

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
ENGENHARIA DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO

ALEXANDRE MARQUEZAN  
RANDAZZO - 00231087

**CONTROLE DE RUÍDO POR  
ABSORVEDOR DE HELMHOLTZ**

Porto Alegre  
2024

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
ENGENHARIA DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO

ALEXANDRE MARQUEZAN  
RANDAZZO - 00231087

**CONTROLE DE RUÍDO POR  
ABSORVEDOR DE HELMHOLTZ**

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à  
COMGRAD/CCA da UFRGS como parte dos requi-  
sitos para a obtenção do título de *Bacharel em Enge-  
nharia de Controle e Automação*.

Orientador:  
Prof. Dr. Rafael Antônio Comparsi Laranja

Porto Alegre  
2024

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
ENGENHARIA DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO

ALEXANDRE MARQUEZAN  
RANDAZZO - 00231087

**CONTROLE DE RUÍDO POR  
ABSORVEDOR DE HELMHOLTZ**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para a obtenção dos créditos da Atividade de *Trabalho de Conclusão de Curso CCA - II* e aprovado em sua forma final pelo Orientador e Banca Examinadora abaixo.

Orientador:

Prof. Dr. Rafael Antônio Comparsi Laranja, UFRGS  
Doutor pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul –  
Porto Alegre, Brasil

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Rafael Antônio Comparsi Laranja, UFRGS  
Doutor pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul – Porto Alegre, Brasil

Prof. Dr. Valner João Brusamarello, UFRGS  
Doutor pela Universidade Federal de Santa Catarina – Florianópolis, Brasil

Prof. Dr. Heraldo José de Amorim, UFRGS  
Doutor pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul – Porto Alegre, Brasil

---

Alceu Heinke Frigeri  
Coordenador de Curso  
Eng. de Controle e Automação

Porto Alegre  
Agosto - 2024

## **AGRADECIMENTOS**

Ninguém vence sozinho.

Sou grato à minha família pelo apoio de todas as horas.

Sou grato ao Professor Rafael Antônio Comparsi Laranja pela orientação e ensinamentos ao longo do tempo, assim como aos Professores Heraldo José de Amorim, Valner João Brusamarello e Fabiano Disconzi Wildner por aceitarem o convite para a avaliação deste trabalho.

Sou grato aos laboratoristas do Laboratório de Automação e Usinagem e do Laboratório de Usinagem Convencional, Guilherme Vargas Schirmer e Volnei Batista Lopes, pelo auxílio na confecção das provas de conceito e ao Henrique Wilson Werkhausen Filho, técnico do Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos, pelos pitacos no trabalho.

Sou grato aos colegas do curso de Engenharia de Controle e Automação pelas atividades em conjunto e auxílio mútuo nas disciplinas.

Por último, mas não menos importante, sou grato à Universidade Federal do Rio Grande do Sul e demais docentes do curso de Engenharia de Controle e Automação pela oportunidade de aprendizado.

## RESUMO

Neste trabalho, aborda-se um problema de controle de ruído sonoro em um centro de usinagem com Controle Numérico Computadorizado por meio de Absorvedor de Helmholtz. Para tanto, é realizada a modelagem do fenômeno sonoro dentro do equipamento CNC assim como o método de dimensionamento do Absorvedores de Helmholtz. Faz-se ensaios para identificar frequências problemáticas, constrói-se as provas de conceito e mede-se o nível de pressão sonora com e sem a presença dos filtro acústicos. Ao realizar o teste comparativo de desempenho, verifica-se diminuição da sensação de ruído na ordem de um decibel, o que implica necessidade de um conjunto destes filtros para uma diminuição apreciável da sensação de ruído.

**Palavras-chave:** Absorvedor de Helmholtz, acústica, centro de usinagem CNC, controle de ruído

## **ABSTRACT**

In this work, a noise control problem in a machining centre with Computerized Numerical Control using a Helmholtz Absorber is addressed. To this end, the acoustical phenomenon is modeled within the CNC equipment as well as the Helmholtz Absorbers design methods. Tests are carried out to identify problematic frequencies, proofs of concept are constructed and the sound pressure level is measured with and without the presence of the acoustic filters. When carrying out the comparative performance test, there is a reduction in the sensation of noise within a few decibel units, which implies the need for a set of these filters to significantly reduce the sensation of noise.

**Palavras-chave:** CNC machining center, Helmholtz absorber, acoustics, noise control

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

1	Ilustração do fenômeno sonoro.....	18
2	Fotografia do Laboratório de Automação em Usinagem da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. ....	19
3	Ilustração de trabalhador com problemas de saúde oriundos da exposição ao ruído.....	19
4	Exemplo de cabina acústica. ....	20
5	Exemplo de absorvedores de membrana. ....	21
6	Absorvedores de material poroso. ....	21
7	Absorvedor de placas perfuradas. ....	21
8	Diagrama de Bode de $H(j\omega) = (0,00005s + 1)^{-1}$ .....	25
9	Formas de onda de entrada $u(t)$ e de saída $y(t)$ .....	26
10	Ilustração de um Absorvedor de Helmholtz. ....	31
11	Absorvedor de Helmholtz com correção de impedância de terminação..	32
12	Analogia mecânico-acústica de Alster para o Absorvedor de Helmholtz.	33
13	Ressonador de um quarto de comprimento de onda. ....	34
14	Aplicação do Absorvedor de Helmholtz como filtro rejeita faixa.....	35
15	Microfone Boya BY-M3 empregado para identificação de frequência. ..	39
16	Sonômetro Icel Manaus DL-4100 empregado para medição de Nível de Pressão Sonora. ....	40
17	Ensaio de identificação de frequências em campo próximo.....	44
18	Ensaio de identificação de frequências em campo distante.....	44
19	Espectro obtido do Ensaio 4.....	45
20	Vista longitudinal das provas de conceito do Absorvedor de Helmholtz tradicional e do Absorvedor $\lambda/4$ . ....	49
21	Planta baixa do LAUS.....	49
22	Ilustração do ensaio proposto para medição de NPS em frequência única.	50
23	Ensaio de NPS - medição sem neutralizadores acústicos. ....	51
24	Gráfico em coluna do ensaio de $NPS_{C,30s,pn}$ . ....	54
25	Espectro obtido do Ensaio 1.....	61
26	Espectro obtido do Ensaio 2.....	62
27	Espectro obtido do Ensaio 3.....	62
28	Vista transversal das provas de conceito do Absorvedor de Helmholtz tradicional e do Absorvedor $\lambda/4$ , aberturas em evidência. ....	63
29	Vista transversal das provas de conceito do Absorvedor de Helmholtz tradicional e do Absorvedor $\lambda/4$ , discos de alumínio e barra roscada em evidência. ....	64

30	Vista longitudinal das provas de conceito do Absorvedor de Helmholtz tradicional e do Absorvedor $\lambda/4$ , cilindros de PVC, discos de alumínio com vedação via fita crepe e barra roscada em evidência.....	64
31	Ensaio de NPS - medição com absorvedor de Helmholtz. ....	65
32	Ensaio de NPS - medição com absorvedor $\lambda/4$ . ....	66
33	Contornos padrão de audibilidade para tons puros. ....	68
34	Curvas de ponderação A, B, C, D e linear (Z).....	69
35	Microfone do tipo condensador. A imagem à esquerda mostra a estrutura clássica de construção e a imagem à direita mostra uma vista da seção transversal.....	71
36	Parte elétrica de um microfone condensador. ....	72
37	Modelo de diafragma como sistema massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade. ....	73
38	Resposta em frequência de um microfone condensador.....	74

## LISTA DE TABELAS

1	Comparação entre valores médios e oscilantes para uma fonte sonora de 2 Pa. ....	26
2	Descrição de parâmetros dos ensaio de usinagem no centro de usinagem CNC.....	43
3	Medições de $NPS_{C,30s,pm}$ para frequência única. ....	51
4	Medições de $NPS_{C,30s,pm}$ . ....	52

## LISTA DE ABREVIATURAS

<b>AH</b>	Absorvedor de Helmholtz
<b>ABNT</b>	Associação Brasileira de Normas Técnicas
<b>BIBO</b>	<i>Bounded Input Bounded Output</i> (Entrada limitada, saída limitada)
<b>CLT</b>	Consolidação das Leis do Trabalho
<b>CNC</b>	Controle Numérico Computadorizado
<b>EPI</b>	Equipamento de Proteção Individual
<b>IEC</b>	<i>International Electromechanical Commission</i> (Comissão Internacional de Eletromecânica)
<b>LAUS</b>	Laboratório de Automação em Usinagem
<b>LUC</b>	Laboratório de Usinagem Convencional
<b>LIT</b>	Linear e Invariante no Tempo
<b>NBR</b>	Norma Brasileira
<b>NR</b>	Norma Reguladora
<b>PVC</b>	Policloreto de vinila
<b>RMS</b>	<i>Root Mean Square</i> (Valor quadrático médio ou valor eficaz)
<b>TCC</b>	Trabalho de Conclusão de Curso
<b>UFRGS</b>	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

## LISTA DE SÍMBOLOS

$h^{f_{central}}$	Altura da cavidade na frequência central [m]
$h^{f_{central}}$	Altura da cavidade na frequência de limiar inferior [m]
$h^{f_{central}}$	Altura da cavidade na frequência de limiar superior [m]
$h_{bojo}$	Altura do bojo [m]
$h_{bojo}^{f_{central}}$	Altura do bojo na frequência central [m]
$h_{bojo}^{f_{inferior}}$	Altura do bojo na frequência de limiar inferior [m]
$h_{bojo}^{f_{superior}}$	Altura do bojo na frequência de limiar superior [m]
$h$	Altura do ressonador [m]
$A$	Área de seção transversal da abertura cilíndrica [ $m^2$ ]
$A_{transversal}$	Área de seção transversal da estrutura [ $m^2$ ]
$A_{duto}$	Área de seção transversal do duto [ $m^2$ ]
$\phi$	Diferença de fase [rad/s, °]
$\theta$	Atraso puro de tempo [s]
$v_f$	Avanço da mesa [mm/min]
$b$	Comprimento característico da seção transversal do duto [m]
$l$	Comprimento da abertura cilíndrica [m]
$l_e$	Comprimento efetivo da abertura cilíndrica [m]
$d_g$	Diâmetro da abertura cilíndrica [m]
$d$	Diâmetro da área de seção transversal da cavidade [m]
$\lambda$	Comprimento de onda [m]
$\lambda_n$	Comprimento de onda na frequência de ressonância [m]
$u(t)$	Entrada de um processo no domínio do tempo

$u(t - \theta)$	Entrada de um processo no domínio do tempo e atrasada em $\theta$ unidades de tempo
$U(j\omega)$	Entrada de um processo representada em Transformada de Fourier
$D$	Escalar de transmissão direta
$Q$	Fator de qualidade [adimensional]
$f$	Frequência [Hz]
$\omega$	Frequência angular [rad/s]
$\omega_{op}$	Frequência angular de operação [rad/s]
$\omega_{n2}$	Frequência angular de ressonância corrigida do Absorvedor de Helmholtz [rad/s]
$f_{central}$	Frequência central de sintonia [Hz]
$f_{inferior}$	Frequência inferior de sintonia [Hz]
$\mu_n$	Frequência natural adimensional do ressonador
$f_{n2}$	Frequência de ressonância corrigida do Absorvedor de Helmholtz [Hz]
$f_{n1}$	Frequência de ressonância do Absorvedor de Helmholtz [Hz]
$f_{\lambda/4}$	Frequência fundamental de sintonia do Absorvedor $\lambda/4$ [Hz]
$\Omega$	Frequência relativa [adimensional]
$f_{superior}$	Frequência superior de sintonia [Hz]
$H(j\omega)$	Função de transferência representada em Transformada de Fourier
$\nabla(\cdot)$	Gradiente
$Z_{ac}$	Impedância acústica característica do meio [ $\text{kg}/(m^2s)$ ]
$Z_{q,ac}$	Impedância acústica considerando velocidade volumétrica [ $\text{kg}/(m^4s)$ ]
$Z_{Helm}$	Impedância acústica do Absorvedor de Helmholtz [ $\text{kg}/(m^4s)$ ]
$Z_{ac1}$	Impedância acústica do Setor I [ $\text{kg}/(m^4s)$ ]
$Z_{ac3}$	Impedância acústica do Setor III [ $\text{kg}/(m^4s)$ ]
$\nabla^2(\cdot)$	Laplaciano
$LB$	Largura de banda [Hz]
$LB_{ideal}$	Largura de banda ideal [Hz]
$\Delta\mu$	Largura de banda ideal adimensional
$\omega_2$	Maior frequência angular de meia potência (adimensional)

$\Omega_2$	Maior frequência relativa de meia potência (adimensional)
$\rho_{ar}$	Massa específica do ar [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_o$	Massa específica média do fluido [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_a$	Massa específica referente ao fenômeno acústico [kg/m <sup>3</sup> ]
<b>A</b>	Matriz dinâmica
<b>I</b>	Matriz identidade
$\rho$	Massa específica total do fluido [kg/m <sup>3</sup> ]
$w$	Medição do objeto de interesse
$\omega_1$	Menor frequência angular de meia potência (adimensional)
$\Omega_1$	Menor frequência relativa de meia potência (adimensional)
$NPS$	Nível de Pressão Sonora [adimensional, expresso em decibels]
$NPS_{desejado}$	Nível de Pressão Sonora do objeto de interesse [adimensional, expresso em decibels]
$NPS_{fundo}$	Nível de Pressão Sonora do ruído de fundo [adimensional, expresso em decibels]
$NPS_{A,eq}$	Nível de pressão sonora equivalente ponderado em A, representativo de um ambiente [adimensional, expresso em decibels]
$NPS_{C,eq}$	Nível de pressão sonora equivalente ponderado em C, representativo de um ambiente [adimensional, expresso em decibels]
$NPS_{A,T,pn}$	Nível de pressão sonora ponderado em A para um período de medição T e no ponto de medição $n$ [adimensional, expresso em decibels]
$NPS_{C,T,pn}$	Nível de pressão sonora ponderado em C para um período de medição T e no ponto de medição $n$ [adimensional, expresso em decibels]
$NPS_{total}$	Nível de Pressão Sonora total [adimensional, expresso em decibels]
$M_a$	Número de Mach [adimensional]
$k$	Número de onda (magnitude) [1/m]
$\epsilon$	Parâmetro adimensional de ordem de grandeza
$\tilde{p}_a(x)$	Parcela do comportamento harmônico da variável espacial $x$ da pressão acústica [Pa]
$PT$	Perda de transmissão [adimensional, expressa em decibels]
$PT_{MAX}$	Perda de transmissão na frequência de ressonância [adimensional, expressa em decibels]

$\Delta NPS_{C,eq}$	Perda de transmissão obtida experimentalmente [adimensional, expressa em decibels]
$Den_H(j\omega)$	Polinômio do denominador da função de transferência
$Num_H(j\omega)$	Polinômio do numerador da função de transferência
$p_a$	Pressão acústica [Pa]
$p_{a,RMS}$	Pressão acústica eficaz medida [Pa]
$p_{1,i}$	Pressão acústica incidente no Setor I [Pa]
$p_{1,r}$	Pressão acústica refletida para o Setor I [Pa]
$p_{2,tr}$	Pressão acústica transmitida para o Absorvedor de Helmholtz (Setor II)
$p_{3,tr}$	Pressão acústica transmitida para o Setor III [Pa]
$p_{tr}$	Pressão acústica transmitida para os Setores II e III [Pa]
$p_{atm}$	Pressão atmosférica [Pa]
$p_o$	Pressão média [Pa]
$p$	Pressão total [Pa]
$l_o$	Primeiro termo de correção para o comprimento do gargalo [m]
$a_p$	Profundidade de corte axial [mm]
$a_e$	Profundidade radial de corte [mm]
$R$	Razão de reflexão (adimensional)
$T$	Razão de transmissão (adimensional)
$\bar{l}$	Razão entre comprimento de abertura e diâmetro de abertura [adimensional]
$T^*$	Razão de transmissão complexa conjugada [adimensional]
$X_{C,Helm}$	Reatância capacitiva análoga ao bojo [ $\text{kg}/(m^4s)$ ]
$X_{L,Helm}$	Reatância indutiva análoga à massa de ar no gargalo [ $\text{kg}/(m^4s)$ ]
$\beta$	Relação constitutiva constante
$R_s$	Resistência acústica modificada do Absorvedor de Helmholtz (adimensional)
$R_{Helm}$	Resistência acústica do Absorvedor de Helmholtz [ $\text{kg}/(m^2s)$ ]
$y$	Saída de um sensor
$y(t)$	Saída de um processo no domínio do tempo
$y_{RP}$	Saída de um processo no domínio do tempo e em regime permanente senoidal

$Y(j\omega)$	Saída de um processo representada em Transformada de Fourier
$l_v$	Segundo termo de correção para o comprimento do gargalo [m]
$\tau_{fast}$	Tempo de assentamento rápido para leitura do sonômetro [s]
$\tau_{slow}$	Tempo de assentamento lento para leitura do sonômetro [s]
$K$	Termo auxiliar para cálculo de largura de banda
$j$	Unidade imaginária
$U_{max}$	Valor de pico de uma senoide
$P_{o,RMS}$	Valor eficaz de referência do limiar de audição à frequência de 1 kHz [Pa]
$x$	Variável espacial de uma dimensão (magnitude) [m]
$t$	Variável temporal [s]
$u_a$	Velocidade acústica de partícula (magnitude) [m/s]
$c$	Velocidade de propagação do som no ar [m/s]
$u_o$	Velocidade média de fluido (magnitude) [m/s]
$u$	Velocidade total de fluido (magnitude) [m/s]
$q$	Velocidade volumétrica [m <sup>3</sup> /s]
$q_{1,i}$	Velocidade volumétrica incidente no Setor I [m <sup>3</sup> /s]
$q_{1,r}$	Velocidade volumétrica refletida para o Setor I [m <sup>3</sup> /s]
$q_{2,tr}$	Velocidade volumétrica transmitida ao Absorvedor de Helmholtz [m <sup>3</sup> /s]
$q_{3,tr}$	Velocidade volumétrica transmitida ao Setor III [m <sup>3</sup> /s]
<b>B</b>	Vetor coluna de entrada
$\vec{x}(t)$	Vetor das variáveis de estado no domínio do tempo
$\dot{\vec{x}}(t)$	Vetor de derivada das variáveis de estado no domínio do tempo
<b>C</b>	Vetor linha de saída
$\hat{x}$	Vetor unitário de uma variável espacial [adimensional]
$\nu_{ar}$	Viscosidade cinemática do ar [m <sup>2</sup> /s]
$\nu$	Viscosidade cinemática do meio [m <sup>2</sup> /s]
$V$	Volume da cavidade [m <sup>3</sup> ]

# SUMÁRIO

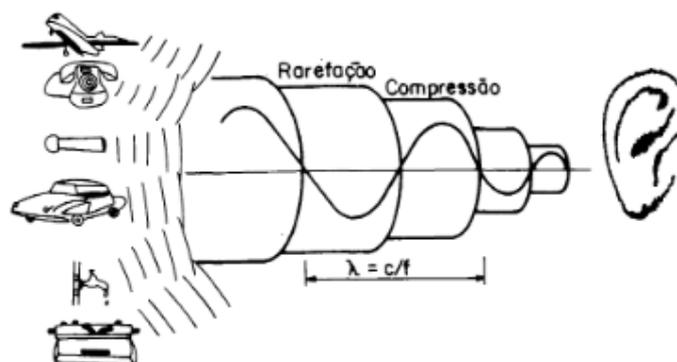
1	INTRODUÇÃO .....	18
1.1	Objetivos gerais .....	22
1.2	Objetivos específicos .....	22
1.3	Estrutura do trabalho .....	23
2	REVISÃO DA LITERATURA .....	24
2.1	Estado da arte .....	24
2.2	Resposta em frequência .....	24
2.3	Equação da onda .....	26
2.3.1	Onda plana .....	28
2.3.1.1	Equação de Helmholtz .....	28
2.3.1.2	Equação de Euler .....	29
2.4	Acústica de dutos .....	30
2.5	Absorvedor de Helmholtz .....	30
2.5.1	Correções para o Absorvedor de Helmholtz .....	31
2.5.1.1	Correção por Impedância de Terminação .....	31
2.5.1.2	Correção de Alster .....	33
2.5.2	Absorvedor de Helmholtz em aberturas laterais .....	34
2.6	Nível de pressão sonora .....	38
2.6.1	Subtração de ruído de fundo .....	38
2.7	Instrumentação para acústica .....	38
2.7.1	Microfone condensador .....	39
2.7.2	Sonômetro .....	39
2.8	Normas e procedimentos .....	41
2.8.1	Norma Regulamentadora 12 .....	41
2.8.2	Norma Regulamentadora 15 .....	41
2.8.3	Norma Brasileira 10151 .....	41
2.8.4	Norma Brasileira 10152 .....	42
2.8.4.1	Nível de pressão sonora equivalente ponderada em A, representativo de um ambiente .....	42
3	METODOLOGIA .....	43
3.1	Ensaio de identificação de frequências .....	43
3.2	Dimensionamento .....	45
3.2.1	Memorial de Cálculo do Absorvedor de Helmholtz .....	46
3.2.2	Memorial de Cálculo do Absorvedor de Um Quarto de Comprimento de Onda .....	47

