

Fabiana Alves Pereira

**ESTUDO DE UM ABSORVEDOR ATIVO DE RUÍDO
UTILIZANDO MATERIAL PIEZOELÉTRICO**



UFU

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2016

Fabiana Alves Pereira

**ESTUDO DE UM ABSORVEDOR ATIVO DE RUÍDO UTILIZANDO
MATERIAL PIEZOELÉTRICO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Orientador: Prof. Dr. Marcus Antonio Viana Duarte

Coorientador: Prof. Dr. Israel Jorge Cárdenas Nuñez

UBERLÂNDIA - MG

2016

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

P436e
2016 Pereira, Fabiana Alves, 1991-
 Estudo de um absorvedor ativo de ruído utilizando material
 piezoelétrico / Fabiana Alves Pereira. - 2016.
 105 f. : il.

Orientador: Marcus Antonio Viana Duarte.
Coorientador: Israel Jorge Cárdenas Nuñez.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Ruido - Teses. 3. Materiais
piezoelétricos - Teses. I. Duarte, Marcus Antonio Viana. II. Cárdenas
Nuñez, Israel Jorge, 1975- III. Universidade Federal de Uberlândia.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU: 621

A minha família: Minha eterna gratidão.

“No meio da dificuldade encontra-se a oportunidade.”

ALBERT EINSTEIN

AGRADECIMENTOS

À Deus.

Em especial ao meu orientador, Prof. Dr. Marcus Antonio Viana Duarte, pela orientação, incentivo e motivação, que foram fundamentais para a execução deste trabalho, e pela amizade;

Ao Prof. Dr. Israel Jorge Cárdenas Nuñez, pela boa vontade em compartilhar comigo seus conhecimentos sobre sistemas de controle, prestando inestimáveis contribuições para minha formação acadêmica e ao Prof. Dr. Elias Bitencourt Teodoro pelo auxílio e pelos recursos disponibilizados.

Ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia pela oportunidade cedida.

A Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível superior (CAPES) pelo apoio financeiro.

Ao Prof. Dr. Francisco Paulo Lépore Nero e ao técnico Jonas Profeta Borges pela ajuda;

Ao grupo do Laboratório de Mecânica de Estruturas (LMEST) por disponibilizar a estrutura e os recursos necessários para a realização deste trabalho. Agradecimentos especiais aos alunos Carina, Lucas Rocha e Thiago de Paula Sales.

Aos amigos do Laboratório de Acústica e Vibrações pelo companheirismo, essencial para mim, ao longo dessa jornada: Déborah Reis, Fernanda Silvério, em especial a Geisa Zuffi, João Gabriel Miranda, Henrique Ferraresi, Luis Fratari, Marlipe Garcia e Pedro Nishida.

Aos amigos Arthur Costa, Daniel Tobias, Ezequiel Lima, Jhonathan Walker, Roní Gilberto, Sérgio Ferreira de Paula Silva, Thales Lima, Victor Rubin, Vinicius Lemes, Wagner Vanço.

Finalmente, pelo amor incondicional, agradeço as razões da minha existência: Doralice Dias de Moraes Pereira (Mãe), Deize Aparecida Pereira (Irmã) e a Ana Clara Pereira (sobrinha), pois sem elas nada disso seria possível.

PEREIRA, F. A. **Estudo de um absorvedor ativo de ruído utilizando material piezoelétrico**. 2016. 89 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

RESUMO

O propósito deste trabalho consiste na aplicação de materiais piezoelétricos no controle ativo da transmissão sonora, buscando superar as limitações dos sistemas de controle passivo convencionais existentes atualmente que se mostram ineficazes para as baixas frequências e inadequados para aplicações em salas limpas. Sendo assim, este trabalho visa o desenvolvimento de um absorvedor ativo de ruído utilizando material piezoelétrico. Para o desenvolvimento de tais dispositivos foi realizada inicialmente uma avaliação experimental da utilização de materiais piezoelétricos, colados a uma estrutura do tipo placa, como atuadores acústicos na baixa frequência, em substituição aos tradicionais alto-falantes, por meio da implementação de técnicas de controle ativo de ruído baseadas no princípio da interferência destrutiva de ondas. Foram testados experimentalmente os controladores do tipo *feedforward*, *feedback* e híbrido com algoritmos adaptativos do tipo LMS (*Least Mean Square*) e técnicas de filtragem-X LMS. Após verificada a eficiência da utilização de materiais piezoelétricos no controle ativo da transmissão sonora utilizando técnicas de controle de ruído baseadas no princípio da interferência destrutiva, numa segunda etapa deste trabalho foi realizada uma avaliação numérica, via Método dos Elementos Finitos (MEF), e experimental do absorvedor ativo de ruído para promoção do controle da trajetória da transmissão em um duto com propagação de ondas planas, por meio do emprego de técnicas de controle ativo acústico estrutural usando um controlador manual e um controlador PI (Proporcional Integral), visando atenuar a pressão sonora refletida nas baixas frequências e, conseqüentemente, maximizar o coeficiente de absorção sonora da estrutura. Os ensaios experimentais de controle ativo da transmissão sonora realizados neste trabalho, com o objetivo de atenuar ruído na baixa frequência em um tubo de impedância utilizando como atuador de controle uma placa instrumentada com material piezoelétrico, foram implementados no programa Matlab-Simulink® com o auxílio de um sistema de aquisição de dados dSPACE®.

Palavras-Chave: Baixa frequência; Controle ativo de ruído; Materiais piezoelétricos.

PEREIRA, F. A. **Study an active absorbing noise using piezoelectric material.** 2016. 89 f. MSc. Thesis, Federal University of Uberlândia, Uberlândia, MG, Brazil.

ABSTRACT

The purpose of this work is the application of piezoelectric materials in the active control of sound transmission for reducing unwanted noise aiming to overcome the limitations of passive methods that are ineffective for the low frequencies and unsuitable for applications in clean rooms. This work is aimed at developing an active absorbing noise using piezoelectric material. Initially, for evaluation the efficiency of piezoelectric materials glued in a thin plate structure as acoustic actuators at low frequency was conducted an experimental of implementing techniques active noise control based on the principle of destructive interference of waves, in substitution to traditional loudspeakers. Were experimentally tested the controllers feedforward, feedback and hybrid with adaptive LMS (Least Mean Square) algorithm and filtering techniques X-LMS. After verified the efficiency of the piezoelectric materials in the active noise control in a second stage of this work was made a numerical evaluation, via Finite Element Method (FEM), and experimental assessment of active noise absorber to promote the active control transmission in a duct with plane waves propagating through the use of Active Structural–Acoustic Control (ASAC) techniques using a manual and a PI (Proportional and Integral) controller, to mitigate the reflected sound pressure at low frequencies and, thus, maximize the sound absorption coefficient of the structure. The experimental tests of active control of sound transmission performed in this study, with the purpose of low-frequency sound attenuation in a impedance tube using as control actuator a thin plate instrumented with piezoelectric material, were implemented in Matlab-Simulink® software with the aid a data acquisition system dSPACE® .

Keywords: Low frequency; Active noise control; Material piezoelectric.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Controle ativo de ruído baseado no princípio da interferência destrutiva. Fonte: Zuffi (2014).....	3
Figura 1.2 - Estrutura de capítulos da dissertação. Fonte: Elaborada pela autora.	3
Figura 2.1 - Métodos de controle ativo de ruído. Fonte: Elaborada pela autora.	5
Figura 2.2 - Reflexão e transmissão de uma onda plana incidindo obliquamente em uma superfície entre dois fluidos com impedâncias características diferentes. Fonte: Elaborada pela autora.....	7
Figura 2.3 - Controle direto da impedância utilizando uma membrana de alto falante plana, onde A representa o controlador. Fonte: Adaptada de Furtoss; Thenail; Galland (1997).	8
Figura 2.4 - Variação do coeficiente de absorção da superfície controlada sob incidência normal ($\Theta_i = 0^\circ$). Fonte: Adaptada de Furtoss; Thenail; Galland (1996).	9
Figura 2.5 - Variação do coeficiente de absorção da superfície controlada com $\Theta_i = 30^\circ$. Fonte: Adaptada de Furtoss; Thenail; Galland (1996).....	9
Figura 2.6 - Célula AAT. Fonte: Adaptada de Mehta et al. (1998).....	10
Figura 2.7 - Montagem experimental para controle do coeficiente de reflexão. Fonte: Adaptada de Zhu; Rajamani; Stelson (2003).....	11
Figura 2.8 – Método do <i>delay</i> para separação de ondas. Fonte: Adaptada de Zhu; Rajamani; Stelson (2003).....	13
Figura 2.9 – Controle de reflexão para um absorvedor perfeito via método da integração, com ruído primário multi tonal com componentes de frequência em 150, 200, 250 e 300 Hz. Fonte: Apatada de Zhu; Rajamani; Stelson (2003).....	15
Figura 2.10 - Controle de reflexão para um absorvedor perfeito via método <i>delay</i> , com ruído primário multi tonal com componentes de frequência em 150, 200, 250 e 300 Hz. Fonte: Adaptada de Zhu; Rajamani; Stelson (2003).	15
Figura 3.1 – Reflexão e transmissão de uma onda plana incidindo obliquamente em um meio com impedância característica diferente do meio de propagação. Fonte: Elaborada pela autora.....	18
Figura 3.2 - Reflexão e transmissão de uma onda plana com incidência normal. Fonte: Elaborada pela autora.....	20
Figura 3.3 - Reflexão e transmissão de uma onda plana incidindo obliquamente em um limite plano entre dois fluidos com impedâncias características diferentes. Fonte: Elaborada pela autora.....	23

