when the item is *conditionally* available, and “-” indicates that the item is *not* available.

Table 186.3: SOLID186 Layered Structural Solid Element Output Definitions

Name	Definition	O	R
EL	Element number and name	-	Y
NODES	Nodes - I, J, K, L, M, N, O, P	-	Y
MAT	Material number	-	Y
VOLU:	Volume	-	Y
XC, YC, ZC	Location where results are reported	Y	3
PRES	Pressures P1 at nodes J, I, L, K; P2 at I, J, N, M; P3 at J, K, O, N; P4 at K, L, P, O; P5 at L, I, M, P; P6 at M, N, O, P 9	-	Y
TEMP	T1, T2, T3, T4 at bottom of layer 1; T5, T6, T7, T8 between layers 1-2; similarly for between successive layers, ending with temperatures at top of layer NL (4 * (NL + 1) maximum)	-	Y
S:X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Stresses	Y	Y
S:1, 2, 3	Principal stresses	-	Y

Name	Definition	OR
S:INT	Stress intensity	- Y
S:EQV	Equivalent stress	- Y
EPEL:X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Elastic strains	Y Y
EPEL:EQV	Equivalent elastic strains [6]	Y Y
EPHT:X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Thermal strains	2 2
EPHT:EQV	Equivalent thermal strains [6]	2 2
EPPL:X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Plastic strains [7]	1 1
EPPL:EQV	Equivalent plastic strains [6]	1 1
EPCR:X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Creep strains	1 1
EPCR:EQV	Equivalent creep strains [6]	1 1
EPTO:X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Total mechanical strains (EPEL + EPPL + EPCR)	Y -
EPTO:EQV	Total equivalent mechanical strains (EPEL + EPPL + EPCR)	Y -
NL:SEPL	Plastic yield stress	1 1
NL:EPEQ	Accumulated equivalent plastic strain	1 1
NL:CREQ	Accumulated equivalent creep strain	1 1
NL:SRAT	Plastic yielding (1 = actively yielding, 0 = not yielding)	1 1
NL:PLWK	Plastic work/volume	1 1
NL:HPRES	Hydrostatic pressure	1 1
SEND:ELASTIC, PLASTIC, CREEP, ENTO	Strain energy density	- 1
N11, N22, N12	In-plane forces (per unit length)	- Y
M11, M22, M12	Out-of-plane moments (per unit length)	- Y
Q13, Q23	Transverse-shear forces (per unit length)	- Y
LOCI:X, Y, Z	Integration point locations	- 4
SVAR:1, 2, ... , N	State variables	- 5
ILSXZ	SXZ interlaminar shear stress	- 8
ILSYZ	SYZ interlaminar shear stress	- 8
ILSUM	Interlaminar shear stress vector sum	- 8

Name	Definition	OR
ILANG	Angle of interlaminar shear stress vector (measured from the element x-axis toward the element y-axis in degrees)	8
YSIDX:TENS,SHEA	Yield surface activity status for Mohr-Coloumb, soil, concrete, and joint rock material models: 1 for yielded and 0 for not yielded.	Y
FPIDX: TF01,SF01, TF02,SF02, TF03,SF03, TF04,SF04	Failure plane surface activity status for concrete and joint rock material models: 1 for yielded and 0 for not yielded. Tension and shear failure status are available for all four sets of failure planes.	Y

1. Nonlinear solution, output only if the element has a nonlinear material, or if large-deflection effects are enabled ([NLGEOM](#),ON) for SEND.
2. Output only if element has a thermal load.
3. Available only at centroid as a [*GET](#) item.
4. Available only if [OUTRES](#),LOCI is used.
5. Available only if the [UserMat subroutine](#) and [TB](#),STATE command are used.
6. The equivalent strains use an effective Poisson's ratio: for elastic and thermal this value is set by the user ([MP](#),PRXY); for plastic and creep this value is set at 0.5.
7. For the shape memory alloy material model, transformation strains are reported as plasticity strain EPPL.
8. Available only if a valid shell section ([SECTYPE](#),,SHELL) is defined for the element.
9. These values are the normal pressures if they are specified without the [SFCONTROL](#) command. If they are specified using [SFCONTROL](#), they are the values of the first component (KCSYS = 0/1, LCOMP = 0).

[Table 186.4: SOLID186 Layered Structural Solid Item and Sequence Numbers](#) lists output available via [ETABLE](#) using the Sequence Number method. See [The General Postprocessor \(POST1\)](#) and [The Item and Sequence Number Table](#) in this document for more information. The following notation is used in [Table 186.4: SOLID186 Layered Structural Solid Item and Sequence Numbers](#):

Name

output quantity as defined in [Table 186.3: SOLID186 Layered Structural Solid Element Output Definitions](#)

Item

predetermined Item label for [ETABLE](#)