3.3	Estimativa da perda de transmissão para o Absorvedor de Helmholtz .	47
3.4	Construção dos Neutralizadores Acústicos.....	48
3.5	Medições de nível de pressão sonora.....	49
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	53
5	CONCLUSÕES .....	55
5.1	Sugestões para trabalhos futuros.....	55
	REFERÊNCIAS .....	56
	APÊNDICES .....	60
	APÊNDICE A - ENSAIO DE IDENTIFICAÇÃO DE FREQUÊNCIAS .....	61
	APÊNDICE B - CONSTRUÇÃO DAS PROVAS DE CONCEITO.....	63
	APÊNDICE C - ENSAIO DE MEDIÇÃO DE NÍVEL DE PRESSÃO SONORA	65
	ANEXOS .....	67
	ANEXO A - SENSIBILIDADE À FREQUÊNCIA DO OUVIDO HUMANO ..	68
	ANEXO B - ESCALAS DE PONDERAÇÃO .....	69
	ANEXO C - BANDAS PROPORCIONAIS DE FREQUÊNCIA .....	70
	ANEXO D - OBTENÇÃO DE MODELO PARA MICROFONE CONDENSADOR	71

# 1 INTRODUÇÃO

O fenômeno sonoro, conforme entendimento de Gerges (2000), é caracterizado por flutuações de pressão (rarefação e compressão) em um meio elástico. No entanto, para que o som provoque sensação de audição em um ser humano, tais flutuações de pressão devem ter amplitudes entre o limiar de audição ( $20 \mu\text{Pa}$ ) até  $200 \text{ Pa}$  (BISTAFÁ, 2018), com  $60 \text{ Pa}$  sendo o limiar de dor (valor de pressão acústica tal que o fenômeno sonoro lesiona o ouvido humano) e frequências dentro de um espectro de valores, em um intervalo de  $20 \text{ Hz}$  a  $20 \text{ kHz}$ . A Figura 1 mostra graficamente o fenômeno sonoro. Tanto Gerges (2000) quanto Sarkar (2017) ressaltam o fato que o som faz parte do dia-a-dia para a população ouvinte e manifesta-se, por exemplo, por meio de comunicação, música, farfalhar de folhas de árvores e coaxar de sapos. Ademais, Halliday, Resnick e Walker (2023) e Nussenzveig (2014) citam a utilização natural do som por animais como morcegos, golfinhos e baleias para localização de presas, um fenômeno conhecido como ecolocalização.

**Figura 1:** Ilustração do fenômeno sonoro.



Fonte: extraído de Gerges (2000).

Outro aspecto a ser considerado no estudo de Acústica se refere à subjetividade do som. Tomando por exemplo o som oriundo de instrumentos musicais, Sarkar (2017) cita que tal emissão acústica pode ser agradável para uma pessoa e inconveniente para outra. Com relação ao som, o escopo deste trabalho é limitado em discussão para o caso do ruído, definido por Laranja (2000) como qualquer som indesejável pelo fato deste interferir na fala ou na audição ou causar incômodo, oriundo de maquinários com Controle Numérico Computadorizado (CNC), como o centro de usinagem CNC (situado à esquerda na foto) e o torno CNC (situado à direita da foto) do Laboratório de Automação em Usinagem (LAUS) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), ilustrado na Figura 2.

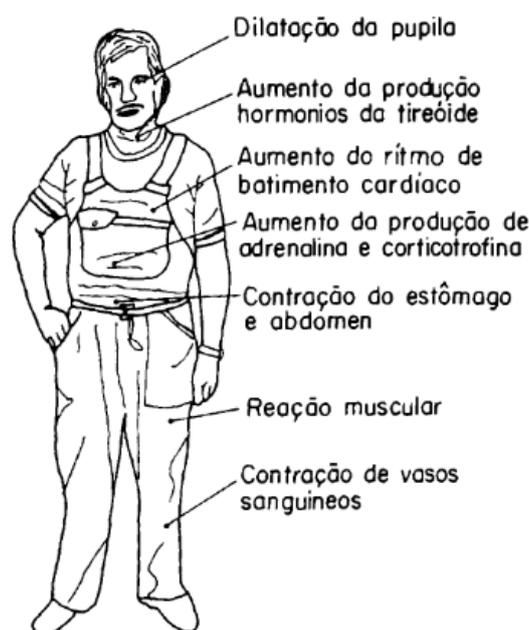
**Figura 2:** Fotografia do Laboratório de Automação em Usinagem da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.



Fonte: extraído de André João de Souza (2024).

No que tange ao tópico de ruído em ambientes fabris, trabalhos acadêmicos como o de Laranja (2000) e literatura especializada em acústica como Costa (2003) e Gerges (2000) discorrem acerca dos efeitos maléficos advindos da exposição excessiva ao barulho durante o turno de trabalho, tais como perda de audição (temporária ou permanente), hipertensão arterial, distúrbios do sono, problemas psicológicos e aumento do número de acidentes devido à falta de atenção para com o ambiente profissional. Para exemplificar graficamente os efeitos nocivos da exposição demasiada ao ruído, a Figura 3 apresenta alguns problemas de saúde decorrentes do ruído.

**Figura 3:** Ilustração de trabalhador com problemas de saúde oriundos da exposição ao ruído.



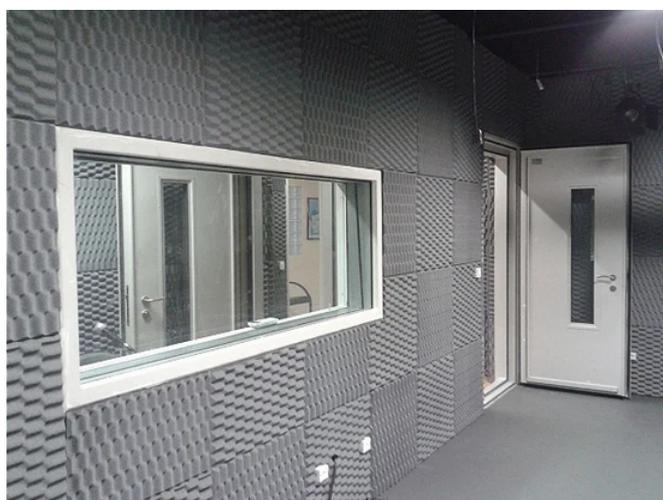
Fonte: extraído de Gerges (2000).

Tais problemas relacionados à exposição de ruído são nocivos ao ponto de necessitar protocolos de segurança para prevenção de lesões. Neste âmbito, cita-se as Normas Reguladoras (NR) 12 e 15 (CLT, 2022) (CLT, 2021), cujas informações estão sucintamente descritas nas seções 2.8.1 e 2.8.2, respectivamente.

Levando em consideração tais efeitos nocivos para operadores em ambientes fabris, estabeleceu-se como proposta de trabalho deste Trabalho de Conclusão de Curso a realização de uma estratégia de controle de ruído de *atuação passiva ou semi-ativa* do centro de usinagem CNC disponível no LAUS. A motivação da atividade está relacionada ao desconforto dos colaboradores do LAUS e do Laboratório de Usinagem Convencional (LUC), contíguo ao LAUS, durante operação da máquina. Outro ponto a ser considerado é a escolha do centro de usinagem CNC em prol do torno CNC. De acordo com a avaliação subjetiva de ruído por parte dos técnicos de laboratório, o centro de usinagem CNC é qualitativamente mais ruidoso do que o torno CNC devido ao fato de que as operações comumente realizadas no centro de usinagem CNC (alojamento e corte de chapas, por exemplo) são lentas, conforme Groover (2017), frente a processos usuais do torno CNC (faceamento, por exemplo), assim fazendo com que o operador seja exposto ao ruído por mais tempo.

Como hipótese de trabalho, estima-se que a faixa de frequências de interesse para neutralização corresponde à seção de maior sensibilidade do ouvido humano, no entorno de 1000 Hz até 5000 Hz (*vide* Anexo A). Outro tópico relevante para o trabalho está relacionado às soluções de controle de ruído empregadas para este tipo de problema. De trabalhos encontrados em acústica, cita-se, primeiramente, 4 tipos de aparatos sonoros empregados para controle de ruído: o primeiro, ilustrado na Figura 4, corresponde à construção de uma sala com condicionamento sonoro (cabina acústica), tópico de interesse de trabalhos acadêmicos como Laranja (2004) e livros como Carneiro (2016), em que a fonte de ruído é isolada por estruturas de alvenaria construídas com propriedades específicas. Estas paredes, portanto, visam causar a reflexão das ondas sonoras oriundas da fonte ruidosa para dentro da cabina, tal como a absorção do som indesejável via mecanismos de troca de calor do ar com as paredes e com o ambiente (FOX et al., 2018). No entanto, devido ao *layout* dos equipamentos do LAUS e a utilização educacional do centro de usinagem CNC, que envolve contato próximo do discente com o maquinário, esta estratégia é inviabilizada.

**Figura 4:** Exemplo de cabina acústica.



Fonte: extraído de Prudenpinhos (2024).

A segunda estratégia, ilustrada na Figura 5, é o absorvedor por meio de membranas, também vetada por contemplar neutralização eficaz, alegam Gerges (2000) e Kinsler et al. (2000), de frequências abaixo de 800 Hz.

**Figura 5:** *Exemplo de absorvedores de membrana.*



Fonte: adaptado de Vibrasom Tecnologia Acústica (2024).

Por último, as figuras 6 e 7 apresentam, respectivamente, o absorvedor de material poroso e o absorvedor de placas perfuradas. Estas duas soluções de controle de ruído de atuação passiva também são inexecutáveis. A primeira solução, o absorvedor de material poroso, possui eficácia, de acordo com Blackstock (2000) e Beranek (1996), em termos de absorção em frequências acima de 5 kHz. Já o absorvedor de placas perfuradas, embora promissor em termos de neutralização na faixa de frequências de interesse (800 Hz até 2 kHz), não é viável pelo fato de que um ambiente de usinagem costuma ser poluído (presença de cavaco, fluidos lubri-refrigerantes e suspensão de materiais metálicos no ar) (GROOVER, 2017), o que leva ao entupimento dos orifícios do aparato acústico, impedindo o neutralizador sonoro de funcionar. Sua utilização é, conforme sinalizado por Carneiro (2016), indicada para ambientes domésticos e estúdios de gravação.

**Figura 6:** *Absorvedores de material poroso.*



Fonte: extraído de AEROJR UFMG (2024).

**Figura 7:** *Absorvedor de placas perfuradas.*



Fonte: extraído de AFIXGRAF (2024).

Realizadas as colocações sobre as outras estratégias de controle de ruído de atuação passiva, restam, portanto, as configurações de *Absorvedores de Helmholtz* (AH), estruturas de controle de ruído de atuação passiva ou semi-ativa que apresentam maior robustez em termos de operação frente ao ambiente poluído do LAUS e que apresentam eficácia no espectro de frequências de interesse (800 Hz até 2 kHz). Tais neutralizadores possuem uso industrial, a título de exemplo, como redutores de ruído em sistemas de exaustão, conforme estudo de caso abordado em Bayerl e Beuren (2015). Estes filtros acústicos são o cerne deste trabalho, tendo seu modelo e dimensionamento detalhados nos Capítulos a seguir.

## 1.1 OBJETIVOS GERAIS

Em uma forma sumarizada, o objetivo geral deste TCC consiste em desenvolver o ferramental teórico para a fabricação de dois Absorvedores de Helmholtz para o centro de usinagem CNC disponível do Laboratório de Automação em Usinagem da UFRGS. Após a fabricação das provas de conceito, deve-se realizar experimentos para medir o Nível de Pressão Sonora da operação do centro de usinagem CNC, com e sem presença dos filtros acústicos projetados. Realizadas as medições, almeja-se fazer um teste comparativo para verificar a eficácia do projeto, bem como identificar possíveis falhas e possibilidades de melhoria para a atividade.

## 1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Descrito o objetivo geral deste trabalho, apresenta-se o procedimento sequencial de forma a atingir o propósito da atividade. Assim, os objetivos específicos deste documento são:

1. Pesquisa em artigos e periódicos sobre soluções empregadas de controle de ruído via Absorvedor de Helmholtz, tal como o estado da arte;
2. Pesquisa da literatura especializada em acústica para detalhamento da modelagem do fenômeno acústico dentro do maquinário CNC;
3. Estabelecer breve arcabouço teórico de instrumentação para medição do fenômeno sonoro, bem como sinalizar normas pertinentes aos protocolos de medição e de segurança frente à exposição a ruído;
4. Delinear um método de dimensionamento geométrico de um Absorvedor de Helmholtz tradicional e de um Absorvedor de um quarto de comprimento de onda ( $\lambda/4$ ), um caso especial do Absorvedor de Helmholtz, em face de seus requisitos de projeto;
5. Realização de um ensaio de identificação de frequências com um microfone condensador no centro de usinagem CNC para encontrar a faixa problemática de frequência;
6. Construir provas de conceito conforme dimensionamento geométrico supracitado;
7. Realizar ensaio de medição de Nível de Pressão Sonora (NPS) via sonômetro com e sem a presença dos aparatos acústicos, sendo tal ensaio similar em configuração ao experimento para identificação de frequência;

8. Realizar teste comparativo dos resultados obtidos do ensaio de medição de NPS, bem como discutir o saldo dos experimentos frente às normas pertinentes à acústica e à avaliação subjetiva de ruído.

### 1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O documento está organizado na seguinte forma: o Capítulo 1 descreve o problema de controle de ruído do centro de usinagem CNC do LAUS a ser minimizado pelo Absorvedor de Helmholtz enquanto o Capítulo 2 versa sobre algumas soluções do problema empregadas na literatura, assim como comentários acerca do estado da arte em controle de ruído. O Capítulo 2 também é responsável por descrever o ferramental teórico para o dimensionamento do Absorvedor de Helmholtz apresentado no Capítulo 3, que, além do dimensionamento do filtro acústico, aborda o ensaio de identificação de frequências (feito *a priori* do dimensionamento), a construção da prova de conceito e o ensaio de medição de NPS. Após tais etapas, o Capítulo 4 analisa e discute os resultados obtidos do ensaio de medição de NPS, tecendo comentários acerca de sua eficácia em termos de melhora de qualidade de vida do operador frente às normas reguladoras em Acústica e avaliação subjetiva de ruído. Encerrando a parte textual do trabalho, o Capítulo 5 apresenta a conclusão do trabalho e sugestão de trabalhos futuros dentro do escopo deste documento. Por fim, apresenta-se a bibliografia consultada para a realização deste relatório e, a seguir, tópicos auxiliares ao relatório na forma de Apêndices e Anexos.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo, aborda-se o estado de arte em termos de controle de ruído e o arcabouço teórico para a construção das provas de conceito, bem como o funcionamento básico de alguns instrumentos de medição em Acústica e normas pertinentes ao tema.

### 2.1 ESTADO DA ARTE

Com relação às soluções apresentadas na literatura especializada e o estado de arte em termos de controle de ruído, deve-se ressaltar que o Absorvedor de Helmholtz é, em vários casos, o elemento principal para estratégias mais sofisticadas de atenuação de sons indesejados, com geometrias do aparato acústico criadas por otimização via filtro de partículas, a exemplo de Li et al. (2023) e utilização de vários arranjos de Absorvedores de Helmholtz, similar a Wu et al. (2019). Além disto, deve-se citar o *controle ativo de ruído*, em que se utilizam laços de realimentação com sensores (microfones), atuadores (alto-falantes) e leis de controle para que o fenômeno acústico indesejado seja atenuado o quanto possível, com o artigo de Mao, Li e Liu (2018) aludindo a tal estratégia de controle de ruído, assim como os trabalhos de de Bedout et al. (1997), de Silva (2020) e o artigo de Fleming et al. (2007).

### 2.2 RESPOSTA EM FREQUÊNCIA

De acordo com Haykin e Veen (2001), o conceito de resposta em frequência, válido para sistemas estáveis - BIBO (*Bounded Input Bounded Output* - entrada limitada e saída limitada) quando o sistema é apenas descrito por função de transferência ou estabilidade assintótica quando expresso por espaço de estados lineares e invariantes no tempo (LIT) em *regime permanente senoidal*, pode ser expresso conforme <sup>1</sup>

$$\frac{Y(j\omega)}{U(j\omega)} = H(j\omega) = \frac{Num_H(j\omega)}{Den_H(j\omega)} e^{-j\omega\theta}, \quad (1)$$

em que  $Y(j\omega)$  e  $U(j\omega)$  representam a saída e entrada do sistema, respectivamente, no domínio da frequência angular  $\omega$ ;  $H(j\omega)$  a função de transferência,  $Num_H(j\omega)$ , o polinômio do numerador da função de transferência,  $Den_H(j\omega)$ , o polinômio do denominador da função de transferência e  $\theta$  representa um atraso puro de tempo.

Para a representação em espaço de estados, têm-se a seguinte estrutura:

---

<sup>1</sup>Para exemplificar o conceito, aborda-se aqui a resposta em frequência para o caso de uma apenas entrada e apenas uma saída.

$$\begin{aligned}\vec{\dot{x}}(t) &= \mathbf{A}\vec{x}(t) + \mathbf{B}u(t - \theta) \\ y(t) &= \mathbf{C}\vec{x}(t) + Du(t - \theta),\end{aligned}\quad (2)$$

em que  $\vec{\dot{x}}(t)$  se refere ao vetor de derivada das variáveis de estado no domínio do tempo;  $\mathbf{A}$  a matriz dinâmica do sistema;  $\vec{x}(t)$  o vetor das variáveis de estado do domínio do tempo;  $\mathbf{B}$  o vetor de entrada;  $u(t - \theta)$  a entrada do processo no domínio do tempo atrasada em  $\theta$  unidades de tempo;  $y(t)$  a saída do processo no domínio do tempo,  $\mathbf{C}$  o vetor de saída e  $D$  o escalar de transmissão direta.

Partindo da representação do processo de interesse da Equação 2, pode-se chegar à representação do processo descrita pela Equação 1 via

$$H(j\omega) = [\mathbf{C}(j\omega\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B} + D]e^{-j\omega\theta} = |H(j\omega)|\angle H(j\omega), \quad (3)$$

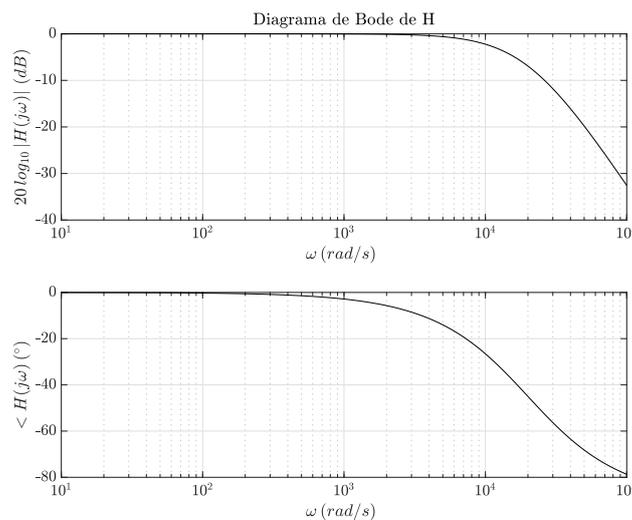
em que  $\mathbf{I}$  corresponde à matriz identidade,  $|H(j\omega)|$  o módulo da função de transferência e  $\angle H(j\omega)$  o ângulo de fase da função de transferência.