Figura 3.4 - Balanço energético do som incidindo sobre uma superfície. Fonte: Modificada de autor desconhecido.....	26
Figura 3.5 - Cálculo do coeficiente de absorção sonora segundo a norma ISO 10534-1. Fonte: Gerges (2000).....	28
Figura 3.6 - Cálculo do coeficiente de absorção sonora segundo a norma ISO 102534-2.	28
Figura 3.7 - Efeito piezoelétrico direto e inverso. Fonte: Zumbrano; Pereira (2004).....	30
Figura 3.8 - Piezo <i>buzzer</i> . Fonte: <i>Datasheet</i> disponibilizado pelo fabricante.	31
Figura 3.9 - Controlador ativo de ruído em malha aberta (<i>feedforward</i>). Fonte: Adaptada de Nuñez (2005).	32
Figura 3.10 - Diagrama de blocos controlador ativo de ruído em malha aberta (<i>feedforward</i>). Fonte: Nuñez (2005).	34
Figura 3.11 - Diagrama de blocos do algoritmo FXLMS para o controlador ativo de ruído em malha aberta (<i>feedforward</i>). Fonte: Nuñez (2005).....	35
Onde:	35
Figura 3.12 - Esquema do Filtro FIR. Fonte: Nuñez (2005).	36
Figura 3.13 - Gráfico do gradiente descendente. Fonte: Nuñez (2005).....	37
Figura 3.14 - Controlador ativo de ruído em malha fechada (<i>feedback</i>). Fonte: Adaptada de Nuñez (2005).	40
Figura 3.15 - Diagrama de blocos controlador ativo de ruído em malha fechada (<i>feedback</i>). Fonte: Nuñez (2005).	41
Figura 3.16 - Controlador ativo de ruído híbrido. Fonte: Adaptada de Nuñez (2005).	42
Figura 3.17 - Diagrama de blocos controlador ativo de ruído híbrido. Fonte: Nuñez (2005).	43
Figura 3.18 - Estimativa do caminho secundário. Fonte: Nuñez (2005).	44
Figura 3.19 - Diagrama de blocos do controlador PID. Fonte: Elaborada pela autora.....	45
Figura 4.1 - Esquema de montagem da bancada experimental. Fonte: Elaborada pela autora.	48
Figura 4.2 - Atuador de controle utilizado no CAR. a) Foto do atuador. b) Dimensões geométricas [mm]. Fonte: Elaborada pelo autora.....	48
Figura 4.3 - Bancada experimental utilizando no CAR. Fonte: Elaborada pela autora.	49
Figura 4.4 - Resultados do ensaio experimental FXLMS <i>feedforward</i> . Fonte: Elaborada pela autora.....	51
Figura 4.5 - Resultados do ensaio experimental FXLMS <i>feedback</i> . Fonte: Elaborada pela autora.....	53
Figura 4.6 - Resultados do ensaio experimental FXLMS híbrido. Fonte: Elaborada pela autora.....	55

Figura 5.1 - Modelo geométrico do absorvedor ativo de ruído no interior de um duto finito. Fonte: Elaborada pela autora.....	57
Figura 5.2 - Modelagem numérica do absorvedor ativo de ruído no Ansys®. Fonte: Elaborada pela autora.....	57
Figura 5.3 - Modelagem do absorvedor ativo de ruído no interior de um duto finito. Fonte: Elaborada pela autora.....	58
Figura 5.4 - Elemento FLUID29. Fonte: <i>Help</i> do <i>software</i> Ansys® 16.0.....	59
Figura 5.5 - Elemento SURF153. Fonte: <i>Help</i> do <i>software</i> Ansys® 16.0.....	60
Figura 5.6 - Elemento PLANE182. Fonte: <i>Help</i> do <i>software</i> Ansys® 16.0.....	60
Figura 5.7 - Condições de contorno empregadas no modelo numérico. Fonte: Elaborada pela autora.....	62
Figura 5.8 - Otimização da força de controle do absorvedor ativo de ruído. Fonte: Elaborada pela autora.....	63
Figura 5.9 - Campo acústico do duto para uma frequência de 300 Hz. Fonte: Elaborada pela autora.....	64
Figura 5.10 - Campo acústico do duto para uma frequência de 500 Hz. Fonte: Elaborada pela autora.....	65
Figura 5.11 - Bancada experimental utilizada no absorvedor ativo de ruído com atuador de controle do tipo alto-falante. Fonte: Elaborada pela autora.	66
Figura 5.12 - Posição dos microfones no tubo de impedância (distâncias em [mm]). Fonte: Elaborada pela autora.....	67
Figura 5.13 - Coeficiente de absorção sonora para três placas de alumínio com diferentes espessuras. Fonte: Elaborada pela autora.....	68
Figura 5.14 - Coeficiente de absorção sonora para uma perturbação mono tonal em 300 Hz. Fonte: Elaborada pela autora.....	68
Figura 5.15 - Densidade espectral do sinal do microfone 4 para o ensaio harmônico a 300 Hz. Fonte: Elaborada pela autora.....	70
Figura 5.16 - Bancada experimental do absorvedor ativo piezo-de ruído com as dimensões em milímetros. Fonte: Elaborada pela autora.....	71
Figura 5.17 - Bancada experimental utilizada no absorvedor ativo de ruído. Fonte: Elaborada pela autora.....	72
Figura 5.18 - Gerador de sinais Stanford Research System DS360. Fonte: <i>datasheet</i> do equipamento.	73
Figura 5.19 - Sistema de aquisição A/D da National Instruments (NI) modelo USB 9162 + 9233 com BNC. Fonte: <i>datasheet</i> do equipamento.....	73

Figura 5.20 - Coerência, fase e magnitude da função de transferência real do sistema. Fonte: Elaborada pela autora.....	74
Figura 5.21 - Função de transferência real e estimada em função do tempo. Fonte: Elaborada pela autora.....	75
Figura 5.22 - Função de transferência real e estimada em função da frequência. Fonte: Elaborada pela autora.....	75
Figura 5.23 - Resultado do absorvedor ativo de ruído em função do tempo. Fonte: Elaborada pela autora.....	77
Figura 5.24 - Resultado do absorvedor ativo de ruído. Fonte: Elaborada pela autora.....	78

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Especificações do piezo <i>buzzer</i> fornecidas pelo fabricante	49
Tabela 5.1 - Dados de entrada do elemento FLUID29.....	59
Tabela 5.2 - Dados de entrada do elemento SURF153	60
Tabela 5.3 - Dados de entrada do elemento PLANE182	61
Tabela 5.4 - Coeficiente de absorção para o controle manual de placas de diferente espessuras	69
Tabela 5.5 - Coeficiente de absorção antes e depois da ação do controlador	78

LISTA DE SÍMBOLOS

A/D	Analógico/Digital
c	Velocidade de propagação do som no fluido
d_{31}	Módulo piezoelétrico
D/A	Digital/Analógico
e	Erro
$E(z)$	Transformada – z discreta do sinal de erro
E_{pe}	Módulo de elasticidade do atuador
$F(Z)$	Função de transferência discreta de realimentação
F_a	Força do atuador
f_c	Frequência de corte [Hz]
I_i	Intensidade sonora da onda incidente
I_R	Intensidade sonora da onda refletida
I_T	Intensidade sonora da onda transmitida
k	Número de onda
K_D	Constante derivativa
K_I	Constante integral
K_P	Constante proporcional
M	Número de coeficiente do filtro
N	Número de amostras
P	Pressão acústica
$P(z)$	Função de transferência da planta primária
p_i	Pressão acústica incidente
P_i	Amplitude complexa da pressão incidente
p_r	Pressão acústica refletida
P_r	Amplitude complexa da pressão refletida
p_t	Pressão acústica transmitida
P_T	Amplitude complexa da pressão transmitida
Q	Velocidade de volume
R	Coefficiente de reflexão
$S(z)$	Função de transferência da planta secundária
$\hat{S}(z)$	Estimativa do caminho secundário

t	Espessura do atuador
T	Coeficiente de transmissão
u	Velocidade da partícula
$W(z)$	Coeficientes do filtro adaptativo
W_a	Energia acústica absorvida
W_I	Energia acústica incidente
W_R	Energia acústica refletida
W_T	Energia acústica transmitida
$x(n)$	Sinal de referência
x_f	Sinal de referência filtrado
$X(z)$	Transformada z do sinal de referência
y	Sinal de controle
y_f	Sinal de controle filtrado
$Y(z)$	Transformada z do sinal de controle
z	Operador da transformada z
Z_0	Impedância característica do meio
Z_n	Impedância acústica específica normal
Z_s	Impedância acústica específica