I,J,...,B

sequence number for data at nodes I, J, ..., B

Table 186.4: SOLID186 Layered Structural Solid Item and Sequence Numbers

Output Quantity Name	ETABLE and ESOL Command Input											
	Item	E	I	J	K	L	M	N	O	P	Q,...,B	
P1	SMISC	-	2	14	3	-	-	-	-	-	-	
P2	SMISC	-	5	6	-	8	7	-	-	-		
P3	SMISC	-	-	9	10	-	-	12	11	-		
P4	SMISC	-	-	-	13	14	-	-	16	15		
P5	SMISC	-	18	-	-	17	19	-	-	20		
P6	SMISC	-	-	-	-	-	21	22	23	24		
THICK	SMISC	27	-	-	-	-	-	-	-	-		
N11	SMISC	28	-	-	-	-	-	-	-	-		
N22	SMISC	29	-	-	-	-	-	-	-	-		
N12	SMISC	30	-	-	-	-	-	-	-	-		
M11	SMISC	31	-	-	-	-	-	-	-	-		
M22	SMISC	32	-	-	-	-	-	-	-	-		
M12	SMISC	33	-	-	-	-	-	-	-	-		
Q13	SMISC	34	-	-	-	-	-	-	-	-		
Q23	SMISC	35	-	-	-	-	-	-	-	-		
Output Quantity Name	ETABLE and ESOL Command Input											
	Item	Bottom of Layer i				Top of Layer i						
ILSXZ	SMISC	$8 * (i - 1) + 41$				$8 * (i - 1) + 42$						
ILSYZ	SMISC	$8 * (i - 1) + 43$				$8 * (i - 1) + 44$						
ILSUM	SMISC	$8 * (i - 1) + 45$				$8 * (i - 1) + 46$						
ILANG	SMISC	$8 * (i - 1) + 47$				$8 * (i - 1) + 48$						

SOLID186 Layered Structural Solid Assumptions and Restrictions

- The element must not have a zero volume. Also, the element may not be twisted such that the element has two separate volumes (which occurs most frequently when the element is not numbered properly). Elements may be numbered either as shown in [Figure 186.3: SOLID186 Layered Structural Solid Geometry](#), or may have the planes IJKL and MNOP interchanged (except when KEYOPT(16) = 1).
- For a steady-state analysis (KEYOPT(16) = 1), elements must be numbered as shown in [Figure 186.3: SOLID186 Layered Structural Solid Geometry](#).
- An edge with a removed midside node implies that the displacement varies linearly, rather than parabolically, along that edge. See [Quadratic Elements \(Midside Nodes\)](#) for more information about using midside nodes.
- This element is primarily intended for conveniently modeling the in-plane effects in layered thick shells or solids. The in-plane stiffness is the average of the individual layer stiffnesses. For complicated through-thickness behaviors, consider using multiple layers of homogeneous (non-layered) SOLID186 elements.
- Use at least two elements in each direction to avoid hourglass mode.
- When degenerated into a wedge element shape (see [Degenerated Shape Elements](#)), the corresponding degenerated shape functions are used. The element sizes, when degenerated, should be small to minimize the stress gradients.
- For mixed formulation (KEYOPT(6) = 1), no midside node drop-off and no degenerated shapes are recommended. If using the mixed formulation, use the default sparse solver.
- Stress stiffening is always included in geometrically nonlinear analyses ([NLGEOM,ON](#)). It is ignored in geometrically linear analyses ([NLGEOM,OFF](#)). Prestress effects can be activated via the [PSTRES](#) command.
- If the material of a layer is hyperelastic, the layer orientation angle has no effect.
- To obtain more accurate transverse shear results, use multiple elements through the thickness.

SOLID186 Product Restrictions

When used in the product(s) listed below, the stated product-specific restrictions apply to this element in addition to the general assumptions and restrictions given in the previous section.

Ansys Mechanical Pro —

- Layered solid (KEYOPT(3) = 1) is not available.
- Birth-and-death is not available.
- Fracture parameter calculation is not available.
- Initial state is not available.
- Material force evaluation is not available.
- Rezoning is not available.
- Steady state is not available.

Ansys Mechanical Premium —

- Fracture parameter calculation is not available.
- Material force evaluation is not available.
- Rezoning is not available.

	INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DA PARAÍBA
	Campus João Pessoa - Código INEP: 25096850
	Av. Primeiro de Maio, 720, Jaguaribe, CEP 58015-435, João Pessoa (PB)
	CNPJ: 10.783.898/0002-56 - Telefone: (83) 3612.1200

Documento Digitalizado Ostensivo (Público)

TCC

Assunto:	TCC
Assinado por:	Reldry Silva
Tipo do Documento:	Anexo
Situação:	Finalizado
Nível de Acesso:	Ostensivo (Público)
Tipo do Conferência:	Cópia Simples

Documento assinado eletronicamente por:

- **Reldry José da Silva**, ALUNO (201921140035) DE BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA - CAMPUS JOÃO PESSOA, em 01/09/2025 19:33:52.

Este documento foi armazenado no SUAP em 01/09/2025. Para comprovar sua integridade, faça a leitura do QRCode ao lado ou acesse <https://suap.ifpb.edu.br/verificar-documento-externo/> e forneça os dados abaixo:

Código Verificador: 1593461

Código de Autenticação: bfec5f4c45