Se  $u$  é uma senoide, dada por  $u(t) = U_{\max} \cos(\omega_{op}t + \phi)$ , em que  $U_{\max}$  representa o valor de pico da senoide,  $\omega_{op}$  a frequência angular de operação da senoide e  $\phi$  uma diferença de fase, então a resposta do sistema LIT em regime permanente para um sistema de uma entrada e uma saída  $y_{RP}$  é dada por

$$y_{RP}(t) = U_{\max} |H(j\omega_{op})| \cos(\omega_{op}t + \angle H(j\omega_{op}) + \phi). \quad (4)$$

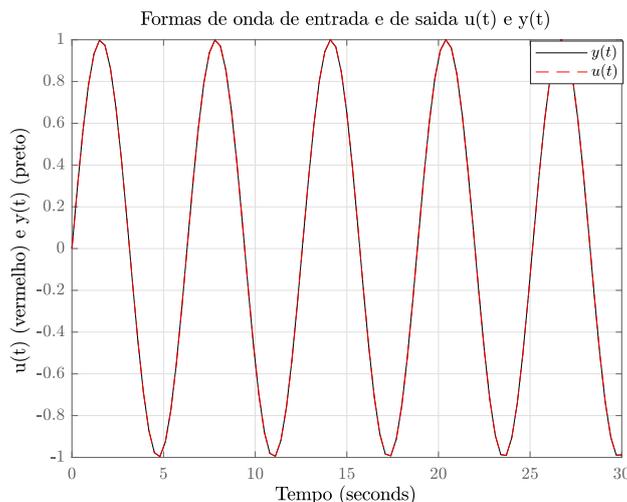
A fim de ilustrar o conceito de resposta de frequência, emprega-se a função de transferência  $H(j\omega) = (0,00005j\omega + 1)^{-1}$  e a senoide  $u(t) = \text{sen}(t)$  em um diagrama de Bode e uma comparação de formas de onda entre  $u(t)$  e  $y(t)$  nas figuras 8 e 9, respectivamente.

**Figura 8:** Diagrama de Bode de  $H(j\omega) = (0,00005s + 1)^{-1}$ .



Fonte: do Autor.

A título de generalização, deve-se ressaltar que o conceito de resposta em frequência também é válido para sistemas de múltiplas entradas e múltiplas saídas, conforme descrito em Haykin e Veen (2001) e Maciejowski (1989).

**Figura 9:** Formas de onda de entrada  $u(t)$  e de saída  $y(t)$ .

Fonte: do Autor.

Além do conceito de Resposta em Frequência, faz-se necessário uma revisão acerca da sensibilidade à frequência do ouvido humano, assim como elencar elementos correlatos na área de instrumentação, como circuitos de compensação e bandas proporcionais de frequência. Por brevidade e pelo fato de que os textos apresentados são adaptações de mesmos textos presentes em Gerges (2000) e Bistafa (2018), delibera-se apresentar tais tópicos nos anexos A, B e C, respectivamente.

## 2.3 EQUAÇÃO DA ONDA

Segundo Pierce (1991) e Gerges (2000), o estudo do fenômeno acústico é um caso particular de Dinâmica de Fluidos, em que uma de suas características consiste das variáveis de fluxo (massa específica  $\rho$ , velocidade de fluido  $u$  e pressão  $p$ ) serem representadas como pequenas oscilações no entorno de seus valores médios. Para ilustrar a diferença entre as ordens de magnitude, Sarkar (2017) apresenta uma comparação entre as componentes médias e as componentes oscilantes (acústicas) das variáveis de fluxo para uma fonte sonora com pressão acústica de 2 Pa e uma velocidade de fluido média de 100 km/h (27,7 m/s), representando um ciclone tropical. Esta comparação é apresentada na Tabela 1.

**Tabela 1:** Comparação entre valores médios e oscilantes para uma fonte sonora de 2 Pa.

Variável	Componente média	Componente acústica
Pressão	101325 Pa	2 Pa
Massa específica	1,2 kg/m <sup>3</sup>	1,7 × 10 <sup>-5</sup> kg/m <sup>3</sup>
Velocidade de fluido	27,7 m/s	5 × 10 <sup>-3</sup> m/s

Fonte: Adaptado de Sarkar (2017).

De acordo com esta aproximação de pequenos valores de perturbação frente aos valores quiescentes, pode-se escrever as seguintes equações para as variáveis de pressão

$p$ , velocidade do fluido  $\vec{u}$  e massa específica  $\rho$ , com o parâmetro  $\epsilon$  em suas expressões. O parâmetro  $\epsilon$  representa um escalar adimensional, cuja presença indica que a variável multiplicando o termo  $\epsilon$  tem valor pequeno frente aos outros termos (no mínimo, duas ordens de magnitude menor).

$$p = p_o + \epsilon p_a, \quad |\epsilon| \ll 1, \quad (5)$$

em que  $p$  representa a pressão total,  $p_o$  a pressão média que é, neste caso, a pressão atmosférica  $p_{atm} \approx 101325$  Pa e  $p_a$  a pressão acústica.

$$\vec{u} = \vec{u}_o + \epsilon \vec{u}_a, \quad |\epsilon| \ll 1, \quad (6)$$

tal que  $\vec{u}$  se refere à velocidade total do fluido,  $\vec{u}_o$  explicita a velocidade média do fluido e  $\vec{u}_a$  a velocidade acústica de partícula.

$$\rho = \rho_o + \epsilon \rho_a, \quad |\epsilon| \ll 1, \quad (7)$$

com  $\rho$  expressando a massa específica total do fluido,  $\rho_o$  a massa específica média que, para o fenômeno acústico, representa a massa específica do ar  $\rho_{ar} \approx 1,21$  kg/m<sup>3</sup> para uma temperatura de 20 °C e pressão de 101325 Pa e  $\rho_a$  a variação da massa específica referente ao fenômeno acústico.

Para a obtenção da Equação da Onda, faz-se necessário utilizar as equações que regem o fluxo de fluidos, além da representação de um processo termodinâmico para fluidos compressíveis, o que resulta em

$$\nabla^2 p_a - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p_a}{\partial t^2} = 0, \quad (8)$$

em que  $\nabla^2 p_a$  representa o Laplaciano da pressão acústica;  $c$  a velocidade de propagação do som no ar, equivalente a 343 m/s, aproximadamente e  $\frac{\partial^2 p_a}{\partial t^2}$  a derivada parcial segunda da pressão acústica em função do tempo.

A demonstração da Equação da Onda, dada pela Equação 8, pode ser encontrada na literatura especializada de acústica, a exemplo de Pierce (1991), Blackstock (2000) e Beranek (1996). Para a sua obtenção, as seguintes considerações são feitas:

- Hipótese de pequenos sinais: pressão acústica representa uma pequena variação no entorno da pressão atmosférica;
- Variação linear da flutuação de pressão: a Equação da Onda não representa fenômenos sonoros como estrondos sônicos (*sonic boom*) de jatos, por exemplo;
- Processo termodinâmico adiabático: considera-se que a dinâmica do fenômeno acústico possui uma escala temporal pequena (duas ordens de grandeza, no mínimo) o suficiente frente às dinâmicas de troca de calor para que estas últimas possam ser negligenciadas;
- Fluido invíscido: negligencia-se a viscosidade do fluido (do meio) para simplificação do modelo matemático, de tal sorte que a Equação de Navier-Stokes se reduz à Equação de Euler (FOX et al., 2018).

- Meio estagnado: considera-se que o meio de propagação possui um termo de velocidade média  $\vec{u}_o$  nula. Em casos como o de análise de ruído em escapamento de carros, em que há necessidade de diferença de pressão entre o motor e a terminação do cano de descarga, que está sujeita à pressão atmosférica, para que o gás oriundo do processo de combustão escape à atmosfera, ocorre a presença de uma velocidade média. Nestes casos, Sarkar (2017) cita a necessidade da correção do número de onda  $k$  (ver Seção 2.3.1.1) pelo número de Mach  $M_a \triangleq u_o/c$ .

### 2.3.1 Onda plana

Quando se trata da solução da Equação da Onda para apenas uma dimensão espacial  $x$ , obtém-se a solução de onda plana, definida por Laranja (2000) como uma onda cujas frentes são paralelas e perpendiculares às suas direções de propagação. A Equação de Onda para apenas uma dimensão é expressa por

$$\frac{\partial^2 p_a}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p_a}{\partial t^2} = 0, \quad (9)$$

com a solução geral da Equação 9 na forma de

$$p_a = f(ct + x) + g(ct - x), \quad (10)$$

em que  $f(ct + x)$  e  $g(ct - x)$  representam funções que satisfazem a Equação da Onda para uma onda plana de uma dimensão espacial  $x$ .

Segundo Laranja (2000), a solução de onda plana representa um caso importante no estudo de Acústica, em que ondas planas são adequadas para representar o fenômeno sonoro quando se trata de problemas de *campo distante*, em que se aborda o problema acústico para distâncias da fonte sonora maiores ou iguais que o comprimento de onda  $\lambda$  (ver Seção 2.3.1.1).

#### 2.3.1.1 Equação de Helmholtz

A Equação de Helmholtz é um caso particular da Equação da Onda em que a variável temporal  $t$  possui comportamento harmônico. Em formulação matemática, isto é representado por

$$\frac{\partial^2 p_a}{\partial t^2} = -\omega^2 p_a, \quad (11)$$

em que  $\omega$  se refere à frequência angular  $\omega$ .

A utilização da Equação de Helmholtz, conforme Sarkar (2017), é válida para casos de ruído acústico em estado estacionário senoidal, ou seja, é apropriada para modelar o fenômeno sonoro oriundo de fontes sonoras que operam em uma frequência por longos períodos de tempo, como ruído acústico de maquinários fabris. No entanto, tal hipótese de ruído acústico harmônico não é válida, por exemplo, para tratar da voz humana ou de som oriundo de instrumentos musicais.

Considerando a hipótese simplificadora de onda plana e comportamento temporal harmônico, a pressão acústica  $p_a$  pode ser expressa como

$$p_a = \tilde{p}_a(x) e^{j\omega t}, \quad (12)$$

em  $\tilde{p}_a$  representa a parcela do comportamento harmônico da variável espacial em  $p_a$ . A parte real de  $p_a$ , dado que a variável citada é do domínio complexo, representa a pressão acústica real, podendo ter seu valor medido (em valor eficaz, normalmente) por um instrumento. Mediante tais suposições, pode-se reescrever a Equação da Onda na forma

$$\frac{d^2 \tilde{p}_a}{dx^2} + \frac{\omega^2}{c^2} \frac{d^2 \tilde{p}_a}{dt^2} = 0. \quad (13)$$

Ao termo  $\omega/c$ , dá-se o nome de número de onda, uma quantidade representada por  $k$ . O número de onda é relacionado ao comprimento de onda  $\lambda$  via

$$k = \frac{2\pi}{\lambda}. \quad (14)$$

De uma manipulação algébrica das equações 12 e 14, encontra-se a seguinte relação entre  $c$ ,  $\lambda$  e  $f$ :

$$c = \lambda f, \quad (15)$$

com a velocidade de propagação do som no ar à temperatura ambiente de 20°C  $c$  igual a 343 m/s, aproximadamente.

Considerando a Equação 13 com a definição do número de onda, a solução geral para a equação diferencial parcial homogênea tem a seguinte estrutura:

$$p_a = \left( A e^{-jkx} + B e^{jkx} \right) e^{j\omega t}, \quad (16)$$

em que o termo com  $x$  negativo representa uma onda plana que se desloca no sentido de  $x$  positivo do plano cartesiano e termo com  $x$  positivo representa uma onda plana que se propaga no sentido de  $x$  negativo no plano cartesiano.

### 2.3.1.2 Equação de Euler

Outra relação importante é a Equação de Euler, que consiste de um caso especial da Equação de Navier-Stokes para fluidos invíscidos (FOX et al., 2018). Tal equação é necessária para a definição do conceito de Impedância Acústica e é expressa por

$$\rho_o \frac{\partial \vec{u}_a}{\partial t} = -\nabla p_a, \quad (17)$$

em que  $\vec{u}_a$  corresponde ao vetor de velocidade de partícula acústica, dada em m/s. Para a hipótese de onda plana harmônica, a Equação de Euler possui a seguinte forma:

$$\rho_o \frac{\partial \vec{u}_a}{\partial t} = -\frac{\partial p_a}{\partial x} \hat{x}, \quad (18)$$

em que  $\hat{x}$  corresponde ao versor de  $x$ .

Por meio de manipulação algébrica das equações 16 e 18, chega-se ao seguinte resultado para  $\vec{u}_a$ :

$$\begin{aligned} \vec{u}_a &= \left( \frac{A}{\rho_o c} e^{-jkx} - \frac{B}{\rho_o c} e^{jkx} \right) e^{j\omega t} \hat{x} \\ &= \left( \frac{A}{Z_{ac}} e^{-jkx} - \frac{B}{Z_{ac}} e^{jkx} \right) e^{j\omega t} \hat{x}, \end{aligned} \quad (19)$$

em que  $Z_{ac} \triangleq \rho_o c$  representa, de acordo com Carneiro (2016), a impedância acústica característica do meio. Em casos em que ocorre mudança de área de seção transversal, Blackstock (2000) cita a necessidade de mudar a variável de fluxo representada pela velocidade acústica de partícula  $u_a$  para a velocidade volumétrica  $q$ , dada em  $m^3/s$ :

$$q \triangleq A_{\text{transversal}} u, \quad (20)$$

em que  $A_{\text{transversal}}$  representa a área de seção transversal da estrutura. Por causa disto, costuma-se representar a impedância acústica característica (e demais impedâncias acústicas) considerando a velocidade volumétrica  $Z_{q,ac}$ , dada por

$$Z_{q,ac} \triangleq \frac{\rho_o c}{A_{\text{transversal}}}. \quad (21)$$

## 2.4 ACÚSTICA DE DUTOS

No intuito de estabelecer um modelo para a parte interna do centro de usinagem CNC, deve-se considerar algumas hipóteses. De acordo com desenvolvimentos apresentados em Atassi (2024) e Sarkar (2017), verifica-se que a hipótese de onda plana em dutos é válida quando o diâmetro do duto (ou comprimento característico da área transversal do duto) é, no mínimo, 20 vezes menor que o comprimento de onda  $\lambda$  do fenômeno acústico de interesse.

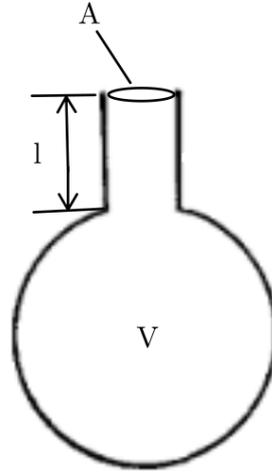
Além disto, conforme sinalizado por Laranja (2000), o ambiente interno do centro de usinagem CNC pode ser analisado sob a hipótese de *campo sonoro difuso*, que corresponde ao campo acústico com presença de muitos reflexos de ondas em um ambiente fechado, de tal forma que o nível de pressão sonora é assumido constante em todo o ambiente fechado e obtido por meio de uma média dentro de um certo intervalo de tempo (Ver Seção 2.6).

## 2.5 ABSORVEDOR DE HELMHOLTZ

De acordo com Laranja (2000), o Absorvedor de Helmholtz é um filtro acústico que consiste, essencialmente, de uma cavidade com um volume relativamente grande (uma ordem de grandeza de diferença, no mínimo) a uma abertura, sendo esta última acoplada ao meio externo. Tal ressonador acústico é tipicamente empregado, alega Gerges (2000), como um neutralizador eficaz de ondas sonoras na faixa de médias frequências, conforme Carneiro (2008), variando de 800 até 2000 Hz, aproximadamente. No intuito de ilustrar o aparato, a Figura 10 descreve graficamente uma configuração geométrica de um Absorvedor de Helmholtz, que consiste de um bojo de volume  $V$ , uma abertura cilíndrica de seção transversal  $A = 0,25\pi d_g^2$ , em que  $d_g$  corresponde ao diâmetro do gargalo e comprimento de gargalo  $l$ .

Conforme desenvolvimentos de Sarkar (2017) e sinalizado por Gerges (2000), pode-se demonstrar que, quando as dimensões da cavidade do sistema acústico do interesse são menores que um quarto do comprimento de onda  $\lambda$ , o tratamento matemático via parâmetros distribuídos do fenômeno sonoro pode ser reduzido a um problema de parâmetros concentrados, com o movimento do sistema acústico representado por um sistema elétrico análogo, em que a pressão acústica  $p_a$  é análoga à tensão e a velocidade volumétrica  $q$  é análoga à corrente (BLACKSTOCK, 2000), (BERANEK, 1996).

**Figura 10:** Ilustração de um Absorvedor de Helmholtz.



Fonte: modificado de Alster (1972).

Assumindo a configuração geométrica da Figura 10, têm-se as expressões, retiradas de Blackstock (2000), para a reatância capacitiva análoga ao bojo  $X_{C,Helm}$  e a reatância indutiva referente à massa de ar no gargalo  $X_{L,Helm}$  (supondo que todo o aparato acústico esteja embebido de ar):

$$X_{C,Helm} = \frac{1}{\omega \frac{V}{\rho_o c^2}} \quad (22)$$

e

$$X_{L,Helm} = \omega \rho_o \frac{l}{A}, \quad (23)$$

que resulta em na seguinte impedância acústica  $Z_{Helm}$ :

$$Z_{Helm} = J(X_{L,Helm} - X_{C,Helm}) = j \left( \omega \rho_o \frac{l}{A} - \frac{\rho_o c^2}{\omega V} \right). \quad (24)$$

Fazendo  $Z_{Helm} = 0$  na Equação 24, obtêm-se a frequência de ressonância do filtro acústico  $f_{n1}$  em função de seus parâmetros geométricos:

$$f_{n1} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{Vl}} \text{ [Hz]}. \quad (25)$$

### 2.5.1 Correções para o Absorvedor de Helmholtz

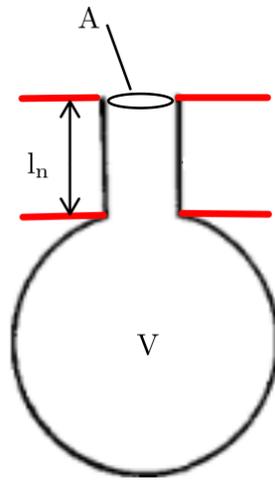
Nesta Subseção, são apresentadas correções encontradas na literatura para a equação da frequência de sintonia de um Absorvedor de Helmholtz.

#### 2.5.1.1 Correção por Impedância de Terminação

A literatura especializada de acústica, a exemplo de Pierce (1991), Blackstock (2000) e Beranek (1996), cita que a proposição do ressonador de Helmholtz descrita em Helmholtz

(1863) apresenta erros de consonância significativos (erros relativos maiores que 10%) entre valores de pressão acústica esperados teoricamente e as medições de pressão acústica. No intuito de remediar tais discrepâncias, autores como Strutt (2011), Ingard (1953) e Blackstock (2000) propõem a correção do termo de comprimento do gargalo  $l$  para um comprimento efetivo de gargalo  $l_e$  advindo de um termo de impedância de terminação, uma condição de contorno que, consonante a Sarkar (2017), representa um comportamento intermediário entre uma terminação perfeitamente rígida e vácuo, e que possui um termo de resistência acústica  $R_{Helm}$ . Laranja (2000) salienta que, se o gargalo do filtro acústico possui um flange duplo (linhas vermelhas) na abertura circular de diâmetro  $d_g$  e volume interno sem porosidade nas paredes, como descrito graficamente na Figura 11, é possível demonstrar que o comprimento de gargalo efetivo é expresso por  $l_e = l + 0,85d_g$ .