Letras Gregas

α	Coeficiente de absorção sonora
ϵ	Erro
Θ_I	Ângulo de incidência
Θ_R	Ângulo de reflexão
Θ_T	Ângulo de Transmissão
μ	Passo de adaptação
ρ_0	Densidade do fluido acústico
σ^2	Potência do sinal de entrada
ω	Velocidade angular (rad/s)

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AAT	<i>Active Acoustic Treatment</i> (Tratamento Acústico Ativo)
ASAC	<i>Active Structural Acoustic Control</i> (Controle ativo acústico estrutural)
ANC	<i>Active Noise Control</i> (Controle ativo de ruído)
CAR	Controle Ativo de Ruído
FEMEC	Faculdade de Engenharia Mecânica
FIR	<i>Finite Impulse Response</i> (Resposta ao impulso finito)
FXLMS	<i>Filtered-X LMS</i> (Filtro-X LMS)
DSP	<i>Digital Signal Processor</i> (Processadores digitais de sinais)
LAV	Laboratório de Acústica e Vibrações
LMS	<i>Least Mean Square</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
NPS	Nível de Pressão Sonora
OMS	Organização Mundial de Saúde
OTA	<i>Operational Transconductance Amplifier</i>
PI	Proporcional Integral
PVDF	Fluoreto de polivinilideno
PZT	Titanato Zirconato de Chumbo
RMFe	<i>Regularized Modified Filtered-error</i>
UFU	Universidade Federal de Uberlândia

SUMÁRIO

CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO.....	1
CAPÍTULO II - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1. Controle Ativo	5
CAPÍTULO III - FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	18
3.1. Reflexão e Transmissão sonora.....	18
3.1.1. Transmissão Sonora Através de Dois Meios: Incidência Normal.....	20
3.1.2. Transmissão Sonora Através de Dois Meios: Incidência Oblíqua.....	22
3.1.3. Reflexão na Superfície de um sólido	24
3.1.4. Coeficiente de Absorção Sonora.....	26
3.2. Materiais Piezoelétricos	30
3.3. Sistemas de Controle Ativo de Ruído.....	31
3.3.1. Controlador Ativo de Ruído em Malha Aberta – <i>Feedforward</i>	32
3.3.2. Controlador Ativo de Ruído em Malha Fechada – <i>Feedback</i>	40
3.3.3. Controlador Ativo de Ruído Híbrido.....	42
3.3.4. Estimativa <i>off-line</i> do Caminho Secundário	43
3.3.5. Controlador PID	45
CAPÍTULO IV - CONTROLE ATIVO DE RUÍDO UTILIZANDO MATERIAL PIEZOELÉTRICO.....	47
4.1. Avaliação Experimental do Atuador Piezoelétrico no CAR Mono Canal de um Duto Acústico	47
4.2. Controle Ativo de Ruído FXLMS <i>Feedforward</i> Mono Canal.....	50
4.3. Controle Ativo de Ruído FXLMS <i>Feedback</i> Mono Canal.....	52
4.4. Controle Ativo de Ruído FXLMS Híbrido Mono Canal.....	54
CAPÍTULO V - ABSORVEDOR ATIVO DE RUÍDO	56
5.1. Modelagem via Método dos Elementos Finitos do Absorvedor Ativo de Ruído	56
5.1.1. Pré-processamento.....	58
5.1.2. Solução.....	61
5.1.3. Pós-processamento	64

5.2. Avaliação Experimental do Absorvedor Ativo de Ruído.....	66
5.2.1. Procedimento Experimental Com Atuador de Controle do Tipo Alto-falante	66
5.2.2. Procedimento Experimental Com Atuador de Controle do Tipo Piezoelétrico	70
CAPÍTULO VI - CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	80
CAPÍTULO VII - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	82
ANEXO I - <i>DATASHEET</i> DO PIEZO BUZZER.....	86
ANEXO II - DIAGRAMA DO CIRCUITO ELETRÔNICO DO AMPLIFICADOR PARA PIEZO BUZZER.....	87
ANEXO - III RESULTADO DAS SIMULAÇÕES DO LT [®] 3469	88

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

De acordo com o relatório mundial da saúde disponibilizado pela OMS (Organização Mundial de Saúde) a exposição excessiva ao ruído ocupacional é responsável por provocar cerca de 16% de perda auditiva no mundo, sendo portanto, um dos riscos ocupacionais mais comuns que atinge principalmente os países em desenvolvimento. Estudos apontam que além da perda auditiva, a exposição prolongada a níveis elevados de ruídos podem provocar também diversos efeitos psicológicos e fisiológicos indesejados tais como o aumento da pressão arterial, *stress*, tensão, baixo desempenho na execução de tarefas e interferência na comunicação oral, conforme expõe Bistafa (2011).

Conseqüentemente, um dos maiores desafios enfrentados pela indústria atualmente consiste em reduzir o ruído a níveis aceitáveis, atendendo as normas vigentes no país, de forma a garantir a saúde e o bem estar, não apenas de seus funcionários, mas de toda a comunidade vizinha.

Basicamente o controle de ruído pode ser efetuado no receptor, na trajetória da transmissão e na fonte, sendo este último o método mais eficaz (BISTAFA, 2011). No entanto, na maior parte dos casos o controle de ruído na fonte se mostra inviável, dados os aspectos econômicos e operacionais, recaindo o controle sobre a trajetória da transmissão por meio do emprego de técnicas que podem ser do tipo passivas ou ativas (GERGES, 2000).

Nos métodos de controle que utilizam técnicas passivas, a atenuação do ruído é obtida basicamente por meio da absorção e dissipação da energia interna dos materiais (MACIEL, 2014). Todavia, apesar dos métodos passivo convencionais de controle de ruído apresentarem excelente relação custo benefício para atenuação de ruído nas altas frequências, os mesmos são inviáveis para as baixas frequências, apresentando respostas caras e ineficazes dada a grandes quantidades de material absorvedor necessária para atenuação de sons com grande comprimento de onda (HANSEN et al., 2012). Além do mais, os mesmos são porosos e se mostram inadequados para aplicações em determinados ambientes, tais como as salas limpas.

As salas limpas são ambientes controlados, dotados de sistema de manutenção de qualidade do ar interior, visando garantir os níveis de contaminantes e particulados abaixo dos limites especificados por norma (NBR ISO 14644). Esses ambientes estão presentes em diversos

setores industriais, tais como alimentício, automobilístico, eletrônica, microeletrônica, farmácia e cosmético, nos quais a contaminação por partículas presentes no ar interfere no resultado final do processo.

Com o avanço da ciência e da engenharia de materiais, já existem no mercado forros e até mesmo tintas, que utilizam nanotecnologia, capazes de promover o tratamento acústico de ambientes controlados, que apresentam atenuação considerável na altas frequências. Todavia, considerando que desde 1990 os métodos de controle ativo surgiram como alternativa prática aos métodos passivos para reduzir o ruído indesejado nas baixas frequências, e que tais métodos vem sendo impulsionados pelo desenvolvimento de rápidos conversores multicanais Analógico/Digital (A/D) e Digital/Analógico (D/A) e de processadores digitais de sinais de alta velocidade (MAO; PIETRZKO, 2013), faz-se interessante o desenvolvimento de novas propostas de atenuação ativa de ruído.

Levando em consideração que uma das propostas atuais para o controle ativo de vibrações e ruído consiste na utilização dos chamados materiais inteligentes, uma vez que são elementos considerados bastante versáteis, pois são baratos, leves, relativamente fáceis de manusear, confeccionado de formas variadas, podendo ser facilmente aderidos sobre a superfície da estrutura ou diretamente inseridos no volume do material, e podem operar em um sistema tanto como sensores quanto como atuadores (SANTANA, 2002).

Este trabalho visa dar sequência nas pesquisas que vem sendo desenvolvidas nos últimos anos, no Laboratório de Acústica e Vibrações (LAV) da Faculdade de Engenharia Mecânica (FEMEC) da Universidade Federal de Uberlândia (UFU), acerca da utilização de materiais piezoelétricos no controle ativo da transmissão sonora.

Sendo o objetivo principal deste trabalho a avaliação numérica, via Método dos Elementos Finitos (MEF), e experimental, de um absorvedor acústico ativo utilizando material piezoelétrico para promoção do controle da trajetória da transmissão em um duto com propagação de ondas planas, por meio do emprego de técnicas de controle ativo acústico estrutural usando um controlador manual e um controlador PI (Proporcional Integral), visando atenuar a pressão sonora refletida nas baixas frequências e, conseqüentemente, maximizar o coeficiente de absorção sonora da estrutura.

No entanto, para atingir o objetivo principal proposto neste trabalho, levando em consideração os estudos experimentais que já foram feitos na área de controle ativo da transmissão sonora no LAV da UFU, inicialmente será realizada uma avaliação experimental da eficiência da utilização de matérias piezoelétricos como atuadores acústicos na baixa frequência, em substituição aos tradicionais alto-falantes, por meio da implementação de técnicas de controle ativo de ruído baseadas no princípio da interferência destrutiva de ondas.