**Figura 11:** Absorvedor de Helmholtz com correção de impedância de terminação.



Fonte: extraído de Alster (1972).

Mediante a correção do comprimento efetivo do gargalo, pode-se escrever:

$$Z_{ac} = R_{ac} + j(X_{L,ac} - X_{C,ac}) = R_{ac} + j\left(\omega\rho_o\frac{l_e}{A} - \frac{\rho_o c^2}{\omega V}\right). \quad (26)$$

Da Equação 26, fazendo com que a parte imaginária de  $Z_{ac}$  seja nula, extrai-se a frequência de ressonância corrigida  $f_{n2}$ :

$$f_{n2} = \frac{\omega_{n2}}{2\pi} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{V(l + 0,85d_g)}} \text{ [Hz]}. \quad (27)$$

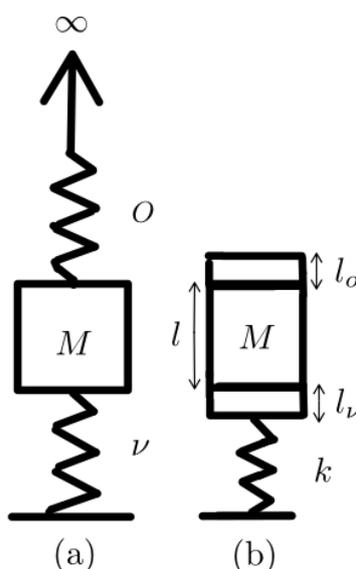
A título de brevidade, delibera-se por definir a expressão da resistência acústica  $R_{ac}$  na Seção 2.5.2, pois esta será modificada de acordo com os desenvolvimentos algébricos de Bykov e Komkin (2020) e, de acordo com Blackstock (2000) e Mironov, Komkin e Bykov (2017), possui magnitude relevante apenas na situação de ressonância para balizar valor da perda de transmissão  $PT$  em operação na frequência natural do aparato acústico (Ver Seção 2.5.2), pois, nesta faixa de frequência de operação do filtro acústico, as hipóteses da Equação da Onda referentes à troca de calor com o ambiente e com as paredes do aparato acústico (fluido invíscido e processo termodinâmico adiabático) perdem sua validade.

### 2.5.1.2 Correção de Alster

No que diz respeito a certos tipos de ressonadores, Alster (1972) menciona discrepâncias entre os valores preditos teoricamente e os mensurados. De forma a obter valores teóricos apropriados frente aos valores experimentais, Alster propõe uma analogia mecânico-acústica tal que os termos de constante de mola (representados pelo bojo  $V$ ) possuem massa (relativos ao gargalo com área  $A$  e comprimento  $l$ ) e um certo deslocamento (LARANJA, 2000), resultando nos termos de correção  $l_o$  e  $l_\nu$ .

No intuito de ilustrar o racional empregado em Alster (1972) para a correção da expressão para a frequência de sintonia do Absorvedor de Helmholtz, apresenta-se a Figura 12.

**Figura 12:** Analogia mecânico-acústica de Alster para o Absorvedor de Helmholtz.



Fonte: adaptado de Alster (1972).

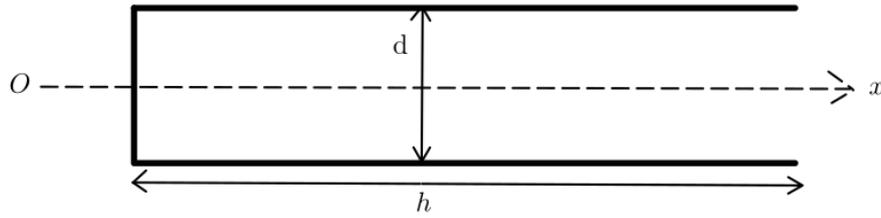
Com relação à correção de Alster, deve-se ter em mente que a sua formulação matemática (não descrita aqui por brevidade) é apropriada para *análise* do ressonador de Helmholtz tradicional, mas não para dimensionamento de tal filtro acústico. Entretanto, as recomendações colocadas pelo autor e sinalizadas por Laranja (2000) de que nenhuma dimensão do ressonador deve ser maior que  $1/4$  do comprimento de onda da frequência de ressonância  $\lambda_n = c/f_{n2}$  e que a altura do ressonador  $h$ , composta pela soma da altura do bojo  $h_{bojo}$  e do comprimento do gargalo  $l$ , não deve ser menor que o diâmetro do gargalo  $d_g$  devem ser acatadas e verificadas, pois a verificação experimental descrita em Alster (1972) indica baixa exatidão em termos de frequência para ressonadores de Helmholtz dimensionados fora destes parâmetros recomendados, o que Kinsler et al. (2000) imputa à presença de ondas estacionárias na cavidade quando esta recomendação de dimensões é violada. No entanto, para o ressonador de um quarto de comprimento ( $\lambda/4$ ), um caso especial do Absorvedor de Helmholtz em termos construtivos que permite neutralização na frequência fundamental e seus harmônicos ímpares, ilustrado na Figura 13, Alster (1972) fornece uma expressão conveniente em termos de sintonia, dimensionamento e análise:

$$f_{\lambda/4} = \frac{c}{4\sqrt{h^2 + 0,48dh}} \text{ [Hz]}, \quad (28)$$

em que  $h$  é a altura do ressonador e  $d$  o diâmetro da área da seção transversal. Isolando o termo  $h$  na Equação 28 e especificando o diâmetro da cavidade  $d$ , chega-se a uma expressão de  $h$  em função da frequência fundamental de sintonia do absorvedor  $f_{\lambda/4}$ :

$$h(f_{\lambda/4}) = -0,24d + \sqrt{0,0576d^2 + \left(\frac{c}{4f_{\lambda/4}}\right)^2}. \quad (29)$$

**Figura 13:** Ressonador de um quarto de comprimento de onda.



Fonte: adaptado de Alster (1972).

### 2.5.2 Absorvedor de Helmholtz em aberturas laterais

De acordo com Gerges (2000), pode-se demonstrar que um Absorvedor de Helmholtz posicionado em uma abertura lateral possui o comportamento de um filtro rejeita faixa de alta seletividade (fator de qualidade  $Q$  maior ou igual a 10).

No intuito de ilustrar o modelo do interior do centro de usinagem CNC, apresenta-se na Figura 14 um esquema de um Absorvedor de Helmholtz operando como um filtro acústico rejeita faixa em um duto, em que  $A_{duto}$  representa a área de seção transversal do duto,  $Z_{ac1}$  a impedância acústica do Setor I,  $p_{1,i}$  a pressão acústica incidente no Setor I, assumida como conhecida,  $p_{1,r}$  a pressão acústica refletida para o Setor I,  $q_{1,i}$  a velocidade volumétrica incidente no Setor I,  $q_{1,r}$  a velocidade volumétrica refletida no Setor I,  $p_{2,tr}$  a pressão acústica transmitida para o Absorvedor de Helmholtz,  $q_{2,tr}$  a velocidade volumétrica transmitida ao Absorvedor de Helmholtz,  $Z_{helm}$  a impedância acústica referente ao Absorvedor de Helmholtz,  $p_{3,tr}$  a pressão acústica transmitida para o Setor III e  $q_{3,tr}$  a velocidade volumétrica transmitida para o Setor III e  $Z_{ac3}$  a impedância acústica do Setor III.

Por inspeção da Figura 14 e com base nos desenvolvimentos algébricos descritos em Blackstock (2000), pode-se escrever:

$$p_{1,i} + p_{1,r} = p_{2,tr} = p_{3,tr} = p_{tr}, \quad (30)$$

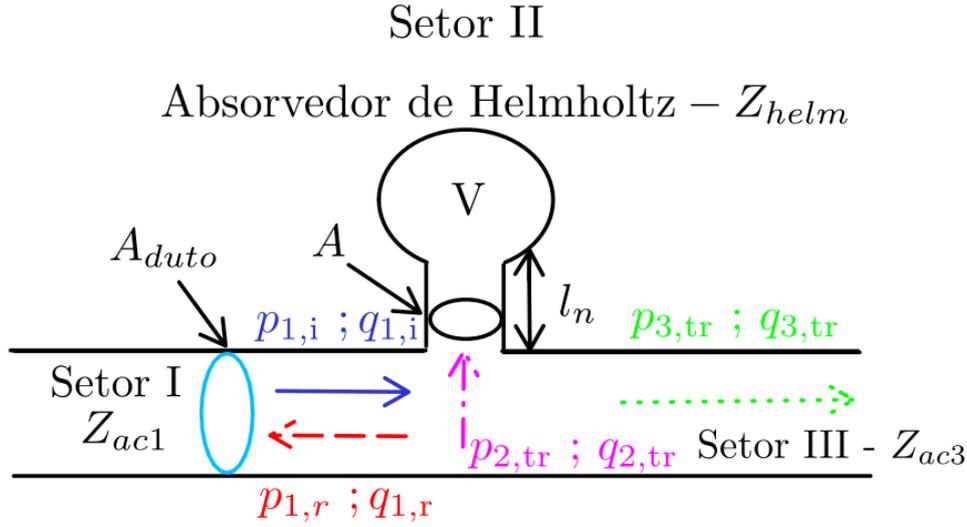
em que  $p_{tr}$  se refere à pressão acústica de transmissão nos Setores II e III.

Dividindo a Equação 30 por  $p_{1,i}$ , definindo a razão de reflexão  $R \triangleq p_{1,r}/p_{1,i}$  e a razão de transmissão  $T \triangleq p_{tr}/p_{1,i}$ , obtém-se:

$$1 + R = T. \quad (31)$$

Para a velocidade volumétrica, têm-se a seguinte relação:

**Figura 14:** Aplicação do Absorvedor de Helmholtz como filtro rejeita faixa.



Fonte: modificado de Blackstock (2000).

$$q_{1,i} - q_{1,r} = q_{2,tr} + q_{3,tr}. \quad (32)$$

Utilizando as relações entre velocidade volumétrica, pressão acústica e impedância acústica, a Equação 32 pode ser reescrita como:

$$1 - R = \left(1 + \frac{Z_{ac1}}{Z_{helm}}\right) T, \quad (33)$$

com a informação de que  $Z_{ac1} = Z_{ac3}$ . Com base nas equações 32 e 33, obtém-se  $T$  na forma:

$$T = \frac{1}{1 + 0,5 \frac{Z_{ac1}}{Z_{helm}}}. \quad (34)$$

Com base na razão de transmissão  $T$  obtida na Equação 34, pode-se definir a perda por transmissão  $PT$  via

$$PT \triangleq 10 \log_{10} \frac{1}{|T|^2} = 10 \log_{10} \frac{1}{T T^*}, \quad (35)$$

em que  $T^*$  representa a razão de transmissão complexa conjugada.

Ressaltando que  $Z_{ac1} = \rho_0 c / A_{duto}$  e  $Z_{Helm}$  é dada pela Equação 26, ao realizar a manipulação algébrica descrita em Bykov e Komkin (2020), chega-se à seguinte expressão da perda de transmissão em termos de parâmetros geométricos:

$$PT = 10 \log_{10} \left[ 1 + \frac{1 + 2R_s}{R_s^2 + [Q(\Omega - 1/\Omega)]^2} \right], \quad (36)$$

com a resistência acústica modificada do Absorvedor de Helmholtz  $R_s \triangleq 2 \frac{A_{duto}}{A} \frac{R_{helm}}{\rho_0 c}$ , a frequência relativa  $\Omega \triangleq \omega / \omega_{n2}$  e o fator de qualidade  $Q$  dado pela expressão:

$$Q \triangleq 2 \frac{A_{duto}}{A} \sqrt{\frac{A l_e}{V}}. \quad (37)$$

A Equação 36 explicita o fato de que, quando  $\omega = \omega_{n2}$ , ou seja, quando  $\Omega = 1$ , a perda de transmissão atinge o seu valor máximo e sua expressão depende apenas da resistência acústica modificada  $R_s$ :

$$PT_{MAX} = 10 \log_{10} \left[ 1 + \frac{2}{R_s} + \frac{1}{R_s^2} \right] = 20 \log_{10} \left[ 1 + \frac{1}{R_s} \right]. \quad (38)$$

Para a determinação da largura de banda do Absorvedor de Helmholtz  $LB$ , faz-se necessário encontrar as frequências de meia potência para a perda de transmissão, ou seja, deduzir  $\Omega_1$  e  $\Omega_2$  tal que  $PT(\Omega_1) = PT(\Omega_2) = 3$  dB. Por inspeção da Equação 36, estes valores de frequência relativa estão vinculados à expressão:

$$Q (\Omega_{1,2} - 1/\Omega_{1,2}) = K, \quad (39)$$

com a expressão de  $K$  dada por  $\sqrt{1 + 2R_s - R_s^2}$ , retirada de Bykov e Komkin (2020). Para que a relação expressa pela Equação 39 tenha sentido físico,  $K$  deve ser sempre positivo. Isto impõe a seguinte limitação no valor de  $R_s$ :

$$R_s < 1 + \sqrt{2}. \quad (40)$$

Supondo soluções válidas para a Equação 39, as frequências de média potência  $\omega_1$  e  $\omega_2$  são dadas por:

$$\omega_{1,2} = \left[ \mp \frac{K}{2Q} + \sqrt{1 + \frac{K^2}{4Q^2}} \right] \omega_{n2}. \quad (41)$$

Em posse dos valores das frequências de meia potência, torna-se possível calcular o valor da largura de banda  $LB$ :

$$LB = \omega_2 - \omega_1 = \frac{K}{Q} \omega_{n2}. \quad (42)$$

Com base na Equação 42, pode-se definir a largura de banda ideal  $LB_{ideal}$ , parâmetro relevante de projeto para o filtro acústico, que consiste na largura de banda quando a resistência acústica modificada é considerada nula, o que implica  $K = 1$ . Isto posto, pode-se escrever:

$$LB_{ideal} = \frac{c}{4\pi} \frac{A}{A_{duto} l_e}. \quad (43)$$

Com base nas equações 27 e 43, pode-se definir a frequência natural adimensional do ressonador  $\mu_n$  com o auxílio do comprimento característico da seção transversal do duto  $b \triangleq A_{duto}^{1/2}$ . Mediante tal informação, obtêm-se a seguinte expressão:

$$\mu_n \triangleq f_{n2} \frac{b}{c}. \quad (44)$$

De maneira similar, a largura de banda adimensional ideal  $\Delta\mu$  pode ser descrita por

$$\Delta\mu \triangleq LB_{ideal} \frac{b}{c}. \quad (45)$$

Empregando as equações 44 e 45 em conjunto com manipulação algébrica, é possível obter o volume do bojo  $V$  em função de alguns valores de entrada do projeto do ressonador de Helmholtz (largura de banda ideal e frequência natural) e do parâmetro  $b$ . Isto posto, o volume do bojo para uma frequência específica  $V$  pode ser expresso como

$$V = \frac{b^3 \Delta\mu}{\pi \mu_n^2}. \quad (46)$$

Com o volume da cavidade  $V$  encontrado, deve-se definir a razão entre o comprimento do gargalo  $l$  e o diâmetro do gargalo  $d_g$ . Tal razão é simbolizada por  $\bar{l}$  e é expressa por

$$\bar{l} = l/d_g. \quad (47)$$

Com base nesta informação, o comprimento efetivo do gargalo  $l_e$  pode ser escrito como

$$l_e = (\bar{l} + 0,85) d_g. \quad (48)$$

Substituindo a Equação 48 na Equação 27 e fazendo  $A = \pi d_g^2/4$ , pode-se obter o valor de  $d$  via seguinte manipulação algébrica da Equação 27:

$$d_g = \frac{16\pi V (\bar{l} + 0,85) f_{n2}^2}{c^2}. \quad (49)$$

Após obtenção do diâmetro do gargalo, o comprimento do gargalo  $l$  pode ser encontrado via

$$l = \bar{l} d_g. \quad (50)$$

Para o volume da cavidade  $V$ , têm-se a seguinte expressão:

$$V = \frac{1}{4} \pi d_{bojo}^2 h_{bojo}. \quad (51)$$

Se o diâmetro da cavidade  $d_{bojo}$  é especificado, então o valor da altura da cavidade  $h_{bojo}$  em função de frequência de sintonia  $f$  pode ser encontrado por

$$h_{bojo}(f) = \frac{(d_g/d_{bojo})^2}{(l + 0,85d_g) \times \left(\frac{2\pi f}{c}\right)^2} \quad (52)$$

Para o valor da resistência acústica adimensional na frequência central, têm-se a seguinte expressão, extraída de Bykov e Komkin (2020):

$$R_s^{fn2} = \frac{2A_{duto}}{0,25\pi d_g^2} \times 2 \frac{\omega_{n2}}{c} \left(\frac{2\nu}{\omega_{n2}}\right)^{1/2} \left[ \left(1,8 + 3,5 \frac{d_g}{V^{1/3}}\right) \frac{l}{d_g} + 3,5 \frac{0,85d_g}{V^{1/3}} + 1 \right], \quad (53)$$

em que  $\nu$  representa a viscosidade cinemática do meio. No caso do ar,  $\nu_{ar} \approx 1,5 \times 10^{-3}$  m<sup>2</sup>/s. A Equação 53, por inspeção da sua estrutura, é não linear e só apresenta magnitude relevante (2 ordens de magnitudes maior, no mínimo) frente aos outros termos da Equação 36 na frequência de sintonia do neutralizador acústico (ver Equação 27).

## 2.6 NÍVEL DE PRESSÃO SONORA

De acordo com Laranja (2000), o espectro de pressão acústica perceptível ao ser humano está no intervalo de  $20 \mu\text{Pa}$  até  $200 \text{ Pa}$ , o que constitui uma diferença de 7 ordens de grandeza entre os limites inferiores e superiores do intervalo. Esta discrepância, ressalta Gerges (2000), torna difícil a expressão do fenômeno acústico em uma escala linear. Para retificar tal situação, utiliza-se uma escala logarítmica. Neste intuito, define-se o Nível de Pressão Sonora (NPS), cuja expressão é dada por:

$$NPS \triangleq 20 \log_{10} \frac{p_{a,\text{RMS}}}{P_{o,\text{RMS}}} = 10 \log_{10} \frac{p_{a,\text{RMS}}^2}{P_{o,\text{RMS}}^2} \quad (54)$$

em que  $p_{a,\text{RMS}}$  representa a pressão acústica eficaz medida e  $P_{o,\text{RMS}}$  representa o valor eficaz de referência do limiar de audição de  $20 \mu\text{Pa}$  à frequência de  $1 \text{ kHz}$ . Outrossim, Gerges (2000) alega que o emprego da escala dB apresenta correlação com a audibilidade humana, já que  $1 \text{ dB}$  representa a menor variação que o ouvido humano pode perceber.

### 2.6.1 Subtração de ruído de fundo

De acordo com a literatura especializada em acústica, a exemplo de Blackstock (2000), Pierce (1991) e Gerges (2000), medições de pressão acústica, especialmente em ambientes de trabalho, devem levar em consideração a presença de ruído de fundo. O ruído de fundo, ao entender de Gerges (2000), é caracterizado pelo ruído ambiental gerado por outras fontes além do objeto de interesse. Tal ruído ambiental, de acordo com o autor supracitado, não deve mascarar o ruído de interesse. Na tentativa de obter uma medição do objeto desejado de forma conveniente (sem a necessidade de desligar maquinário em ambientes industriais, por exemplo), Sarkar (2017) menciona o procedimento de subtração de ruído de fundo, cuja expressão é dada por

$$NPS_{\text{desejado}} = 10 \log_{10} \left( 10^{\frac{NPS_{\text{total}}}{10}} - 10^{\frac{NPS_{\text{fundo}}}{10}} \right), \quad (55)$$

em que  $NPS_{\text{desejado}}$  representa a medição somente do objeto de interesse,  $NPS_{\text{total}}$  corresponde à medição do objeto de interesse junto ao ruído de fundo e  $NPS_{\text{fundo}}$  refere-se à medição do ruído de fundo (com o objeto de interesse em silêncio). Deve-se ressaltar, de acordo com Sarkar (2017), que a Equação 55 é válida para fontes sonoras de frequências diferentes ou fontes sonoras de mesma frequência sob a hipótese de campo sonoro difuso. Deve-se ressaltar que, para este trabalho, as medições do fenômeno acústico serão feitas via Nível de Pressão Sonora.

## 2.7 INSTRUMENTAÇÃO PARA ACÚSTICA

Dentre os equipamentos de transdução empregados no estudo de acústica, o elemento sensor principal é o microfone, que transduz uma grandeza acústica (pressão sonora) para uma grandeza elétrica (tensão, normalmente). A partir do microfone, equipamentos de medição de grandezas acústicas como sonômetros e sondas de intensidade sonora são

projetados. Relativo a atuadores, o alto-falante constitui o elemento principal, fazendo a transdução de um sinal elétrico (tensão) para uma grandeza acústica (pressão sonora). No caso deste trabalho, delibera-se limitar a discussão do tópico para o microfone condensador e para o sonômetro, mas um tratamento abrangente da área de instrumentação para acústica pode ser encontrado em Bies et al. (2024) e em Beranek (1996).

### 2.7.1 *Microfone condensador*

O microfone condensador é um tipo de microfone cujo princípio físico está no emprego de um diafragma (parte móvel) e uma placa traseira (parte estática) que configuram um capacitor variável. Tal capacitor variável, em conjunto com um resistor em série e uma fonte de tensão contínua, forma a parte elétrica do microfone condensador. A medição da tensão do resistor realiza a transdução da pressão acústica para um sinal elétrico de tensão. Na Figura 15, consta uma fotografia do microfone condensador da marca Boya, modelo BY-M3, com especificações disponíveis em Boya do Brasil (2024), empregado neste trabalho para o ensaio de identificação de frequências.

**Figura 15:** *Microfone Boya BY-M3 empregado para identificação de frequência.*



Fonte: do Autor.

A título de informação, o Anexo D apresenta um modelo, extraído de Sarkar (2017), para o microfone condensador.

### 2.7.2 *Sonômetro*

De acordo com Bruel and Kjaer (2023), um sonômetro é um instrumento utilizado para a medição dos níveis de pressão sonora de forma padronizada. Seu projeto leva em conta a sensibilidade do ouvido humano por meio da utilização das escalas de ponderação, como as citadas no Anexo B. Para ilustrar um exemplo de equipamento, a Figura 16 apresenta o sonômetro Icel Manaus, modelo DL-4100 (ICEL MANAUS, 2024), empregado neste trabalho para a medição do Nível de Pressão Sonora.

**Figura 16:** Sonômetro Icel Manaus DL-4100 empregado para medição de Nível de Pressão Sonora.



Fonte: do Autor.

No projeto de um sonômetro, Bruel and Kjaer (2023) define o equipamento, essencialmente, como um microfone condensador cujo sinal elétrico de saída é majorado por um pré-amplificador antes de ser manipulado por um processador. Nessa etapa de processamento digital de sinais, é aplicada a escala de ponderação desejada pelo usuário ao sinal. Além disto, sonômetros são equipados obrigatoriamente com circuitos de resposta rápida (*fast*), possuindo tempo de assentamento  $\tau_{fast} = 125$  ms e nova leitura após 0,6 s; e circuitos de resposta lenta (*slow*), possuindo um tempo de assentamento  $\tau_{slow} = 1$  s e com a próxima leitura sendo feita após 5 segundos. Alguns sonômetros, de acordo com Nti Audio (2024), são equipados com circuitos para resposta a impacto, de caráter assimétrica, possuindo um tempo de assentamento de 35 ms e queda de nível de pressão sonora expressa em decibels de 2,9 dB/s.

Relativo ao quesito de medição, a literatura especializada em instrumentação, a exemplo de Brusamarello e Balbinot (2019), cita o conceito de linearidade  $y = \beta w$  entre a saída do sensor  $y$  e a medição do objeto de interesse  $w$  em que  $\beta$  representa uma relação constitutiva constante. Relativo ao escopo deste trabalho, o sonômetro deve operar na região de resposta em frequência do microfone condensador em que a relação de transdução de pressão acústica e tensão tenha um ganho assintoticamente constante ao longo da faixa de frequência sensível ao ouvido humano (20 Hz até 20 kHz). Além das observações feitas sobre os equipamentos de medição, deve-se também ressaltar a correlação direta entre a sensibilidade do microfone e o seu tamanho. Conforme Sarkar (2017), o projeto do equipamento abrange o compromisso de ser sensível o suficiente (grande o suficiente) à grandeza de interesse para que o valor de sua amostra se sobreponha ao ruído oriundo de processos estocásticos (ruído branco, por exemplo) (BRUSAMARELLO; BALBINOT, 2019), mas suficientemente pequeno em termos de tamanho (a maior dimensão do equipamento deve ser, no mínimo, uma ordem de grandeza menor que o comprimento de onda) para que o elemento de medição não cause distorção significativa do campo acústico, fenômeno também conhecido como espalhamento (BERANEK, 1996), (KINSLER et al., 2000).

## 2.8 NORMAS E PROCEDIMENTOS

Nesta Seção, faz-se uma breve discussão de documentos normativos relativos à área de Acústica.

### **2.8.1 Norma Regulamentadora 12**

A Norma Regulamentadora 12 (NR-12) é uma norma que concerne à segurança no trabalho com máquinas e equipamentos. O que é relevante da CLT (2022), considerando o escopo deste trabalho, são medidas de proteção coletiva, como o enclausuramento de máquinas, que, de acordo com Siembra Automação (2024), devem ser preferenciais aos equipamentos de proteção individual (EPI) como protetores auriculares e abafadores de ruídos para proteção auditiva. O enclausuramento de máquinas, dentre outros objetivos, almeja reduzir o nível de ruído no intuito de melhorar a qualidade de vida do operador durante seu turno de trabalho (GERGES, 2000).

### **2.8.2 Norma Regulamentadora 15**

A Norma Regulamentadora 15 (NR-15) é uma norma que versa sobre quais atividades e operações podem ser consideradas insalubres. O tópico relevante da NR-15 (CLT, 2021) para este trabalho é o Anexo 1.

O Anexo 1 da NR-15 versa sobre ruídos contínuos e intermitentes, cuja definição é dada pelo próprio documento como sendo qualquer ruído que não seja de impacto, em que os níveis de ruído contínuo ou intermitente devem ser medidos em decibels com instrumento de nível de pressão sonora com circuito de compensação A e circuito de resposta lenta, com leituras próximas ao ouvido do trabalhador. Além disto, os tempos de exposição a ruído para o operador são balizados por valores previamente tabelados de máxima exposição diária permissível de acordo com o nível de ruído medido em dB, com o extremo valor de 7 minutos para uma exposição a um ruído de 115 dB frente a um tempo de exposição de 8 horas para exposição de um ruído de 85 dB.

### **2.8.3 Norma Brasileira 10151**

A Norma Brasileira 10151 (NBR 10151), intitulada "Acústica - Medição e avaliação de níveis de pressão sonora em áreas habitadas - Aplicação de uso geral" (ABNT, 2020a), consiste em um documento normativo com os objetivos de estabelecer procedimentos de medição e avaliação de níveis de pressão sonora tanto em ambientes externos (áreas destinadas à ocupação humana, em função de finalidade de utilização e ocupação do solo) quanto ambientes internos às edificações; elencar procedimentos para avaliação de som total, específico, residual, tonal, impulsivo, intermitente e contínuo; e apresentar limites de NPS para ambientes externos e requisitos para avaliação em ambientes internos.

Para efeito de sintetização em relação ao escopo de trabalho, as informações imprescindíveis da NBR 10151 são aquelas referentes aos procedimentos de medição de NPS em ambientes internos às edificações, com os seguintes requisitos a ser seguidos:

- Medições não podem ser realizadas durante chuvas, trovoadas ou sob condições ambientais de vento, temperatura e umidade relativa do ar em desacordo com as especificações das condições de operação dos instrumentos de medição estabelecidas pelos fabricantes;
- Pontos de medição devem ser distribuídos no recinto de forma a se obter uma amostra representativa do campo sonoro do ambiente em avaliação;
- Os pontos de medição distribuídos devem se situar a pelo menos 0,5 m de paredes, teto e piso, e a pelo menos 1 m de elementos com significativa transmissão sonora, como janelas, portas ou entradas;
- A distância entre cada ponto de medição deve ser de pelo menos 0,7 m;
- As medições devem ser realizadas em pelo menos três pontos uniformemente distribuídos, preferencialmente, em alturas diferentes e nos ambientes onde geralmente as pessoas permanecem;
- Quando a área do ambiente a ser avaliado for superior a 30 m<sup>2</sup>, deve-se acrescentar um ponto de medição a cada 30 m<sup>2</sup> adicionais da área do ambiente.

#### 2.8.4 Norma Brasileira 10152

A Norma Brasileira 10152 (NBR 10152), intitulada "Acústica - Níveis de pressão sonora em ambientes internos a edificações" (ABNT, 2020b), elenca procedimentos para execução de medições e para determinação do nível de pressão sonora representativo para um ambiente interno a uma edificação, bem como um protocolo e valores de referência para avaliação sonora de ambientes internos a edificações, em função de sua finalidade de uso.

A título de sumarização quanto ao escopo do trabalho, restringe-se a discussão na NBR 10152 para o seguinte descritor empregado no ensaio de medição de NPS.

##### 2.8.4.1 Nível de pressão sonora equivalente ponderada em A, representativo de um ambiente

O descritor "Nível de pressão sonora equivalente ponderada em A, representativo de um ambiente", representado pelo símbolo  $NPS_{A,eq}$ , corresponde a uma medição de NPS feita com a média logarítmica dos diferentes  $NPS_{Aeq, T, pn}$  para todos os pontos de medição  $pn$  e mesmo período de medição  $T$ . A expressão deste descritor é dada por

$$NPS_{A, eq} \triangleq 10 \log_{10} \left[ \frac{1}{n} \left( 10^{\frac{NPS_{Aeq, T, p1}}{10}} + 10^{\frac{NPS_{Aeq, T, p2}}{10}} + \dots + 10^{\frac{NPS_{Aeq, T, pn}}{10}} \right) \right] \text{ dB}, \quad (56)$$

em que  $n$  sinaliza o número de pontos.

## 3 METODOLOGIA

Este Capítulo apresenta o cerne das atividades deste trabalho, abordando o ensaio de identificação de frequências, o memorial de cálculo para os neutralizadores acústicos, uma estimativa de perda para o Absorvedor de Helmholtz, a construção das provas de conceito e o ensaio de medição de Nível de Pressão Sonora.

### 3.1 ENSAIOS DE IDENTIFICAÇÃO DE FREQUÊNCIAS

Para o ensaio de identificação de frequências, faz-se necessário a realização de uma operação de usinagem no centro de usinagem CNC para capturar a faixa de frequências que mais contribui para a sensação de ruído. Como sugestão para o ensaio, o Sr. Guilherme Vargas Schirmer, técnico de laboratório do LAUS, propõe um fresamento de desbaste a seco (sem fluido de corte) por meio da fresa Sandvik Coromant modelo R245-050Q22-12M (SANDVIK COROMANT, 2024) de um bloco de ferro fundido (10,5 cm de comprimento, 3,5 cm de largura e 10,1 cm de altura) disponível no laboratório. Tal proposição é aceita para este trabalho. Além desta descrição da operação, a Tabela 2 elenca os seguintes parâmetros de usinagem e de campo de medição empregados para a realização do ensaio:

**Tabela 2:** Descrição de parâmetros dos ensaio de usinagem no centro de usinagem CNC.

Parâmetro	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4
Velocidade do fuso [RPM]	1000	1000	1000	1000
Profundidade de corte axial ( $a_p$ ) [mm]	2	2	2	2
Profundidade radial de corte ( $a_e$ ) [mm]	1	2	1	2
Avanço da Mesa ( $v_f$ ) [mm/min]	100	150	100	150
Campo de medição	Próximo	Próximo	Distante	Distante

Fonte: do Autor.

A título de sumarização e de escopo de trabalho, opta-se apenas por citar os parâmetros de usinagem sugeridos pelo Sr. Schirmer ao supervisionar o ensaio. Ao leitor interessado, sugere-se consulta ao livro Groover (2017).

Com relação ao campo de medição, os ensaios 1 e 2 são realizados em campo próximo e com a janela do equipamento CNC fechada. Para ilustrar o ensaio, a Figura 17 apresenta o *setup* experimental dos dois primeiros ensaios, mas com a janela do equipamento CNC aberta.

**Figura 17:** *Ensaio de identificação de frequências em campo próximo.*



Fonte: do Autor.

Para os ensaios 3 e 4, de campo distante, faz-se necessário uma estimativa da faixa de frequências de maior NPS no entorno de 1 kHz. Segundo definições presentes em Laranja (2000), o fenômeno acústico indesejável no ambiente pode ser considerado como um campo acústico distante se a distância entre a fonte de ruído e o instrumento de medição for maior ou igual que um comprimento de onda  $\lambda = c/f$ . Estimando uma frequência de 1 kHz, o comprimento de onda é da ordem de 34,3 cm, aproximadamente. Extrapolando tal valor encontrado de  $\lambda$ , delibera-se utilizar uma distância de 1 m entre a fonte de ruído (bloco de ferro fundido) e o microfone, o que pode ser verificado na Figura 18.

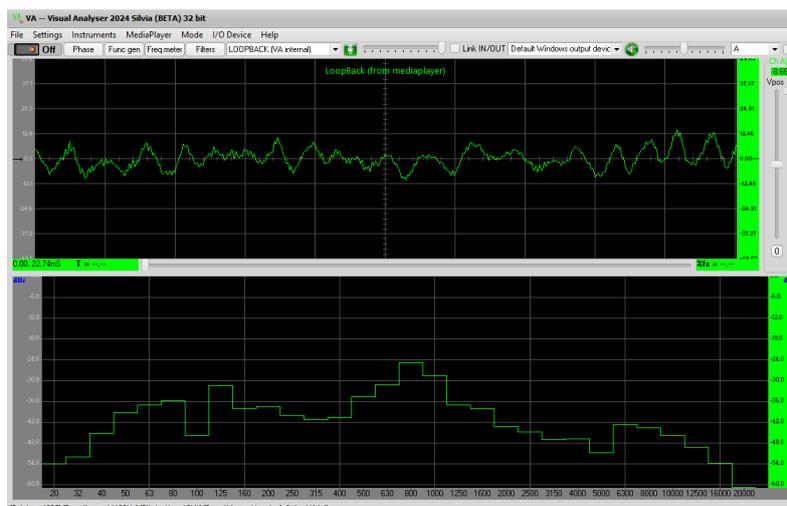
**Figura 18:** *Ensaio de identificação de frequências em campo distante.*



Fonte: do Autor.

Para a aquisição do sinal de ruído dos ensaios, emprega-se o *software* Audacity (MUSE GROUP, 2024) e, para realização de análise de espectro, utiliza-se o *software* Visual Analyzer (SILLANUM SOFT, 2024), cujas formas de onda para o Ensaio 4 são apresentadas na Figura 19. Por um pretexto de brevidade, delibera-se apresentar as formas de onda para os demais ensaios realizados no Apêndice A.

**Figura 19:** Formas de onda do Ensaio 4. Gráfico superior: apresenta o sinal adquirido ao longo do tempo, NPS (eixo das ordenadas) versus tempo (em segundos, eixo das abscissas). Gráfico inferior: NPS em bandas de 1/3 de oitava (eixo das ordenadas) versus frequência em bandas de 1/3 de oitava (em Hz, eixo das abscissas).



Fonte: do Autor.

Por inspeção da Figura 19 e das formas de onda presentes no Apêndice A, verifica-se um tema comum: a presença de um pico de Nível de Pressão Sonora na faixa de 1/3 de oitava de 800 Hz (faixa com frequência real central de 793,7 Hz, varrendo o espectro de 707,1 Hz até 890,9 Hz). Uma observação relevante é que o NPS medido pelo microfone condensador deve ser interpretado de forma *qualitativa*, pois o instrumento adequado para medição de NPS é o sonômetro, conforme informações presentes em Beranek (1996), Bies et al. (2024), Brusamarello e Balbinot (2019) e Bruel and Kjaer (2023).

## 3.2 DIMENSIONAMENTO

Conforme o ensaio de identificação de frequências realizado na Seção 3.1, os neutralizadores acústicos devem ser sintonizados para a faixa de 1/3 de oitava de 800 Hz, i.e., permitir uma atuação semi-ativa que altere a sintonia do filtro acústico de 707,1 Hz até 890,9 Hz. Um parâmetro relevante no dimensionamento do Absorvedor de Helmholtz, conforme Bykov e Komkin (2020), é o comprimento característico da seção transversal do duto  $b$ , dado pela expressão

$$b = A_{duto}^{1/2}. \quad (57)$$

Similar ao bloco de ferro fundido, o interior do centro de usinagem CNC pode ser modelado como um prisma retangular de 1,88 m de comprimento, 1,06 m de largura e 1,20

m de altura. Para o operador, a área "do duto" pode ser considerada como área lateral entre comprimento e altura, o que implica  $A_{duto} = 1,88 \times 1,2 = 2,256 \text{ m}^2$ . Empregando a Equação 57, chega-se a um valor de  $b$  de 1,502 m, aproximadamente.

### 3.2.1 Memorial de Cálculo do Absorvedor de Helmholtz

Para o Absorvedor de Helmholtz, têm-se os seguintes requisitos de projeto e parâmetros de entrada:

- Requisitos de projeto:
  1. Largura de banda ideal  $LB_{ideal} = 0,34 \text{ Hz}$  (especificado);
  2. Frequência central de sintonia  $f_{central} = 793,7 \text{ Hz}$ ;
- Parâmetros de entrada:
  1. Razão de comprimento e diâmetro de gargalo  $\bar{l} = 0,05$  (especificado);
  2. Comprimento característico da seção transversal do duto  $b = 1,502 \text{ m}$ .

No que tange ao valor especificado de largura de banda ideal, este valor é responsável por fazer com que as dimensões dos diâmetros das cavidades e das aberturas estejam em conformidade com valores comerciais de diâmetros internos de canos de policloreto de vinila (PVC). Para a razão  $\bar{l}$ , o valor escolhido é oriundo da recomendação de Bykov e Komkin (2020). Os autores aconselham o emprego de um ressonador em que o comprimento da abertura  $l$  seja, no mínimo, 20 vezes menor que o diâmetro da abertura  $d_g$  no intuito de diminuir área útil de troca térmica entre o ar e a abertura. Tal troca de calor acaba por reduzir a eficácia do neutralizador em termos de perda de transmissão  $PT$ .

Aplicando o algoritmo de dimensionamento descrito pela aplicação das equações 44 e 45 na Seção 2.5.2, o valor do volume da cavidade  $V$  é dado por

$$V = \frac{b^3 \Delta\mu}{\pi \mu_o^2} \approx 1,3318 \times 10^{-4} \text{ m}^3. \quad (58)$$

Mediante obtenção do valor de  $V$ , a Equação 49 pode ser utilizada para encontrar o diâmetro do gargalo  $d_g$ :

$$d_g = \frac{16\pi \times 1,3318 \times 10^{-4} \times (0,05 + 0,85) \times 793,7^2}{343^2} \approx 0,032 \text{ m}. \quad (59)$$

Por  $\bar{l} \triangleq l/d$  (vide Equação 48) encontra-se o comprimento do gargalo  $l$  de 0,002 m.

Com respeito à cavidade  $V$ , sabe-se de Gerges (2000) que o volume  $V$  muda conforme a frequência de sintonia  $f$ . Tendo esta informação em conta e, aliado ao fato de que o diâmetro da cavidade (cilindro oco)  $d$  é especificado em 0,052 m (ver Seção 3.4), a altura da cavidade cilíndrica para cada frequência de interesse da faixa de 1/3 de oitava de 800 Hz ( $f_{inferior} = 707,1 \text{ Hz}$ ,  $f_{central} = 793,7 \text{ Hz}$  e  $f_{superior} = 890,9 \text{ Hz}$ )<sup>1</sup> pode ser encontrada via Equação 52. A aplicação da Equação 52 para as três frequências mencionadas anteriormente resulta nas seguintes alturas:

<sup>1</sup>O cálculo das frequências limítrofes do espectro citado é realizado conforme os desenvolvimentos do Anexo C.