Nos sistemas ativos de cancelamento sonoro em um determinado ponto ou região de interesse, dispositivos de controle são usados para fornecer energia ao sistema, baseados no princípio da superposição de ondas, de forma a produzir uma onda sonora com a mesma amplitude do ruído produzido pela fonte primária, no entanto, defasado de 180 graus, conforme ilustra a Fig. 1.1.

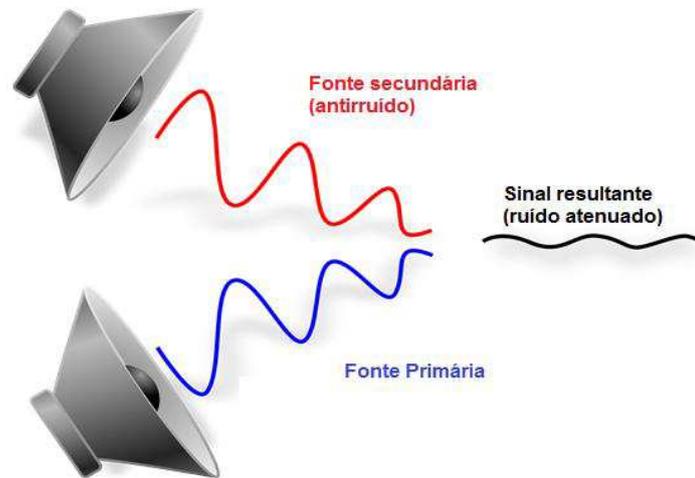


Figura 1.1 - Controle ativo de ruído baseado no princípio da interferência destrutiva. Fonte: Zuffi (2014).

Desta forma, considerando os objetivos propostos, o presente trabalho foi dividido em seis capítulos, tal como ilustra a Fig. 1.2, visando à explanação do desenvolvimento do projeto de forma lógica e sequencial. Além deste capítulo introdutório, o mesmo foi segmentado da seguinte forma:

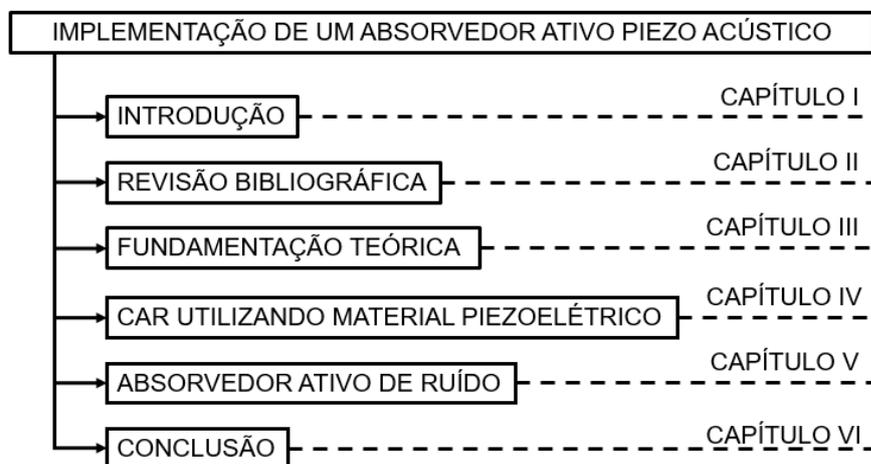


Figura 1.2 - Estrutura de capítulos da dissertação. Fonte: Elaborada pela autora.

- 1) No capítulo II é realizada uma revisão bibliográfica das duas principais estratégias de controle ativo da transmissão sonora: Controle Ativo de Ruído (CAR, ou em inglês, ANC - *Active Noise Control*) e Controle Ativo Acústico Estrutural (ASAC, em inglês - *Active Structural Acoustic Control*), enfatizando técnicas voltadas para absorção sonora.
- 2) No capítulo III são apresentados os conceitos básicos utilizados para o desenvolvimento do trabalho proposto, que são: reflexão e transmissão sonora, materiais piezoelétricos, Controladores ativos de ruídos com estruturas FXLMS (*Filtered-X LMS*) e controladores PID.
- 3) No capítulo IV são mostrados os resultados, obtidos experimentalmente, dos controladores ativos de ruído com estruturas do tipo FXLMS *feedforward*, *feedback* e híbrida com mecanismos de adaptação LMS utilizando como atuador de controle materiais piezoelétricos acoplado a uma estrutura do tipo placa fina.
- 4) No Capítulo V é apresentada a modelagem numérica, realizada através do MEF, e a validação experimental, utilizando um controlador manual e um controlador PI, do absorvedor ativo de ruído.
- 5) No Capítulo VI, finalmente, são expostas as conclusões obtidas e apresentadas as sugestões para o desenvolvimento de trabalhos futuros.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica, com enfoque nas pesquisas que têm sido realizadas recentemente, das duas principais estratégias de controle ativo da transmissão sonora: Controle Ativo de Ruído (CAR, ou em inglês, ANC - *Active Noise Control*) e o Controle Ativo Acústico Estrutural (ASAC, em inglês - *Active Structural Acoustic Control*), levando em consideração o principal objetivo deste trabalho que é a implementação de um absorvedor acústico ativo.

2.1. Controle Ativo

De acordo com Mao e Pietrzko (2013) existem duas estratégias principais para o controle ativo da transmissão sonora, que são: o Controle Ativo de Ruído (CAR), inicialmente apresentado em uma patente US 2.043.416. por Lueg (1936) e empregado no absorvedor sonoro eletrônico de Olson e May (1953), e o Controle Ativo Acústico Estrutural (ASAC), que consiste em uma técnica mais recente, quando comparada a primeira, cujos primeiros trabalhos foram publicados por Jones e Fuller (1987) e por Fuller et al. (1989).

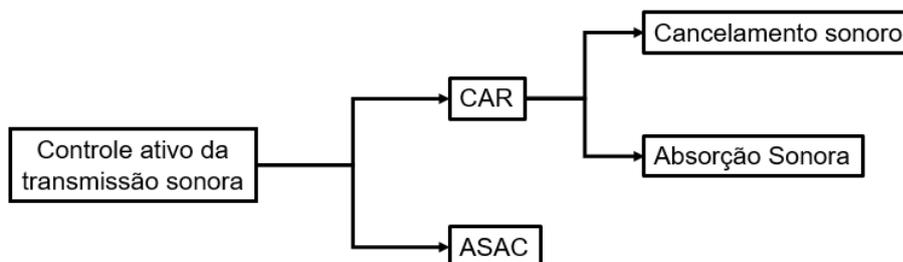


Figura 2.1 - Métodos de controle ativo de ruído. Fonte: Elaborada pela autora.

No CAR o sistema busca reduzir os níveis de pressão sonora em um determinado ponto ou região de interesse por meio do controle direto do campo acústico gerado por uma fonte de controle, inserida no sistema. De modo geral, existe duas abordagens de CAR: o cancelamento sonoro e a absorção sonora. Os sistemas ativos de cancelamento sonoro trabalham baseados no princípio da interferência destrutiva, onde o controlador irá produzir um campo sonoro idêntico em amplitude e de fase oposta ao campo de ruído primário. Sendo que as principais desvantagens apresentadas no emprego desta técnica de controle consistem na amplificação do ruído nos locais fora da zona controlada e na sensibilidade do sistema a qualquer diferença de fase existente entre a fonte de ruído e a fonte de controle.

Já os sistemas de CAR que promovem absorção sonora ativa, buscam, como o próprio nome sugere, absorver a energia do campo sonoro através de uma fonte de controle que deverá ser acionada com uma amplitude adequada a fim de garantir que a absorção sonora não ocorra apenas nas regiões próximas a mesma.

Enquanto no CAR a atenuação sonora é obtida através da produção de um campo sonoro para controle, no controle ativo acústico estrutural (ASAC) tal fenômeno se dá por meio do controle direto das forças mecânicas aplicadas a estrutura. É interessante colocar que esta última abordagem de controle tem se tornado cada vez mais popular, devido ao desenvolvimento de materiais e de estruturas inteligentes (LI et. al, 2015).

Desta forma, uma vez que aplicações diversas envolvem redução de ruído na baixa frequência para as quais os métodos convencionais são extremamente volumosos e apresentam respostas caras e ineficazes, diversos sistemas e dispositivos que empregam tais técnicas de controle ativo da transmissão sonora para atenuação de ruído de baixa frequência têm sido propostos na literatura.

Assim, na sequência, levando em consideração o objetivo principal deste trabalho de desenvolvimento de um absorvedor ativo de ruído utilizando material piezoelétrico, apresenta-se a metodologia e os resultados de algumas pesquisas realizadas que empregam técnicas de controle ativo da transmissão sonora visando promover o controle ativo de impedância.