- $h_{bojo}^{f_{inferior}} = 0,079$  m;
- $h_{bojo}^{f_{central}} = 0,063$  m;
- $h_{bojo}^{f_{superior}} = 0,050$  m.

### 3.2.2 Memorial de Cálculo do Absorvedor de Um Quarto de Comprimento de Onda

Similar ao procedimento para o dimensionamento do Absorvedor de Helmholtz da Subseção 3.2.1, o dimensionamento do Ressonador  $\lambda/4$  também especifica o diâmetro da cavidade  $d$  em 0,052 m e emprega a Equação 29, que relaciona diretamente a altura do ressonador  $h$  com a frequência fundamental de sintonia  $f_{\lambda/4}$ . Empregando tal relação citada anteriormente, chega-se aos seguintes valores de  $h$  para cada frequência de interesse da faixa de 1/3 de oitava de 800 Hz ( $f_{inferior} = 707,1$  Hz,  $f_{central} = 793,7$  Hz e  $f_{superior} = 890,9$  Hz):

- $h^{f_{inferior}} = 0,109$  m;
- $h^{f_{central}} = 0,096$  m;
- $h^{f_{superior}} = 0,085$  m.

## 3.3 ESTIMATIVA DA PERDA DE TRANSMISSÃO PARA O ABSORVEDOR DE HELMHOLTZ

Conforme desenvolvimentos de Bykov e Komkin (2020), é possível obter uma estimativa de perda de transmissão do Absorvedor de Helmholtz na frequência de sintonia central  $PT_{MAX}$  mediante substituição dos parâmetros da Equação 53 na Equação 38. No entanto, até o momento de escrita deste trabalho, não fora possível encontrar um trabalho acadêmico ou artigo que abordasse a perda de transmissão limitada por efeitos viscotérmicos na frequência de sintonia do neutralizador  $\lambda/4$ . Substituindo os parâmetros necessários da Equação 53 resulta no seguinte valor de resistência acústica adimensional reduzida do ressonador (BYKOV; KOMKIN, 2020):

$$R_s^{f_{central}} \approx 39,4. \quad (60)$$

Aplicando o valor de  $R_s^{f_{central}}$  obtido anteriormente na Equação 38, obtêm-se a seguinte estimativa para a perda de transmissão do Absorvedor de Helmholtz na frequência central  $PT_{MAX}$ :

$$PT_{MAX} = 20 \log_{10} (1 + R_s^{-1}) = 20 \log_{10} (1 + 39,4^{-1}) \approx 0,22 \text{ dB}. \quad (61)$$

No Capítulo 4, faz-se a comparação desta estimativa da perda de transmissão  $PT$  com o valor obtido experimentalmente, assim como uma discussão acerca da discrepância entre os valores.

### 3.4 CONSTRUÇÃO DOS NEUTRALIZADORES ACÚSTICOS

Após a realização do dimensionamento do absorvedor de Helmholtz e do ressonador  $\lambda/4$  na Seção 3.2, passa-se à etapa de construção da prova de conceito para cada neutralizador acústico.

Para ambos os ressonadores, emprega-se como material de cavidade um cano de policloreto de vinila (PVC), cortados em comprimento suficiente para compensar o espaço ocupado pelos discos de alumínio responsáveis pelos movimentos. No que versa ao absorvedor de Helmholtz, uma bucha de redução de PVC de 32 mm de diâmetro com o bocal serrado é acoplada ao cano de PVC, de diâmetro interno de 52 mm, por meio de cola à base de cianoacrilato. O bocal da bucha de redução é serrado no intuito de obter um comprimento de gargalo  $l$  de 2 mm, aproximadamente.

Concernente ao método de regulagem de frequência (variação de volume em contato externo com o ambiente), constrói-se, para cada ressonador, um sistema de movimentação com os seguintes itens:

- pedaço de barra roscada com diâmetro nominal de 3/8 de polegada e passo de rosca de 16 fios por polegada;
- 2 porcas sextavadas com diâmetro de rosca de 3/8 de polegada e passo de rosca de 16 fios por polegada;
- 2 discos de alumínio com diâmetro de 0,052 m, usinados no centro de usinagem CNC (operação de corte e alojamento) e de material oriundo de uma chapa de alumínio de liga 5052, espessura de 0,005 m e área de 625 cm<sup>2</sup> pelo Professor Dr. Heraldo José de Amorim e centralmente rosqueados pelo técnico do Laboratório de Usinagem Convencional, o Sr. Volnei Batista Lopes.

O princípio mecânico de funcionamento do sistema de regulagem de frequência consiste em manter um dos discos na ponta de barra roscada por meio de porcas, sendo que uma porca é colocada embaixo do disco e a outra é colocada acima do disco. O outro disco é posicionado na base da cavidade cilíndrica, com as duas placas circulares de alumínio separadas por uma distância regulada pelo operador de forma a atender os critérios de altura (volume e, conseqüentemente, frequência) obtidos na Seção 3.2. O movimento para regulagem de frequência ocorre quando o operador segura a cavidade de PVC com uma mão e gira a barra roscada com a outra, fazendo com que o sistema barra roscada-disco superior se desloque, ajustando, portanto, a frequência de sintonia do ressonador via variação do volume.

Para que este princípio mecânico funcione, a literatura especializada de Acústica, a exemplo de Beranek (1996) e Kinsler et al. (2000), cita a necessidade de vedação entre os elementos que compõem o filtro acústico de forma que este opere corretamente. Acatando tal observação, colocam-se diversos passes de fita adesiva à base de papel na superfície lateral das chapas e aplica-se uma camada de fita adesiva feita de polietileno e à base de algodão em toda a cavidade de ambos os neutralizadores.

Ademais, faz-se indentações nos aparatos acústicos (com auxílio da ferramenta de bancada disponível no LUC) para seja possível associar a posição do disco superior com a frequência de sintonia do filtro, o que é passível de inspeção visual na vista lateral dos neutralizadores acústicos da Figura 20 e nas fotografias do Apêndice B. Em tempo, deve-se mencionar que os dois neutralizadores acústicos construídos obedecem às recomendações acerca de limite em termos de dimensões impostas por Alster (1972).

**Figura 20:** Vista longitudinal das provas de conceito do Absorvedor de Helmholtz tradicional e do Absorvedor  $\lambda/4$ .

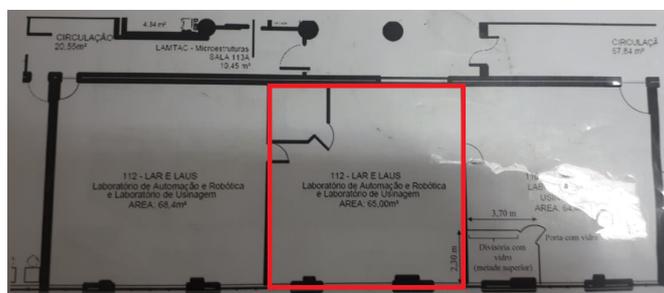


Fonte: do Autor.

### 3.5 MEDIÇÕES DE NÍVEL DE PRESSÃO SONORA

Construídas as provas de conceito para cada neutralizador acústico, realiza-se um ensaio de medição de NPS (via sonômetro) com e sem presença dos aparatos acústicos para verificação de eficácia dos filtros e teste comparativo de desempenho. No intuito de cumprir tal tarefa, emprega-se as diretrizes descritas nas subseções 2.8.3 e 2.8.4. Com relação a esta norma reguladora, verifica-se, por meio da Figura 21, que 5 pontos de medição correspondem à quantidade mínima de pontos de amostra para esta sala.

**Figura 21:** Planta baixa do LAUS.



Fonte: do Autor.

Com relação ao descritor de medição  $NPS_{A,eq}$  da NBR 10152 elencado na Subseção 2.8.4, deve-se fazer uma modificação em termos de escala de ponderação A para escala de ponderação C. De acordo com Icel Manaus (2024) e Gerges (2000), o circuito de compensação C é mais adequado para medição de ruído em equipamentos, pois esta escala pondera apenas os extremos da faixa audível de frequência, e também devido à obsolescência do sonômetro em termos de *software* de aquisição de dados, impossibilitando a gravação de áudio do ruído e possível análise do espectro via Transformada de Fourier de Tempo Curto (HAYKIN; VEEN, 2001), restando, portanto, a leitura *in loco* do instrumento por parte do operador.

*A priori* de verificar o desempenho dos neutralizadores acústicos no laboratório, realiza-se um ensaio de medição de NPS em um ambiente aberto com emprego de um alto-falante acoplado a um gerador de senoides. Tal gerador de senoides emprega uma frequência de operação igual à frequência central da faixa de 1/3 de oitava de 800 Hz ( $f_{central} = 793,7$  Hz). Com relação ao procedimento metrológico, mede-se o NPS apenas

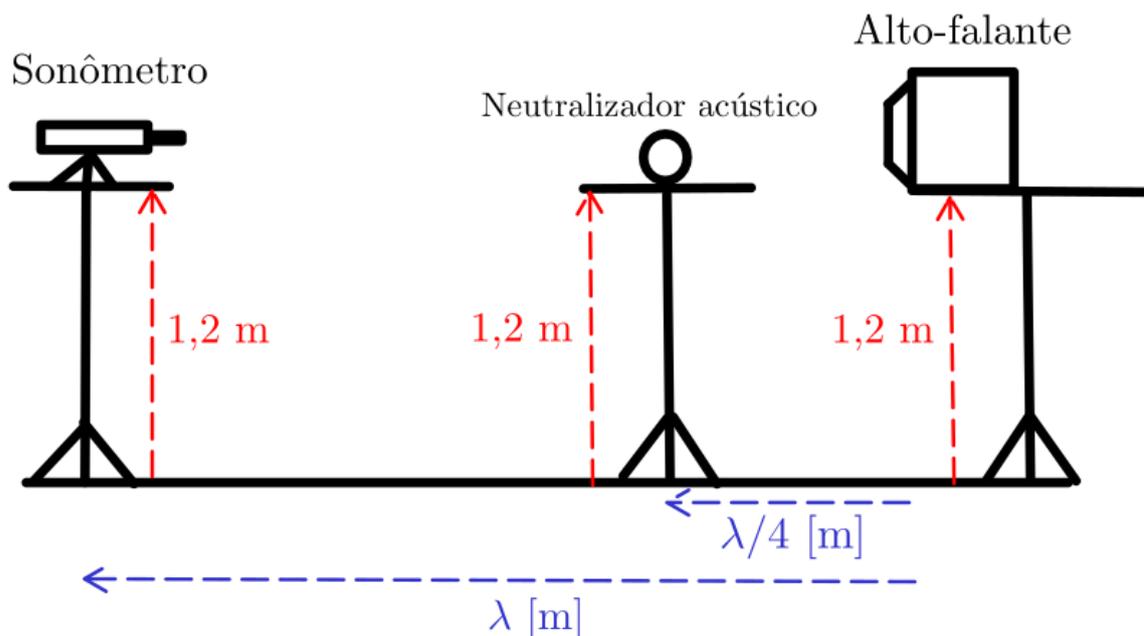
em uma posição, porém em 5 repetições de duração de 30 segundos cada. Esta medição é simbolizada por  $NPS_{C,30s}$ . Após as cinco medições para cada ponto, calcula-se o valor de NPS equivalente ponderado em  $C NPS_{C,eq}$  via Equação 56. Após isto, compara-se os  $NPS_{C,eq}$  obtidos com e sem os neutralizadores acústicos por meio da diferença  $\Delta NPS_{C,eq}$ .

No que versa à construção do ensaio, para capturar o valor de pico de uma onda sonora, posiciona-se o neutralizador acústico a uma distância equivalente de um quarto de comprimento de onda da frequência central da senoide emitida pelo alto-falante. Em notação matemática, isto corresponde a

$$\frac{\lambda}{4} = \frac{c}{4f_{central}} = \frac{343}{4 \times 793,7} \approx 0,108 \text{ m.} \quad (62)$$

A posição do sonômetro, por sua vez, deve estar em campo distante. Mediante tal informação, coloca-se o sonômetro a uma distância de um comprimento de onda do alto-falante. Multiplicando o resultado da distância do neutralizador acústico encontrado na Equação 62 por 4, chega-se a distância entre o sonômetro e o alto-falante de 0,432 m. A fim de ilustrar o procedimento, ilustra-se na Figura 22 o ensaio proposto para medição de NPS em frequência única. Além disso, os equipamentos relevantes para o ensaio estão posicionados a 1,2 m do solo e afastados minimamente de 1,5 m de distância de paredes ou anteparos refletores, conforme especificações básicas presentes em Brusamarello e Balbinot (2019).

**Figura 22:** Ilustração do ensaio proposto para medição de NPS em frequência única.



Fonte: do Autor.

Realizadas as medições do ensaio para frequência única, elenca-se os valores obtidos, assim como testes comparativos de desempenho, na Tabela 3.

**Tabela 3:** Medições de  $NPS_{C,30s,pm}$  para frequência única.

Medição	$NPS_{C,30s}$ sem filtro [dB]	$NPS_{C,30s}$ $\lambda/4$ [dB]	$NPS_{C,30s}$ Helmholtz [dB]
Medição 1	78,0	74,4	74,6
Medição 2	77,8	74,6	74,7
Medição 3	77,9	74,5	75,0
Medição 4	78,0	74,4	74,8
Medição 5	77,9	74,7	75,0
$NPS_{C,eq}$	77,9	74,5	74,8
$\Delta NPS_{C,eq}$	0	3,4	3,1

Fonte: do Autor.

Com base nos valores de perda de transmissão obtidos experimentalmente  $\Delta NPS_{C,eq}$  da Tabela 3, verifica-se uma atenuação de  $NPS_{C,eq}$  no valor de 3,4 dB para o neutralizador  $\lambda/4$ , enquanto o ressonador de Helmholtz atinge uma atenuação de 3,1 dB em termos de  $NPS_{C,eq}$ . O resultado obtido indica que, para um ruído de frequência única, o ouvido humano consegue perceber uma diminuição na sensação subjetiva de ruído (volume), devido à perda de transmissão na frequência de ressonância dos neutralizadores acústicos ser maior que 1 dB (GERGES, 2000).

Em relação ao ensaio realizado no LAUS, este é majoritariamente similar aos ensaios empregados na identificação de frequências e descritos na Seção 3.1, com as mudanças de que as amostras são tomadas para um avanço de mesa  $v_f$  de 100 mm/min no intuito de que um passe dure 30 segundos, tempo mínimo de medição conforme NBR 10151 e NBR 10152, e que todas as medições são realizadas considerando um campo acústico distante. No intuito de documentar o ensaio, a Figura 23 apresenta o procedimento de medição de  $NPS_{C,30s}$  sem presença de neutralizador, com os pontos de amostra sinalizados na imagem. Caso o leitor possua interesse, o Apêndice C apresenta fotografias dos ensaios de medição de  $NPS_{C,30s}$  para o Absorvedor de Helmholtz e para o ressonador  $\lambda/4$ .

**Figura 23:** Ensaio de NPS - medição sem neutralizadores acústicos.

Fonte: do Autor.

Realizado o procedimento de medição para as três configurações, sendo que as amostras de  $NPS_{C,30s,pn}$  para presença de neutralizadores começam por uma etapa de regulagem heurística de frequência de sintonia de cada filtro até alcançar algum tipo de atenuação na leitura do sonômetro, apresenta-se na Tabela 4 os valores amostrados de  $NPS_{C,30s,pn}$  para cada situação, bem como o cálculo do  $NPS_{C,eq}$ , cuja estrutura de cálculo é idêntica ao descrito na Subseção 2.8.4 e a perda de transmissão obtida experimentalmente  $\Delta NPS_{C,eq}$  entre o  $NPS_{C,eq}$  sem filtro e um  $NPS_{C,eq}$  com a presença de neutralizador acústico.

**Tabela 4:** Medições de  $NPS_{C,30s,pn}$ .

Posições	$NPS_{C,30s,pn}$ sem filtro [dB]	$NPS_{C,30s,pn} \lambda/4$ [dB]	$NPS_{C,30s,pn}$ AH [dB]
Ponto 1	76,5	75,8	76,2
Ponto 2	78,0	76,4	76,5
Ponto 3	77,4	77,2	76,9
Ponto 4	76,6	75,8	76,7
Ponto 5	77,8	77,2	77,3
$NPS_{C,eq}$	77,3	76,5	76,7
$\Delta NPS_{C,eq}$	0	0,8	0,6

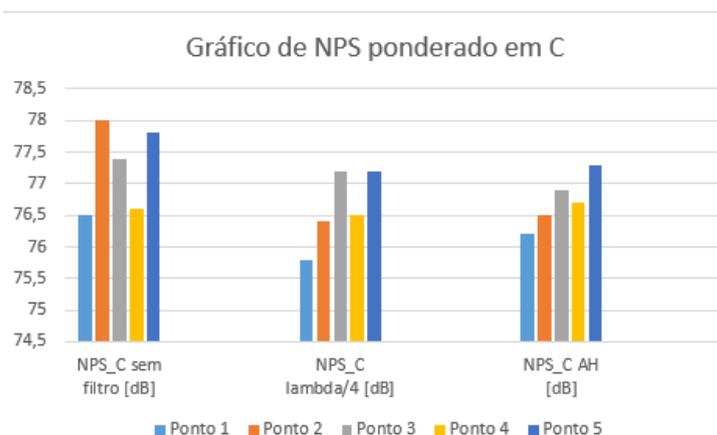
Fonte: do Autor.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

No que versa ao teste comparativo de diferenças de  $NPS_{C,eq}$  obtido para o ensaio no LAUS, elencado na Tabela 4, verifica-se que as perdas de transmissão obtidas ( $\Delta NPS_{C,eq}$ ) estão abaixo de limiar de 1 dB para que o ouvido humano perceba uma atenuação em termos de volume (GERGES, 2000), ainda que a aplicação da subtração de ruído de fundo (emprego da Equação 55) indique uma diferença linear de aproximadamente 66 dB em escala logarítmica. Isto pode ser atribuído ao fato de a área do duto  $A_{duto}$  (ver Seção 3.3) é grande o suficiente para que as perdas de transmissão na faixa de frequências de interesse (707,1 Hz até 890,9 Hz) estejam na ordem de unidades ou décimos de decibel. No entanto, tal atenuação pode ser suficiente, por exemplo, para manter um NPS (ponderado em escala A), equivalente de um ambiente em uma quantia igual ao abaixo de 85 dB. Este valor, segundo os anexos da NR-15 (CLT, 2021), permite que um trabalhador opere durante oito horas (turno convencional de trabalho) sem utilização de protetores auriculares.

Para uma apreciação gráfica da Tabela 4, a Figura 24 apresenta um gráfico em coluna para os  $NPS_{C,30s,pm}$  medidos. Por inspeção da imagem, é possível notar um determinado grau de atenuação na amplitude dos  $NPS_{C,30s,pm}$  com presença de neutralizador acústico quando cotejado com as amplitudes de  $NPS_{C,30s,pm}$  do ensaio sem emprego de filtro acústico. Outro ponto a ser considerado está relacionado com a questão da variabilidade dos pontos. Embora a extração de informação de momentos estatísticos (média, variância, assimetria e curtose) seja complicada pela existência de apenas 15 amostras ao total, quando comparados aos experimentos metrológicos presentes em Brusamarello e Balbinot (2019), observa-se uma determinada diminuição em variabilidade dos valores de  $NPS_{C,30s,pm}$  para os ensaios com emprego dos filtros acústicos *versus* o ensaio sem utilização dos neutralizadores sonoros. Isto pode ser atribuído ao fato de que a eficácia de filtragem destes aparatos acústicos está relacionada à posição deste com relação ao instrumento de medição e que seus modelos de parâmetros concentrados (principalmente no caso do Absorvedor de Helmholtz) não contemplam a diminuição em termos de perda de transmissão para frequências além da frequência de sintonia (fundamental).

**Figura 24:** Gráfico em coluna do ensaio de  $NPS_{C,30s,pn}$ .



Fonte: do Autor.