Sabe-se que, quando uma onda acústica propagando em um meio fluido, incide em um segundo meio, ondas de reflexão e transmissão são geradas. Sendo que, a razão entre as amplitudes e intensidades das ondas refletidas e transmitidas dependem da velocidade de propagação do som nos dois meios, do ângulo de incidência que a onda faz com a interface e da impedância acústica específica (Z), dada pela razão entre a pressão acústica (P), em Pa, e a velocidade da partícula (u), em m/s, conforme Eq. (2.1), (KINSLER et al., 1999).

$$Z_s = \frac{P}{u} \quad \left[\frac{\text{Pa} \cdot \text{s}}{\text{m}} \right] \quad (2.1)$$

Para ondas planas progressivas, Z_S apresentada na Eq. (2.1), pode ser escrita ainda como a relação entre a densidade (ρ_0), em kg/m^3 , e a velocidade de propagação do som (c) no meio, em m/s , Eq (2.2). Uma vez que o produto $\rho_0 c$ apresenta significado importante acerca das propriedades características do meio, o mesmo representa um parâmetro acústico denominado de impedância característica (Z_0).

$$Z_0 = \rho_0 c \quad \left[\frac{\text{Pa} \cdot \text{s}}{\text{m}} \right] \quad (2.2)$$

Sendo assim, para uma onda plana progressiva incidindo obliquamente, com um ângulo Θ_i , em uma superfície plana entre dois fluidos com impedâncias características diferentes, tal como ilustra a Fig. 2.2, o coeficiente de reflexão (R) é fornecido pela relação expressa na Eq. (2.3).

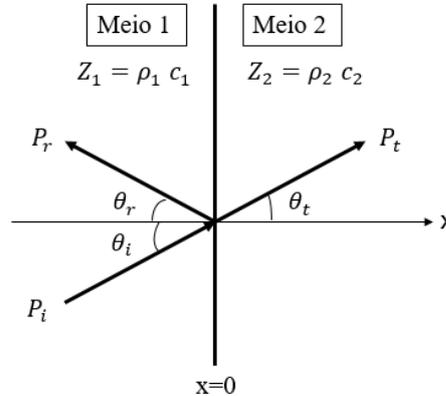


Figura 2.2 - Reflexão e transmissão de uma onda plana incidindo obliquamente em uma superfície entre dois fluidos com impedâncias características diferentes. Fonte: Elaborada pela autora.

$$R = \frac{\frac{Z_2}{Z_1} \frac{\cos \theta_t}{\cos \theta_i}}{\frac{Z_2}{Z_1} \frac{\cos \theta_t}{\cos \theta_i} + 1} \quad (2.3)$$

Desta forma, por meio de uma análise da Eq. (2.3), percebe-se claramente que a reflexão sonora pode ser modificada por meio do controle de impedância do meio. Furtoss; Thenail; Galland (1997) realizaram o controle da impedância acústica de um alto-falante em uma câmara anecóica e o comportamento do sistema foi avaliado para ondas com incidência normal e oblíqua, abaixo de 500 Hz.

Para controlar a impedância da superfície foi proposto um sistema com um acelerômetro, fixado na membrana do alto-falante, e um microfone, colocado próximo a mesma, conforme ilustra a Fig. 2.3. Os sinais produzidos pelos sensores são então processados simultaneamente e utilizados para calcular o erro do sistema em cada tempo de amostragem, conforme Eq. (2.4). Nota-se que a impedância da superfície (Z) assume um valor real que não depende da frequência e é determinada pelo usuário do controlador antes do início do procedimento de controle.

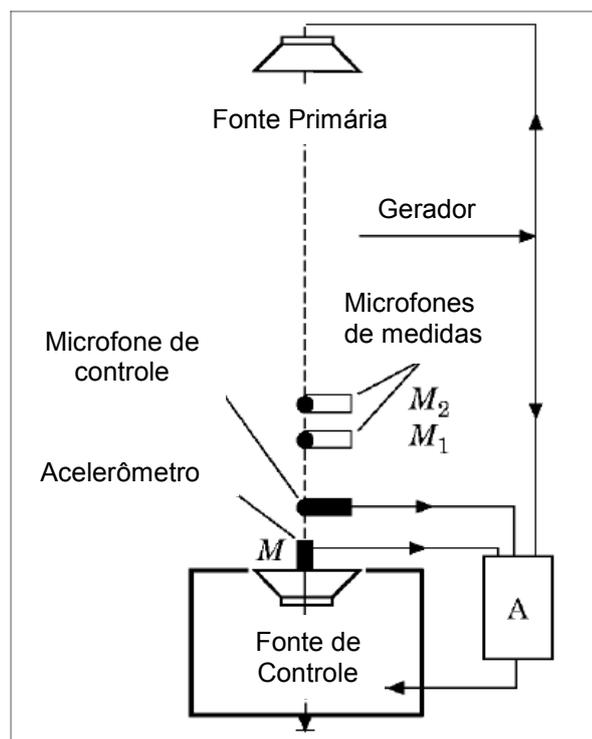


Figura 2.3 - Controle direto da impedância utilizando uma membrana de alto falante plana, onde A representa o controlador. Fonte: Adaptada de Furtoss; Thenail; Galland (1997).

$$\varepsilon = P - Zv \quad [Pa] \quad (2.4)$$

Uma vez realizado tal procedimento, um sistema *feedforward* com estruturas do tipo FXLMS e mecanismos de adaptação LMS é utilizado para minimizar o erro do sistema por meio do ajuste

dos coeficientes do filtro. Os coeficientes de absorção resultantes do controle da impedância, para uma perturbação sonora primária aleatória do tipo banda larga com incidência normal e com incidência oblíqua, com ângulo de 30 graus, são apresentados nas Fig. 2.4 e Fig. 2.5.

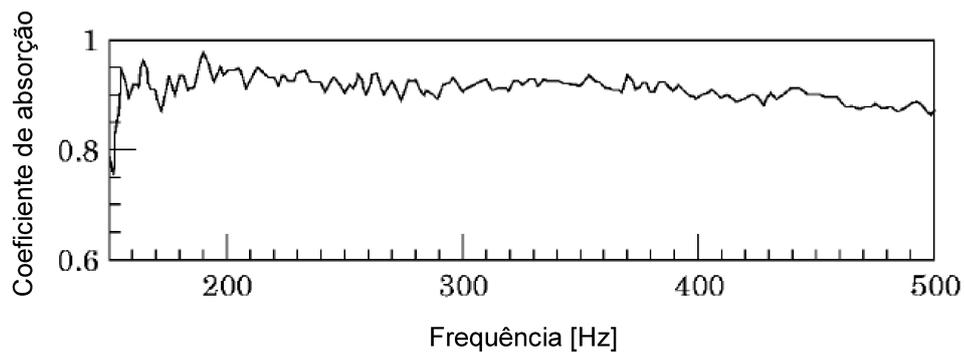


Figura 2.4 - Variação do coeficiente de absorção da superfície controlada sob incidência normal ($\Theta_i = 0^\circ$). Fonte: Adaptada de Furtoss; Thenail; Galland (1996).

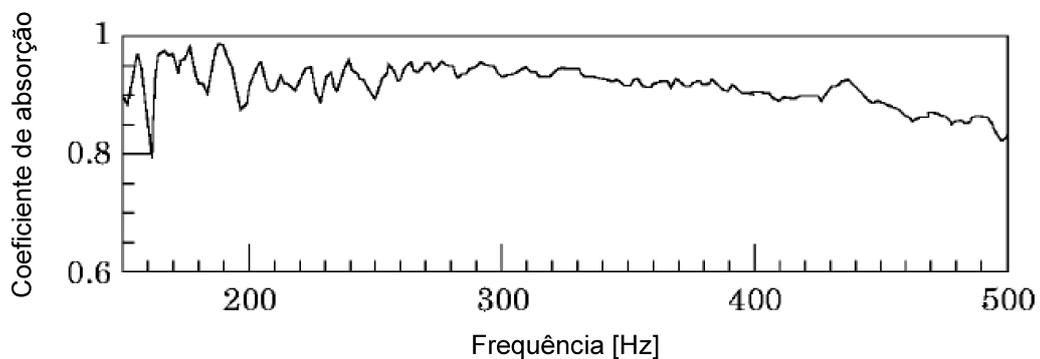


Figura 2.5 - Variação do coeficiente de absorção da superfície controlada com $\Theta_i = 30^\circ$. Fonte: Adaptada de Furtoss; Thenail; Galland (1996).

Mehta et al. (1998) propõe células de AAT (*Active Acoustic Treatment*) alinhadas na face superior de um duto retangular para atenuar modos acústicos planos e de alta ordem utilizando um sistema de controle *feedback* para controlar a impedância acústica da célula, tendo como objetivo principal obter um absorvedor sonoro perfeito. Cada célula AAT é composta por um microfone, um alto-falante e uma folha absorvedora, conforme ilustra Fig. 2.6.

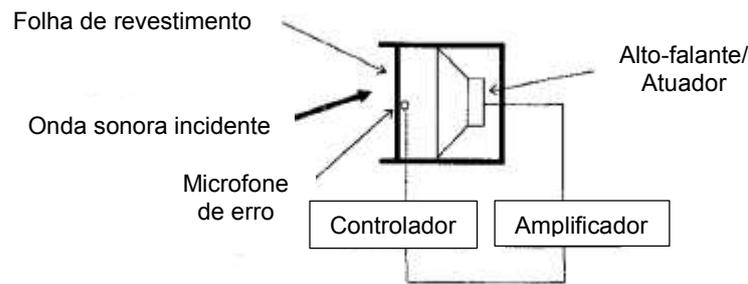


Figura 2.6 - Célula AAT. Fonte: Adaptada de Mehta et al. (1998).

Laccour; Galland; Thenail (2000) analisaram experimentalmente a eficiência do método de controle de impedância de superfície proposto por Furtoss; Thenail; Galland (1997) em silenciar dois compartimentos empregando um sistema de controle ativo *feedback* associado com técnicas passivas de atenuação sonora.

Primeiramente, foram realizados testes com uma cavidade unidimensional e, posteriormente, com uma cavidade tridimensional retangular, fechada por uma placa elástica simplesmente apoiada, sendo a fonte de ruído, uma carga externa aplicada em um ponto da placa por meio de um excitador eletrodinâmico. O sistema de controle utilizado nos ensaios, provocou uma redução sonora global nos dois casos analisados, apresentando um comportamento promissor no tratamento de excitações aleatórias do tipo banda larga.

Santana (2002), propôs a redução da transmissão sonora por meio do controle da vibração de uma placa fina retangular instrumentada com pastilhas piezoelétricas, visando minimizar a potência sonora radiada pela placa. Um sistema de controle *feedforward* não adaptativo foi avaliado numericamente, apresentando atenuações significativas da potência sonora total radiada em campo distante.

Outra proposta para o controle acústico ativo da absorção sonora, realizada por Zhu; Rajamani; Stelson, (2003), consiste no desenvolvimento de painéis finos, construídos utilizando cartolina e atuadores pequenos de terras-raras, controlados eletronicamente por um sistema baseado no uso de um algoritmo para separação de ondas. O algoritmo separa a onda incidente da onda refletida visando por meio de um sistema de controle do tipo *feedforward* controlar a pressão sonora refletida de forma a obter um coeficiente de reflexão desejado que pode ser tanto um absorvedor quanto um refletor perfeito.

Zhu; Rajamani; Stelson, (2003) propuseram dois métodos para separação da onda incidente da onda refletida, que são: método da integral e método do *delay*. No método da integral, o sistema experimental utiliza dois microfones localizados a pouco centímetros de distância em frente ao atuador de controle (painel), conforme ilustra a Fig. 2.7.

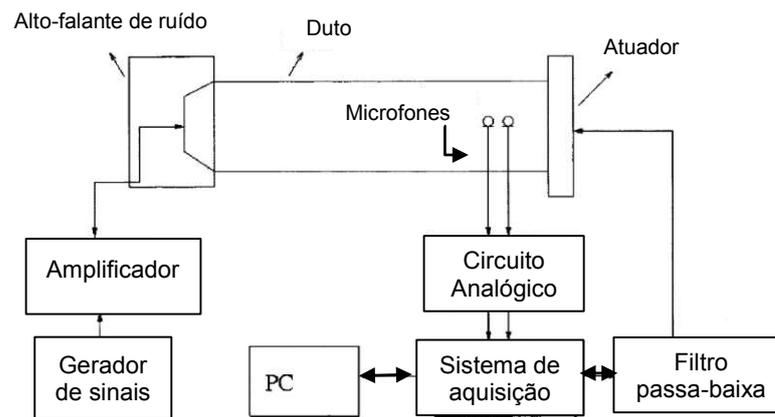


Figura 2.7 - Montagem experimental para controle do coeficiente de reflexão. Fonte: Adaptada de Zhu; Rajamani; Stelson (2003).

Considera-se que as ondas sonoras incidem normalmente no painel, e que a pressão acústica captada pelos microfones sejam p_1 e p_2 , respectivamente, e que a distância (d) entre eles é relativamente pequena quando comparada com o menor comprimento de onda presente no som. Sendo assim, a pressão em um ponto médio, pode ser expressa conforme Eq. (2.5).

$$p = \frac{p_1 + p_2}{2} \quad [Pa] \quad (2.5)$$

Sabe-se que a equação da onda plana pode ser escrita matematicamente conforme Eq. (2.6), onde $p=p(x,t)$ e $u=u(x,t)$.

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (2.6)$$

Desde que a distância (d) entre os dois microfones seja pequena, a derivada espacial pode ser aproximada pela Eq. (2.7).

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{p_2 - p_1}{d} \quad (2.7)$$

Substituindo a Eq. (2.7) na Eq. (2.6) a velocidade da partícula é calculada pela Eq. (2.8).

$$u(t) = \frac{1}{\rho d} \int_0^t (p_1 - p_2) dx \quad (2.8)$$

Considerando que a onda incidente pode ser expressa conforme Eq. (2.9) (BERANEK, 1954 apud ZHU; RAJAMANI; STELSON, 2002), onde ω_n representa a frequência angular em rad/s, k_n o número de ondas e $k_n = \omega_n/c$.

$$p_i(x,t) = \sum_n A_n e^{j(\omega_n t - k_n x)} \quad [Pa] \quad (2.9)$$

Finalmente, substituindo a Eq. (2.9) na Eq. (2.8), a velocidade da partícula da onda incidente é dada pela Eq. (2.10).

$$u_i = \frac{1}{\rho_0 c} p_i \quad (2.10)$$

De maneira similar, a velocidade da partícula da onda refletida é apresentada pela Eq. (2.11).

$$u_r = \frac{1}{\rho_0 c} p_r \quad (2.11)$$

Assim, a velocidade da partícula em um ponto intermediário aos dois microfones, pode ser expressa conforme a Eq. (2.12).

$$u = \frac{1}{\rho_0 c} (p_i + p_r) \quad (2.12)$$

Sendo a pressão associada em um ponto intermediário fornecida pela Eq. (2.13).

$$p = p_i + p_r \quad (2.13)$$

A onda incidente, Eq. (2.14), e refletida, Eq. (2.15), pode então finalmente ser calculada por meio da combinação das Eq. (2.12) e Eq.(2.13).

$$p_i = \frac{1}{2}(p + \rho_0 cu) \quad (2.14)$$

$$p_r = \frac{1}{2}(p - \rho_0 cu) \quad (2.15)$$

O outro método proposto por Zhu; Rajamani; Stelson, (2003), para separar a onda incidente da refletida, é denominado método do *delay* e está ilustrado na Fig. 2.8.

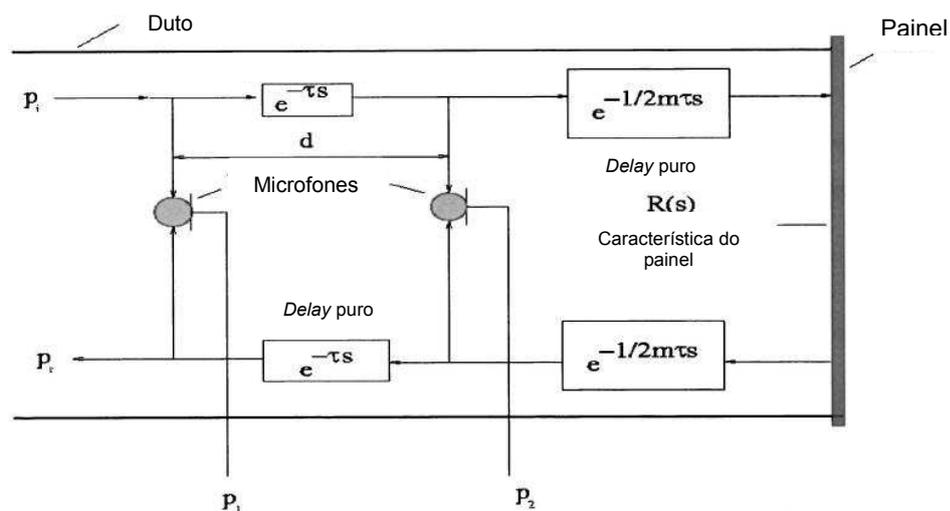


Figura 2.8 – Método do *delay* para separação de ondas. Fonte: Adaptada de Zhu; Rajamani; Stelson (2003).

Tal como mostra a Fig. 2.8, os sinais p_1 e p_2 , provenientes dos microfones podem ser separados em uma onda refletida e uma onda incidente por meio de *delays*. Para uma onda plana, a diferença entre p_{1_i} e p_{2_r} , tal como a diferença entre p_{2_r} e a p_{1_i} , é um *delay* puro. Já a diferença entre a p_{2_i} e p_{2_r} , é um outro delay, multiplicado por uma função de transferência $R(s)$, dada pela Eq. (2.16), onde P_{rdes} , consiste na pressão refletida desejada, determinada pelo usuário do controlador.

$$R(s) = \frac{P_{rdes}(s)}{P_i(s)} \quad (2.16)$$

Se o *delay* entre os dois microfones é τ , então $m=2l/d$, onde l corresponde a distância entre o segundo microfone e o atuador de controle e d a distância entre os dois microfones. Considerando tais relações, tem-se:

$$\frac{P_1(s)}{P_i(s)} = 1 + R(s)e^{-(m+2)\tau s} \quad (2.17)$$

$$\frac{P_2(s)}{P_i(s)} = e^{-\tau s} + R(s)e^{-(m+1)\tau s} \quad (2.18)$$

$$x(t) = p_2(t) - p_1(t - \tau) \quad (2.19)$$

$$y(t) = p_1(t) - p_2(t - \tau) \quad (2.20)$$

$$\frac{X(s)}{P_i(s)} = R(s)e^{-(m+1)\tau s} (1 - e^{-2\tau s}) \quad (2.21)$$

$$\frac{Y(s)}{P_i(s)} = (1 - e^{-2\tau s}) \quad (2.22)$$

Combinando as Eq. (2.21) e Eq. (2.22), finalmente tem-se

$$\frac{X(s)}{Y(s)} = R(s)e^{-(m+1)\tau s} \quad (2.23)$$

Sendo assim, por meio de uma análise da Eq. (2.23), percebe-se que no método de separação de ondas por *delay*, apenas o *delay* entre os sinais p_1 e p_2 são utilizados. Nota-se também que, no método do *delay* para obtenção do coeficiente de absorção/reflexão desejado, controla-se a entrada (x) ao invés da pressão sonora refletida (p_r). Os resultados obtidos em função do tempo para um absorvedor perfeito via método da integração e do *delay*, são mostrados nas Fig. 2.9 e Fig. 2.10, respectivamente.