Finalmente, a discrepância da perda de transmissão estimada na Seção 3.3 (0,22 dB, de acordo com a Equação 61) frente ao menor valor de perda de transmissão obtida experimentalmente (0,6 dB) pode ser imputada a inconsistências em termos de representação do fenômeno físico (perdas viscotérmicas e hipótese de duto (ATASSI, 2024)). Ademais, o fato de que o modelo de perdas empregado por Bykov e Komkin (2020) utiliza como um base um ensaio de tubo de impedância, um *setup* experimental descrito em Blackstock (2000) que permite a análise do sistema via hipótese de duto acústico (apenas uma frequência), o que também não corresponde em totalidade ao processo acústico presente no laboratório.

## 5 CONCLUSÕES

Em termos de execução de atividades propostas por este documento no Capítulo 1, verifica-se que os objetivos específicos elencados na Introdução foram cumpridos, desde a obtenção de uma representação do fenômeno sonoro até o processo experimental de medição. O ensaio de medição de NPS para uma frequência única, embora tenha demonstrado determinado grau de êxito em obter uma perda de transmissão acima de 3 dB para ambos os neutralizadores acústicos, o experimento não representa com fidelidade o ruído gerado pela operação do centro de usinagem CNC e possui finalidade apenas para demonstração de funcionamento dos filtros sonoros.

No entanto, os resultados experimentais para o ensaio realizado no LAUS ficam, de certa maneira, aquém do esperado quando comparados com os resultados experimentais de estudos de casos apresentados em Gerges (2000) e Blackstock (2000). Reiterando o tópico de discussão do Capítulo 4, problemas em termos de equipamentos faltosos (sonômetro), imprecisões em termos de manufatura (necessitando melhoria de projeto), possíveis erros metrológicos por parte do operador do ensaio (leitura equivocada do instrumento), ponto de medição inconsistente com norma de medição (ABNT, 2020a), pois o Ponto 5 estava próximo a uma mesa e às paredes laterais dos equipamentos CNC, e de inexatidão em termos de modelagem do fenômeno acústico levantado para o trabalho resultam em um neutralizador acústico cuja eficiência de atenuação não é percebida em termos de avaliação subjetiva de ruído (volume) pelo operador nas imediações do equipamento.

### 5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para a realização de trabalhos futuros neste mesmo âmbito de problema de ruído dos equipamentos CNC disponíveis no LAUS, propõe-se, dentro da linha de controle de ruído de regulação passiva ou semi-ativa, a fabricação de matrizes de Absorvedores de Helmholtz, sendo cada matriz sintonizada para uma frequência específica. Na linha de controle ativo de ruído, estratégias empregadas em trabalhos acadêmicos como Silva (2020) e em artigos como Fleming et al. (2007) podem apresentar maior eficácia em termos de absorção de ruído devido ao uso de procedimentos envolvendo realimentação.

## REFERÊNCIAS

- ABNT. *NBR-10151: Acústica - Avaliação do ruído em áreas habitadas, visando o conforto da comunidade - Procedimento*. Rio de Janeiro, 2020a.
- ABNT. *NBR-10152: Acústica — Níveis de pressão sonora em ambientes internos a edificações*. Rio de Janeiro, 2020b.
- ABNT. *NBR-16313: Acústica — Terminologia*. Rio de Janeiro, 2014.
- AEROJR UFMG. *Saiba quais são os Materiais mais Utilizados em Acústica*. Belo Horizonte/MG: [s.n.], 2024. Disponível em: <<https://aerojr.com/blog/materiais-mais-utilizados-em-acustica-e-suas-classificacoes/>>. Acesso em: 30 jul. 2024.
- AFIXGRAF. *Afinal, o que é e para que serve o Bass Trap?* São Paulo/SP: [s.n.], 2024. Disponível em: <<https://www.afixgraf.com.br/blog/para-que-serve-bass-trap/>>. Acesso em: 30 jul. 2024.
- ALSTER, M. Improved Calculation of Resonant Frequencies of Helmholtz Resonators. In: *JOURNAL OF SOUND AND VIBRATION, VOLUME 34, ISSUE 1*. Amsterdam, Netherlands: Elsevier, 1972. P. 63–85. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0022-460X\(72\)90123-X](https://doi.org/10.1016/0022-460X(72)90123-X)>. Acesso em: 5 out. 2023.
- ANDRÉ JOÃO DE SOUZA. *Laboratory of Automation in Machining*. Brasil: [s.n.], 2024. Disponível em: <<https://www.researchgate.net/lab/Laboratory-of-Automation-in-Machining-Andre-J-Souza>>. Acesso em: 6 jan. 2024.
- ATASSI, H. M. *Acoustic Waves in a Duct*. Brasil: [s.n.], 2024. Disponível em: <[https://www3.nd.edu/~atassi/Teaching/AME%2060633/Notes/acoustic\\_duct.pdf](https://www3.nd.edu/~atassi/Teaching/AME%2060633/Notes/acoustic_duct.pdf)>. Acesso em: 27 abr. 2024.
- BAYERL, F.; BEUREN, F. H. *Redução de ruído em sistemas de exaustão - Silêncio para veículos comerciais*. Brasil: [s.n.], out. 2015. Disponível em: <[https://abepro.org.br/biblioteca/TN\\_STO\\_210\\_248\\_28108.pdf](https://abepro.org.br/biblioteca/TN_STO_210_248_28108.pdf)>. Acesso em: 18 ago. 2024.
- BERANEK, L. *Acoustics*. Cambridge, MA: Acoustic Society of America, 1996. P. 497. ISBN 0-88318-494-X.
- BIES, D. A. et al. *Engineering Noise Control*. Estados Unidos da América: CRC Press, 2024. P. 921. ISBN 978-0367414795.
- BISTAFA, S. *Acústica Aplicada ao Controle de Ruído*. São Paulo: Editora Blücher, 2018. P. 436. ISBN 978-8521212836.
- BLACKSTOCK, D. *Fundamentals of Physical Acoustics*. New York: John Wiley & Sons, 2000. P. 541. ISBN 0-471-31979-1.

- BOYA DO BRASIL. *Microfone Digital Lapela Tipo C BYM3 Boya*. Brasil: [s.n.], 2024. Disponível em: <<https://boyadobrasil.com.br/produto/microfone-digital-lapela-tipo-c-bym3-boya/>>. Acesso em: 22 mai. 2024.
- BRUEL AND KJAER. *O que é um sonômetro?* São Paulo, Brasil: [s.n.], 2023. Disponível em: <<https://www.bksv.com/pt/knowledge/blog/sound/what-is-a-sound-level-meter>>. Acesso em: 28 dez. 2023.
- BRUSAMARELLO, V. J.; BALBINOT, A. *Instrumentação e Fundamentos de Medidas*. Barueri/SP: LTC, 2019. ISBN 978-8521635833.
- BYKOV, A.; KOMKIN, A. Design of Helmholtz Resonator with Required Characteristics. *MATEC Web Conf.*, v. 320, p. 00012, 2020. DOI: 10.1051/mateconf/202032000012. Disponível em: <<https://doi.org/10.1051/mateconf/202032000012>>.
- CARNEIRO, E. B. *Acústica de salas: projeto e modelagem*. São Paulo/SP: Blucher, 2016. P. 654. ISBN 978-8521210061.
- CARNEIRO, E. B. *Aplicação de Absorvedores do Tipo Membrana em Cavidades e Filtros Acústicos*. 2008. F. 123. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- CLT. *NR-12: Segurança no trabalho em máquinas e equipamentos*. Brasília, 2022.
- CLT. *NR-15: Atividades e operações insalubres*. Brasília, 2021.
- COSTA, E. C. DA. *Acústica Técnica*. São Paulo: Blucher, 2003. P. 144. ISBN 978-8521203346.
- DE BEDOUT, J. et al. ADAPTIVE-PASSIVE NOISE CONTROL WITH SELF-TUNING HELMHOLTZ RESONATORS. *Journal of Sound and Vibration*, v. 202, n. 1, p. 109–123, 1997. ISSN 0022-460X. DOI: <https://doi.org/10.1006/jsvi.1996.0796>. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X96907968>>.
- DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELÉTRICA DA PUC-RJ. *Sistema Massa-Mola-Amortecedor de um Grau de Liberdade*. Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil: Pontífica Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2023. Disponível em: <<https://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/26288/introducao.html>>. Acesso em: 5 dez. 2023.
- FLEMING, A. J. et al. Control of Resonant Acoustic Sound Fields by Electrical Shunting of a Loudspeaker. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, v. 15, n. 4, p. 689–703, 2007. DOI: 10.1109/TCST.2006.890276.
- FOX, R. et al. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. Barueri/SP: LTC, 2018. P. 724. ISBN 978-8521634812.
- GERGES, S. *Ruído: Fundamentos e Controle*. Santa Catarina: NR Editora, 2000. P. 696. ISBN 85-87550-02-0.
- GROOVER, M. P. *Fundamentos da Moderna Manufatura*. Barueri, São Paulo, Brasil: LTC, 2017. P. 440. ISBN 978-8521633884.
- HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. *Fundamentos da Física - Volume 2 - Gravitação, Ondas e Termodinâmica*. Barueri/SP: LTC, 2023. P. 336. ISBN 978-8521637233.

- HARTMANN, W. M. *Signals, Sound, and Sensation*. Estados Unidos da América: American Institute of Physics, 1997. P. 665. ISBN 978-1563962837.
- HAYKIN, S.; VEEN, B. V. *Sinais e Sistemas*. Porto Alegre, Rio Grande do Sul, Brasil: Bookman, 2001. P. 668. ISBN 978-8573077414.
- HELMHOLTZ, H. VON. *Die Lehre von den Tonempfindungen als physiologische Grundlage für die Theorie der Musik*. Alemanha: Domínio público, 1863.
- ICEL MANAUS. *Manual de instruções do decibelímetro DL-4100*. Brasil: [s.n.], 2024. Disponível em: <<http://www.icel-manaus.com.br/manual/DL-4100%20Manual%20novembro%202008.pdf>>. Acesso em: 22 mai. 2024.
- INGARD, U. On the Theory and Design of Acoustic Resonators. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 25, n. 6, p. 1037–1061, nov. 1953. ISSN 0001-4966. DOI: 10.1121/1.1907235. eprint: [https://pubs.aip.org/asa/jasa/article-pdf/25/6/1037/18731895/1037\1\\\_online.pdf](https://pubs.aip.org/asa/jasa/article-pdf/25/6/1037/18731895/1037\1\_online.pdf). Disponível em: <<https://doi.org/10.1121/1.1907235>>.
- KINSLER, L. E. et al. *Fundamentals of Acoustics*. Hoboken, New Jersey, EUA: John Wiley e Sons, 2000. P. 560. ISBN 978-0471847892.
- LARANJA, R. A. C. *Métodos e Modelos de Predição da Redução por Paredes e Atenuação por Barreiras*. 2000. F. 152. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Materiais, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.
- LARANJA, R. A. C. *Modelo Heurístico Modificado de Barreiras Acústicas Para Uso em Áreas Urbanas*. 2004. F. 347. Tese (Doutorado em Engenharia) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Materiais, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.
- LI, H. et al. Design and study of broadband sound absorbers with partition based on micro-perforated panel and Helmholtz resonator. *Applied Acoustics*, v. 205, p. 109262, 2023. ISSN 0003-682X. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2023.109262>. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0003682X23000609>>.
- MACIEJOWSKI, J. *Multivariable Feedback Design*. Boston, Massachusetts, Estados Unidos da América: Addison-Wesley, 1989. P. 446. ISBN 978-0201182439.
- MAO, Q.; LI, S.; LIU, W. Development of a sweeping Helmholtz resonator for noise control. *Applied Acoustics*, v. 141, p. 348–354, 2018. ISSN 0003-682X. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.07.031>. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0003682X17310368>>.
- MIRONOV, M.; KOMKIN, A.; BYKOV, A. Sound Absorption by a Helmholtz Resonator. *Acoustical Physics*, v. 63, p. 385–392, jul. 2017. DOI: 10.1134/S1063771017030071.
- MUSE GROUP. *Audacity*. Limassol, Chipre: [s.n.], 2024. Disponível em: <<https://www.audacityteam.org/>>. Acesso em: 1 ago. 2024.
- NTI AUDIO. *Rápido, lento, ponderação do tempo de impulso - O que significam?* Suíça: [s.n.], 2024. Disponível em: <<https://www.nti-audio.com/pt/suporte/saber-como/rapido-lento-ponderacao-do-tempo-de-impulso-o-que-significam>>. Acesso em: 5 jan. 2024.

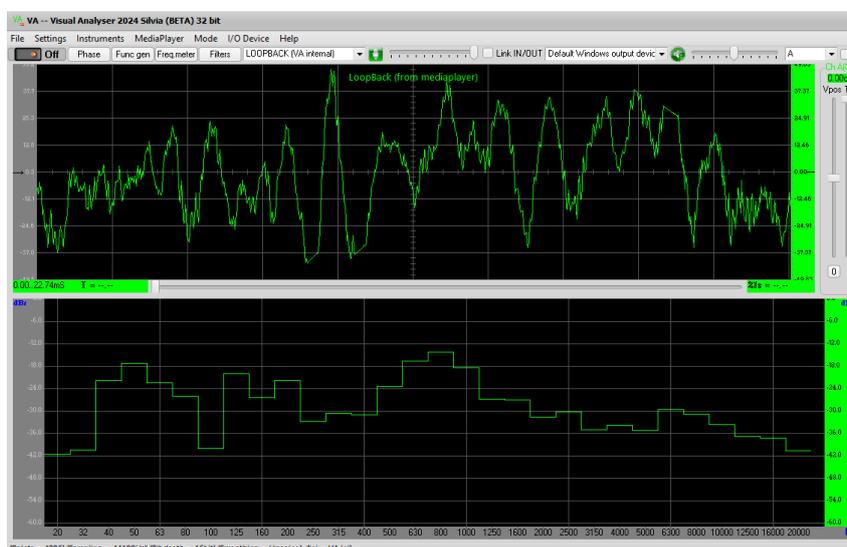
- NUSSENZVEIG, H. M. *Curso de Física Básica: Fluidos, Oscilações e Ondas, Calor (Volume 2)*. São Paulo/SP: Blucher, 2014. P. 375. ISBN 978-8521207474.
- PIERCE, A. *Acoustics: An Introduction to Its Physical Principles and Applications*. New York: Acoustical Society of America, 1991. P. 678. ISBN 0-88318-612-8.
- PORTAL ACÚSTICA. *Conceitos básicos da acústica - PARTE II*. Florianópolis/SC: [s.n.], 2024. Disponível em: <<https://portalacustica.info/conceitos-basicos-da-acustica-parte-ii/>>. Acesso em: 8 jan. 2024.
- PRUDENPINHOS. *Isolamento acústico*. Presidente Prudente/SP: [s.n.], 2024. Disponível em: <<https://www.prudenpinhos.com.br/isolamento-acustico>>. Acesso em: 31 jul. 2024.
- SANDVIK COROMANT. *Corpo de Fresa de facear CoroMill® 245*. Sandviken, Suécia: [s.n.], 2024. Disponível em: <<https://www.sandvik.coromant.com/pt-pt/product-details?c=r245-050q22-12m>>. Acesso em: 1 ago. 2024.
- SARKAR, A. *Acoustics and Noise Control*. Chennai, Tamil Nadu, Índia: National Programme on Technology Enhanced Learning, 2017. Notas de aula do curso *Acoustics and Noise Control* oferecido pelo *Indian Institute of Technology Madras*. Vídeos das aulas disponíveis em: <<https://archive.nptel.ac.in/courses/112/106/112106225/>>. Disponível em: <[https://drive.google.com/file/d/1C1emQC-B23c8VCTdjzE8Y\\_ycQkHKM92G/view](https://drive.google.com/file/d/1C1emQC-B23c8VCTdjzE8Y_ycQkHKM92G/view)>. Acesso em: 5 out. 2023.
- SIEMBRA AUTOMAÇÃO. *Entenda a importância do enclausuramento de máquinas para a proteção do trabalhador*. Vinhedo/SP: [s.n.], 2024. Disponível em: <<https://www.siembra.com.br/noticias/entenda-a-importancia-do-enclausuramento-de-maquinas-para-a-protecao-do-trabalhador/>>. Acesso em: 5 jan. 2024.
- SILLANUM SOFT. *Visual Analyzer*. Itália: [s.n.], 2024. Disponível em: <<https://www.sillanumsoft.org/>>. Acesso em: 1 ago. 2024.
- SILVA, R. R. B. DA. *Controle ativo de ruído em dutos com os algoritmos Fx-LMS e Fu-LMS*. 2020. F. 141. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Materiais, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.
- STRUTT, J. W. *The Theory of Sound*. [S.l.]: Cambridge University Press, 2011. (Cambridge Library Collection - Physical Sciences).
- VIBRASOM TECNOLOGIA ACÚSTICA. *Absorvedor de Graves*. São Bernardo do Campo/SP: [s.n.], 2024. Disponível em: <<https://vibrasom.ind.br/absorvedor-de-banda-larga/>>. Acesso em: 30 jul. 2024.
- WU, D. et al. Hybrid noise control using multiple Helmholtz resonator arrays. *Applied Acoustics*, v. 143, p. 31–37, 2019. ISSN 0003-682X. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.08.023>. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0003682X1830714X>>.

# Apêndices

## Apêndice A - ENSAIO DE IDENTIFICAÇÃO DE FREQUÊNCIAS

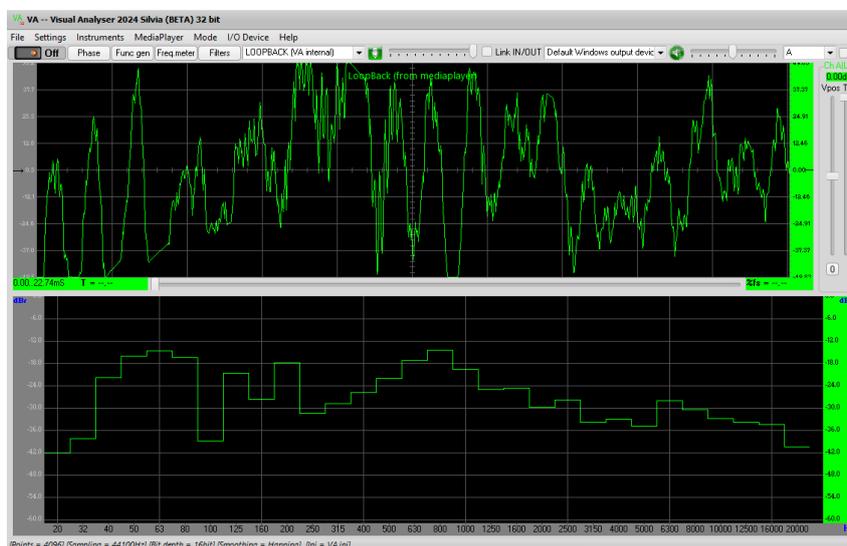
Este Apêndice apresenta, respectivamente, nas figuras 25, 26 e 27 as formas de onda obtidas para os ensaios intitulados "1", "2" e "3" na Tabela 2. Nota-se a presença, por inspeção, do pico de amplitude de NPS na faixa de 1/3 de oitava de 800 Hz em todas as imagens citadas anteriormente.

**Figura 25:** Formas de onda do Ensaio 1. Gráfico superior: apresenta o sinal adquirido ao longo do tempo, NPS (eixo das ordenadas) versus tempo (em segundos, eixo das abscissas). Gráfico inferior: NPS em bandas de 1/3 de oitava (eixo das ordenadas) versus frequência em bandas de 1/3 de oitava (em Hz, eixo das abscissas).