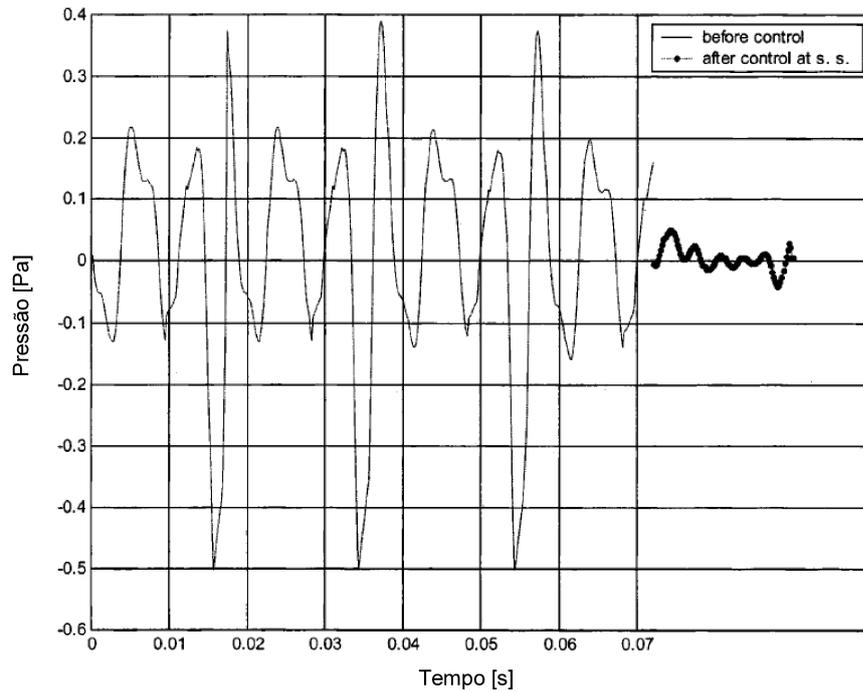


Figura 2.9 – Controle de reflexão para um absorvedor perfeito via método da integração, com ruído primário multi tonal com componentes de frequência em 150, 200, 250 e 300 Hz. Fonte: Apatada de Zhu; Rajamani; Stelson (2003).

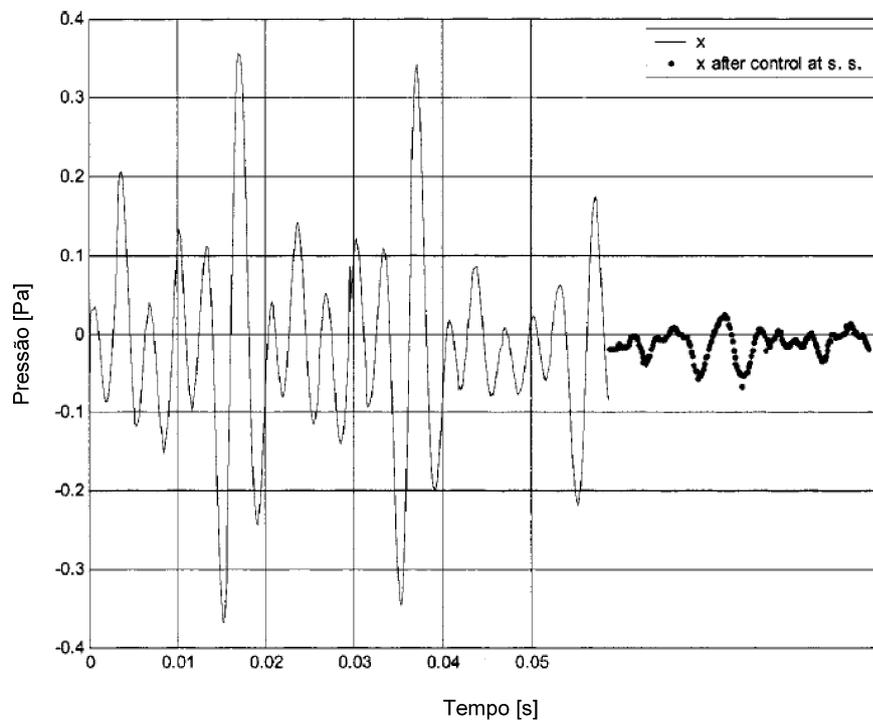


Figura 2.10 - Controle de reflexão para um absorvedor perfeito via método *delay*, com ruído primário multi tonal com componentes de frequência em 150, 200, 250 e 300 Hz. Fonte: Adaptada de Zhu; Rajamani; Stelson (2003).

Souto (2008) propõe, por meio de um estudo experimental, a construção de paredes ativas, que são estruturas do tipo placa instrumentada com atuadores piezoelétricos, para atenuar a transmissão sonora, e conseqüentemente o ruído em determinados ambientes, por meio do controle da vibração mecânica de tais estruturas. Nos ensaios realizados por Souto (2008) foram considerados dois tipos de estruturas, uma composta por uma única placa e a outra por duas placas paralelas, excitadas em frequências próximas a 50 Hz, que corresponde ao primeiro modo de vibrar das placas utilizadas como atuadores de controle. Os resultados obtidos, utilizando um controlador do tipo *feedforward*, mostram uma atenuação da pressão sonora em torno de 11,0 dB, para uma única placa, e de aproximadamente 6,4 dB, na estrutura de placas duplas.

Lissek; Boulandet; Maugard, (2011) apresentaram um modelo no domínio do tempo, desenvolvido via MEF, para controlar a impedância acústica do diafragma de um alto-falante utilizando um controlador PID, objetivando o projeto de um absorvedor eletroacústico usando um alto-falante convencional. No que concerne as técnicas de controle aplicada, para obtenção de um absorvedor sonoro perfeito, os autores partiram do princípio que a condição para que um alto-falante localizado na terminação de um duto apresente coeficiente de absorção máximo é expressa pela adaptação da impedância acústica do diafragma com a impedância característica do meio. Para alcançar esta condição utilizou-se abordagem de engenharia de controle para formular o sinal de erro (ε), conforme Eq. (2.24), que deverá ser minimizado pelo controlador PID. Os resultados obtidos no modelo numérico desenvolvido foram comparados com resultados experimentais, e mostraram a eficiência do modelo apresentado como ferramenta para concepção de um absorvedor eletroacústico a partir de um alto-falante convencional.

$$\frac{p(t)}{\rho c} - v(t) = \varepsilon(t) \quad (2.24)$$

Ho e Berkhoff (2013) utilizaram o método da integral para separação de ondas proposto anteriormente por Zhu; Rajamani; Stelson (2003) para minimizar a pressão refletida em um duto, utilizando um sistema de controle adaptativo *feedforward* RMFe (*Regularized Modified Filtered-error*) com um alto-falante como atuador de controle, apresentando uma redução média de 26,2 dB da pressão sonora refletida.

Li et al. (2015) apresentaram um controlador PID como proposta para suprimir a vibração estrutural, e conseqüentemente o ruído, de um sistema vibro-acústico, visando atenuar o nível de pressão sonora no interior de aeronaves. Os autores apresentam, resultados numéricos e experimentais que mostram a capacidade do sistema de controle PID de malha fechada, sintonizado através de um método iterativo, de reduzir a pressão sonora em 11 dB a 110 Hz. Comprovando assim, a potencialidade do sistema de eliminar efetivamente o ruído no interior de

uma cavidade por meio do controle da vibração estrutural, usando como entrada do controlador um sinal de pressão sonora ou de deslocamento estrutural.

Conclui-se assim, por meio da revisão bibliográfica realizada, a viabilidade da aplicação de técnicas de controle ativo para implementação de um absorvedor acústico ativo, seja por meio do emprego de técnicas CAR ou ASAC. E, para que tal objetivo seja alcançado, no próximo capítulo são apresentados os conceitos teóricos necessários para subsidiar a modelagem numérica e os procedimentos experimentais, realizados neste trabalho.