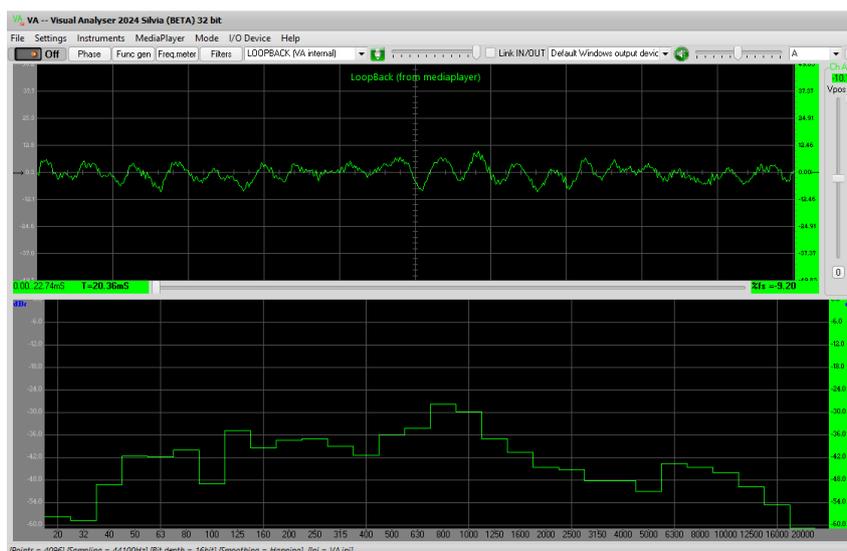
Fonte: do Autor.

**Figura 26:** Formas de onda do Ensaio 2. Gráfico superior: apresenta o sinal adquirido ao longo do tempo, NPS (eixo das ordenadas) versus tempo (em segundos, eixo das abscissas). Gráfico inferior: NPS em bandas de 1/3 de oitava (eixo das ordenadas) versus frequência em bandas de 1/3 de oitava (em Hz, eixo das abscissas).



Fonte: do Autor.

**Figura 27:** Formas de onda do Ensaio 3. Gráfico superior: apresenta o sinal adquirido ao longo do tempo, NPS (eixo das ordenadas) versus tempo (em segundos, eixo das abscissas). Gráfico inferior: NPS em bandas de 1/3 de oitava (eixo das ordenadas) versus frequência em bandas de 1/3 de oitava (em Hz, eixo das abscissas).



Fonte: do Autor.

## Apêndice B - CONSTRUÇÃO DAS PROVAS DE CONCEITO

Neste Apêndice, as figuras 28, 29 e 30 apresentam diferentes vistas das absorvedores acústicos construídos, evidenciando os diferentes aspectos construtivos empregados na atividade.

**Figura 28:** *Vista transversal das provas de conceito do Absorvedor de Helmholtz tradicional e do Absorvedor  $\lambda/4$ , aberturas em evidência.*



Fonte: do Autor.

**Figura 29:** Vista transversal das provas de conceito do Absorvedor de Helmholtz tradicional e do Absorvedor  $\lambda/4$ , discos de alumínio e barra roscada em evidência.



Fonte: do Autor.

**Figura 30:** Vista longitudinal das provas de conceito do Absorvedor de Helmholtz tradicional e do Absorvedor  $\lambda/4$ , cilindros de PVC, discos de alumínio com vedação via fita crepe e barra roscada em evidência.



Fonte: do Autor.

## Apêndice C - ENSAIO DE MEDIÇÃO DE NÍVEL DE PRESSÃO SONORA

Este Apêndice apresenta, respectivamente, nas Figuras 31 e 32 a configuração física do ensaio de medição de NPS com emprego do absorvedor de Helmholtz e a configuração física do ensaio de medição de NPS com emprego do absorvedor de um quarto de comprimento de onda.

**Figura 31:** *Ensaio de NPS - medição com absorvedor de Helmholtz.*



Fonte: do Autor.

**Figura 32:** *Ensaio de NPS - medição com absorvedor  $\lambda/4$ .*



Fonte: do Autor.

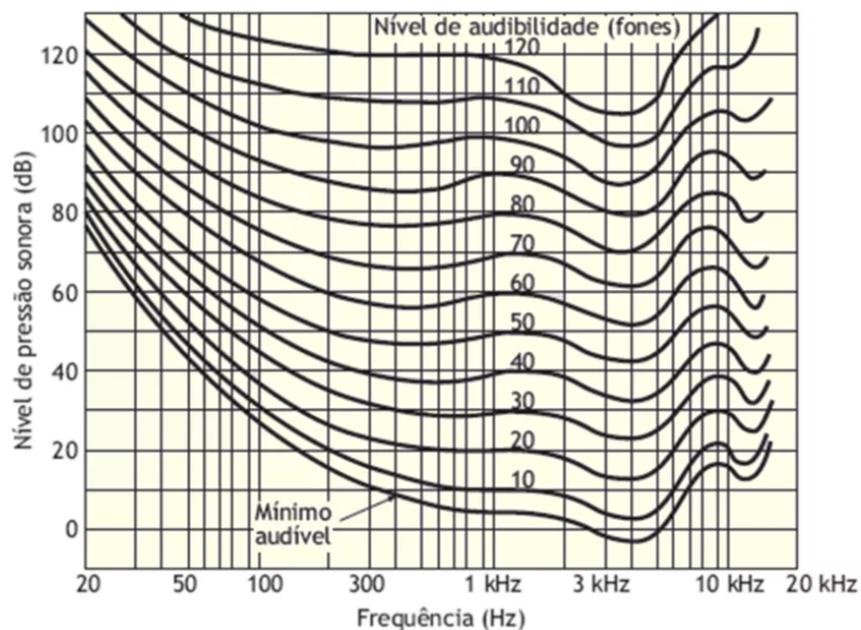
# **Anexos**

## Anexo A - SENSIBILIDADE À FREQUÊNCIA DO OUVIDO HUMANO

Segundo Gerges (2000) e Bistafa (2018), o ouvido humano não apresenta uma sensibilidade constante à frequência, possuindo maior sensibilidade na faixa de 1000 a 5000 Hz e menor ganho nas extremidades da banda auditiva (20 Hz a 20 kHz). A fim de ilustrar a sensibilidade à frequência do ouvido humano, a Figura 33 apresenta a variação do nível de pressão acústica (ver Seção 2.6) com a frequência.

Esta diferença em sensibilidade também acarreta diferenças no quesito de audibilidade ou volume (*loudness*), definida por Hartmann (1997) como a sensação subjetiva de pressão sonora. Isto faz com que duas senoides de frequências diferentes possuam mesmo NPS, mas tenham volumes diferentes. Tal comportamento é ilustrado pelas curvas isofônicas da Figura 33, em que um fone corresponde a um nível de pressão acústica (NPS) em decibels de um tom puro de 1 kHz (BISTAFA, 2018).

**Figura 33:** Contornos padrão de audibilidade para tons puros.



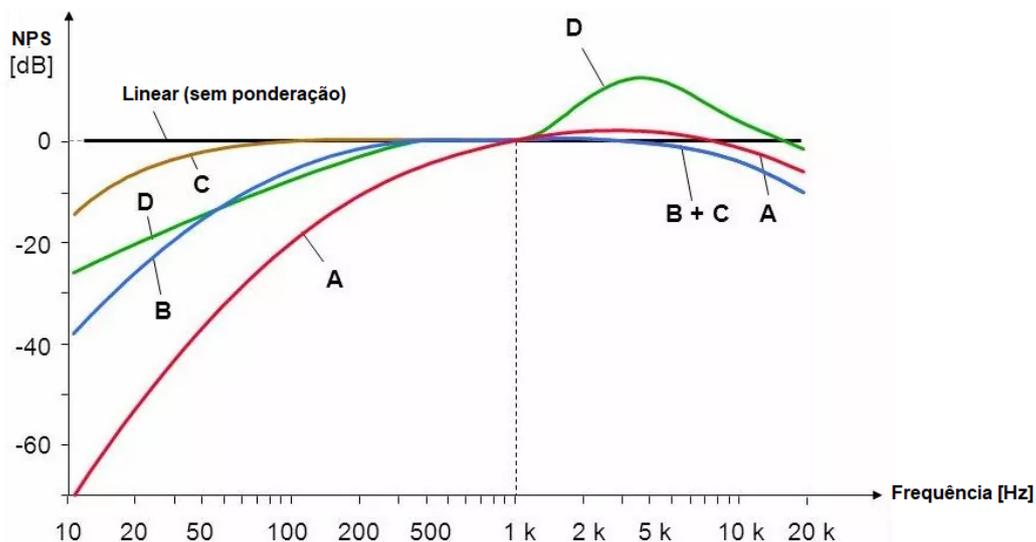
Fonte: extraído de Portal Acústica (2024).

## Anexo B - ESCALAS DE PONDERAÇÃO

Conforme Gerges (2000), um dos fatores pertinentes ao estudo da audibilidade subjetiva de um som consiste do fato de que o ouvido humano não possui uma sensibilidade constante para todas as frequências, sendo mais sensível ao espectro de 2 a 5 kHz e menos sensível às frequências mais baixas (centenas de Hz) e às mais altas (dezenas de kHz), o que é evidenciado pela Figura 33.

No intuito de modelar o comportamento do ouvido humano, (para projetos de sistemas de som, por exemplo), Gerges (2000) cita a criação de circuitos eletrônicos com sensibilidade variável à frequência, sendo tais circuitos padronizados e classificados como A, B, C e D. O circuito A penaliza, em termos de NPS relativo, um espectro de baixas frequências (20 Hz a 1 kHz). O circuito B, por sua vez, penaliza o espectro de médias frequências (2 a 5 kHz) enquanto o circuito C pondera o espectro de baixas e altas frequências (menores que 100 Hz e maiores que 5 kHz). Por último, a curva de compensação D é padronizada para medições de ruído em aeroportos. Para ilustrar o funcionamento dos circuitos de ponderação, apresenta-se na Figura 34 as curvas das escalas de compensação em função da frequência.

**Figura 34:** Curvas de ponderação A, B, C, D e linear(Z).



Fonte: adaptado de Portal Acústica (2024).

Para este trabalho, delibera-se empregar o uso da escala C, pois este circuito de compensação não pondera as frequências no entorno de 800 Hz, faixa de frequências de interesse para o presente trabalho, e também porque o sonômetro empregado para medição do Nível de Pressão Sonora (Seção 2.6) apresenta apenas a possibilidade de medição com ponderação A ou C (Seção 2.7).

## Anexo C - BANDAS PROPORCIONAIS DE FREQUÊNCIA

No campo de estudo de Acústica, devido ao fato de que o ruído de interesse possa ser composto por uma faixa de frequência, é comum estabelecer faixas de frequências medidas em porções de uma oitava. Estas bandas de frequência são representadas, de acordo com Sarkar (2017) por meio de um frequência de limite inferior  $f_{\text{inferior}}$ , uma frequência central  $f_{\text{central}}$ , sendo que esta dá o nome à banda, e uma frequência de limite superior  $f_{\text{superior}}$ , tal que a média geométrica das frequências dos limites inferior e exterior resulta na frequência central. Desta forma, faz-se possível estabelecer uma faixa de  $1/n$  de oitava, dada a frequência central  $f_{\text{central}}$ , com a seguinte relação:

$$f_{\text{inferior}} \triangleq 2^{-1/2n} f_{\text{central}} \quad (63)$$

e

$$f_{\text{superior}} \triangleq 2^{1/2n} f_{\text{central}}, \quad (64)$$

tal que

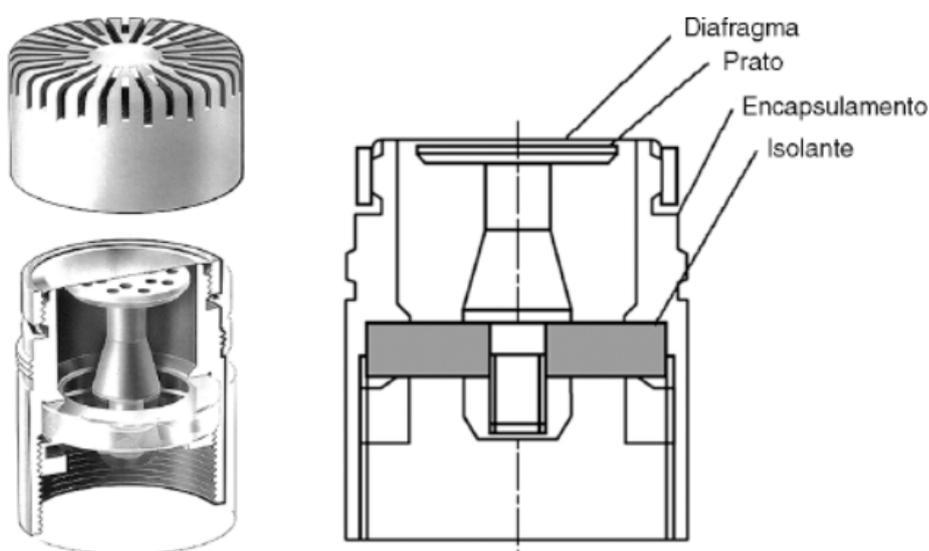
$$\sqrt{f_{\text{inferior}} f_{\text{superior}}} = f_c. \quad (65)$$

Conforme Laranja (2000), as bandas de frequência geralmente empregadas são a faixa de oitava ( $n = 1$ ), em que todos os componentes em um espectro sonoro cujas frequências estão entre dois componentes de ondas senoides separadas por uma oitava, e a faixa de terço de oitava ( $n = 3$ ), que corresponde a uma faixa de frequências cujas componentes de uma relação de 2 e cuja relação com a faixa de oitavas é de  $2^{1/3} \approx 1,26$ . A título de conformidade com ABNT (2014), deve-se citar o fato de que as bandas de frequências são estabelecidas pela norma IEC 61260.

## Anexo D - OBTENÇÃO DE MODELO PARA MICROFONE CONDENSADOR

Para a obtenção de um modelo para microfone condensador, apresenta-se primeiramente na Figura 35 uma ilustração do equipamento que explicita visualmente cada parte construtiva.

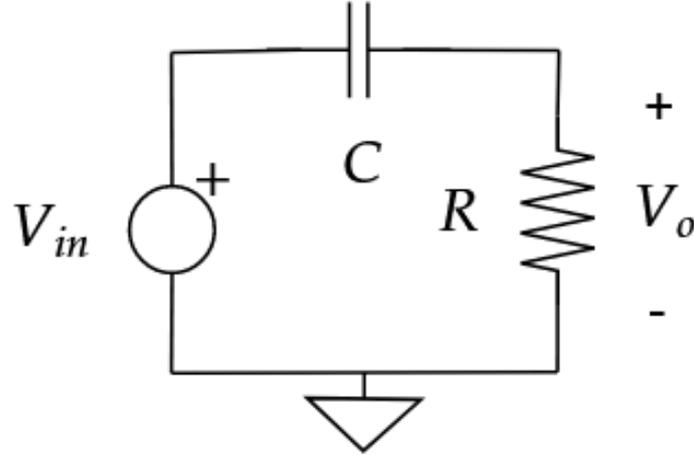
**Figura 35:** *Microfone do tipo condensador. A imagem à esquerda mostra a estrutura clássica de construção e a imagem à direita mostra uma vista da seção transversal.*



Fonte: extraído de Brusamarello e Balbinot (2019).

Ilustrado o equipamento, pode-se escrever o seguinte circuito RC equivalente do microfone condensador, sendo possível visualizá-lo na Figura 36, com a tensão do resistor  $V_R$  representando a tensão de saída  $V_o$ .

**Figura 36:** Parte elétrica de um microfone condensador.



Fonte: do Autor.

Isto posto, pode-se escrever a seguinte malha de tensão:

$$V_{\text{DC}} = \frac{1}{C} q + R \frac{dq}{dt}, \quad (66)$$

com

$$C = \frac{\epsilon A}{x}. \quad (67)$$

Substituindo a Equação 67 na Equação 66, chega-se ao seguinte resultado:

$$V_{in} = V_{\text{DC}} = \frac{x}{\epsilon A} q + R \frac{dq}{dt}. \quad (68)$$

Denominando  $C_o \triangleq \frac{\epsilon A}{x_{eq}}$  e realizando procedimento de linearização no ponto de equilíbrio  $(x_{eq}, q_{eq})$ , obtém-se:

$$V_{\text{DC}} = \frac{x_{eq}}{\epsilon A} q_{eq} = \frac{1}{C_o} q_{eq}, \quad (69)$$

com

$$\Delta x \triangleq (x_{eq} - x)^1, \quad (70)$$

$$\Delta q \triangleq q - q_{eq}, \quad (71)$$

e

$$\Delta V_{\text{DC}} = 0, \quad (72)$$

o que implica

$$\frac{q_{eq}}{\epsilon A} \Delta x = R \frac{d\Delta q}{dt} + \frac{1}{C_o} \Delta q. \quad (73)$$

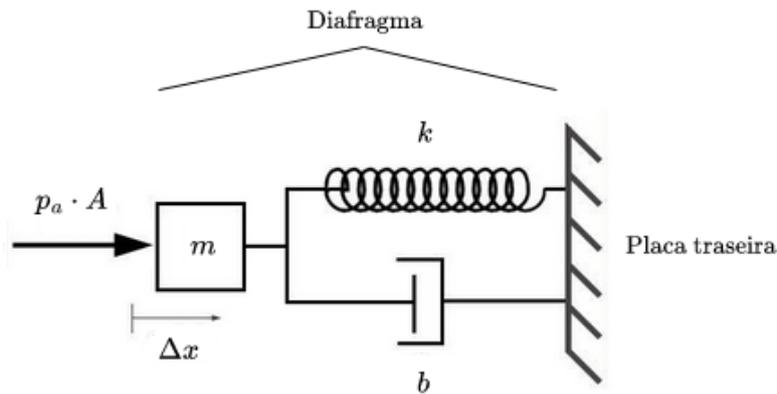
<sup>1</sup>Inverte-se a ordem da subtração apenas para evitar com que a função de transferência tenha um sinal negativo.

Derivando a Equação 73, rearranjando termos e empregando Transformada de Laplace, chega-se a

$$\frac{\Delta V_o(s)}{\Delta x(s)} = \frac{\left(\frac{V_{DC}}{x_{eq}}\right) s}{s + \frac{1}{RC_o}}. \quad (74)$$

Modelando o diafragma como um sistema massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade, conforme ilustrado na Figura 37, têm-se:

**Figura 37:** Modelo do diafragma como sistema massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade.



Fonte: adaptado de Departamento de Engenharia Elétrica da PUC-RJ (2023).

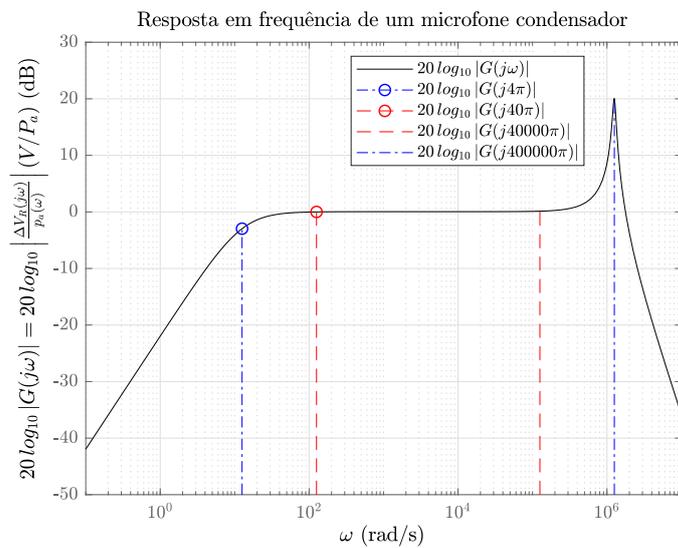
$$m \ddot{\Delta x} + b \dot{\Delta x} + k \Delta x = p_a A. \quad (75)$$

Aplicando Transformada de Laplace na Equação 75, denominando  $\omega_n = k/m$  e  $2\xi\omega_n = b/m$  e substituindo-a na Equação 74, resulta em

$$\frac{\Delta V_o(s)}{p_a(s)} = \frac{V_{DC}}{\left(\frac{k x_{eq}}{A}\right)} \frac{s}{\left(\frac{s}{1/RC_o} + 1\right) \left[\left(\frac{s}{\omega_n}\right)^2 + 2\xi \frac{s}{\omega_n} + 1\right]}. \quad (76)$$

Para mostrar o comportamento do microfone condensador mediante à frequência, a Figura 38 apresenta a Equação 76 em termos de resposta em frequência de um microfone condensador fictício.

**Figura 38:** Resposta em frequência de um microfone condensador.



Fonte: extraído de Sarkar (2017).