CAPÍTULO III

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo são apresentados os conceitos necessários para implementação de técnicas de controle ativo da transmissão sonora utilizando materiais piezoelétricos. Serão abordados os conceitos básicos de reflexão e transmissão sonora, efeito piezoelétrico e sistemas de controle ativo de ruído.

3.1. Reflexão e Transmissão sonora

Sabe-se que, quando uma onda acústica se propagando em um meio fluido, incide em um segundo meio, ondas de reflexão e transmissão são geradas, conforme ilustra a Fig. 3.1. As proporções entre as intensidades e as amplitudes das pressões das ondas transmitidas e refletidas dependem das impedâncias características dos meios (Z_0), da velocidade de propagação do som nos dois meios (c), e do ângulo de incidência (θ_i) que a onda faz com a interface. (KINSLER et al., 1999)

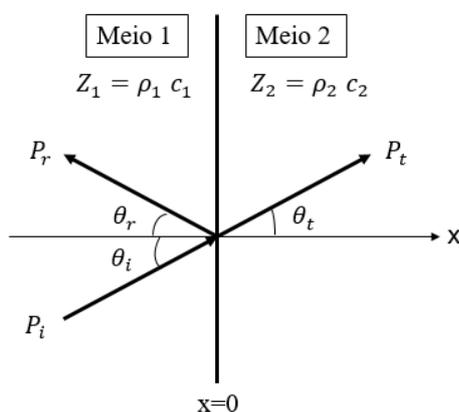


Figura 3.1 – Reflexão e transmissão de uma onda plana incidindo obliquamente em um meio com impedância característica diferente do meio de propagação. Fonte: Elaborada pela autora.

Desta forma, considerando uma onda se propagando em um fluido com impedância característica (Z_1) (por questões de simplificar a notação o subscrito 0 será suprimido), conforme Eq. (3.1), incidindo em um segundo meio com impedância característica, (Z_2), Eq. (3.2), os coeficientes de transmissão e reflexão podem ser definidos conforme as Eq. (3.3) e Eq. (3.4), respectivamente.

$$Z_1 = \rho_1 c_1 \quad (3.1)$$

$$Z_2 = \rho_2 c_2 \quad (3.2)$$

$$T = \frac{P_t}{P_i} \quad (3.3)$$

$$R = \frac{P_r}{P_i} \quad (3.4)$$

Sendo, P_i , P_r e P_t as amplitudes complexas das pressões incidente, refletida e transmitida, ρ a densidade do fluido e c a velocidade de propagação do som no meio, nos quais o subíndices 1 e 2 representamos meios um e dois, respectivamente.

Considerando que a intensidade sonora de uma onda plana progressiva harmônica é $P^2 / 2Z_0$, os coeficientes de transmissão e reflexão podem ainda ser definidos, em termos reais, conforme as Eq. (3.5) e Eq. (3.6)

$$T_I = \frac{I_t}{I_i} = \left(\frac{r_1}{r_2} \right) |T|^2 \quad (3.5)$$

$$R_I = \frac{I_r}{I_i} = |R|^2 \quad (3.6)$$

A seguir é apresentado o modelo de transmissão sonora através de dois meios, de uma onda plana com incidência normal, que consiste no modelo mais simplificado para representação dos conceitos básicos de tal fenômeno, amplamente utilizados na prática de controle de ruído (GERGES, 2000).

3.1.1. Transmissão Sonora Através de Dois Meios: Incidência Normal

Conforme ilustra a Fig. 3.2, quando uma onda plana progressiva se propagando em um determinado meio fluido, aqui denominado de meio 1, incide normalmente em uma superfície de um segundo meio, meio 2, ondas refletidas e transmitidas são geradas. Tais ondas, podem ser expressas matematicamente através das Eq. (3.7), Eq. (3.8) e Eq. (3.9).

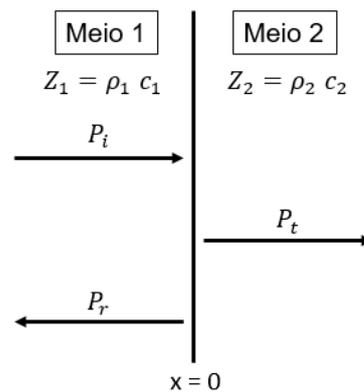


Figura 3.2 - Reflexão e transmissão de uma onda plana com incidência normal. Fonte: Elaborada pela autora.

$$p_i = P_i e^{j(\omega t - k_1 x)} \quad (3.7)$$

$$p_r = P_r e^{j(\omega t - k_1 x)} \quad (3.8)$$

$$p_t = P_t e^{j(\omega t - k_2 x)} \quad (3.9)$$

Nota-se que todas as ondas possuem a mesma frequência, no entanto como existe diferença de velocidade de propagação do som nos dois meios (c) o número de ondas do primeiro meio é igual a $k_1 = \omega/c_1$ e do meio segundo meio é $k_2 = \omega/c_2$.

Neste sistema, existe duas condições de continuidade que devem ser satisfeitas para todos os instantes de tempo, em todos os pontos do contorno, que são:

- Continuidade da pressão: As pressões acústicas deverão ser iguais nos dois lados da superfície de separação dos dois meios, garantindo, assim, que não existe nenhuma força resultante sobre o plano separando os fluidos.

- b) Continuidade da componente normal da velocidade: A componente normal da velocidade da partícula deverá ser igual nos dois lados da superfície de separação dos dois meios exigindo, assim, que os fluidos permaneçam em contato.

Aplicando as condições de contorno, para a pressão e a componente normal da velocidade, tem-se que em $x=0$:

$$p_i + p_r = p_t \quad (3.10)$$

$$u_i + u_r = u_t \quad (3.11)$$

Dividindo a Eq.(3.10) pela Eq. (3.11),

$$\frac{p_i + p_r}{u_i + u_r} = \frac{p_t}{u_t} \quad (3.12)$$

A Eq. (3.12) representa uma declaração da continuidade da impedância acústica específica normal ao longo do contorno. Considerando apenas a propagação sonora de ondas planas, sabe-se que $p/u = \pm Z$, cujo sinal depende da direção de propagação, desta forma a Eq. (3.12) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$Z_1 \frac{p_i + p_r}{p_i - p_r} = Z_2 \quad (3.13)$$

Que conduz diretamente ao coeficiente de reflexão:

$$R = \frac{Z_2 - Z_1}{Z_2 + Z_1} = \frac{\frac{Z_2}{Z_1} - 1}{\frac{Z_2}{Z_1} + 1} \quad (3.14)$$

Uma vez que a Eq. (3.10) equivale a $1 + R = T$, o coeficiente de transmissão é dado por:

$$T = \frac{2Z_2}{Z_2 + Z_1} = \frac{2Z_2/Z_1}{Z_2/Z_1 + 1} \quad (3.15)$$

Os coeficientes, de reflexão e transmissão, podem ainda ser definidos pela relação de intensidades, apresentadas nas Eq. (3.5) e Eq. (3.6), conforme Eq. (3.16) e Eq. (3.17).

$$R_I = \left(\frac{Z_2 - Z_1}{Z_2 + Z_1} \right)^2 = \left(\frac{Z_2/Z_1 - 1}{Z_2/Z_1 + 1} \right)^2 \quad (3.16)$$

$$T_I = \frac{4Z_2Z_1}{(Z_2 + Z_1)^2} = \frac{4Z_2/Z_1}{\left(Z_2/Z_1 + 1 \right)^2} \quad (3.17)$$

Por meio de uma análise da Eq. (3.14), percebe-se que o coeficiente de reflexão será sempre um número real e positivo quando a impedância característica do meio um for menor que a do meio dois, ($Z_1 < Z_2$), e negativo quando a impedância característica do primeiro meio for maior que a do segundo, ($Z_1 > Z_2$). Portanto, para estas condições, no limite de separação dos dois meios a onda refletida estará sempre em fase, ou defasada de 180 graus, da onda incidente.

Já o coeficiente de transmissão, expresso na Eq. (3.15), é sempre real e positivo, independentemente das magnitudes de Z_1 e Z_2 , estando, portanto, sempre em fase com a onda incidente.

Observa-se ainda que quando a onda sonora se propagando em um determinado meio incide normalmente sobre uma superfície rígida, para qual $Z_1/Z_2 \rightarrow 0$, a onda sonora é refletida sem redução da amplitude e sem mudança de fase, resultando em uma onda estacionária estável com amplitude de pressão na superfície duas vezes maior a da onda incidente e velocidade normal da partícula nula na condição de contorno. Enquanto que para $Z_1/Z_2 \rightarrow \infty$ a onda sonora é refletida com mesma amplitude, no entanto defasada da onda incidente, originando uma onda estacionária estável com pressão nula na superfície.

3.1.2. Transmissão Sonora Através de Dois Meios: Incidência Oblíqua

Considerando um limite em $x=0$, separando dois meios fluidos e admitindo-se que as ondas incidente, refletida e transmitida fazem, respectivamente, os ângulos Θ_i , Θ_r e Θ_t com o eixo x , tal

como ilustra a Fig. 3.3, as equações das ondas, para vetores de propagação situados no plano xy , podem ser escritas conforme as Eq.(3.18), Eq. (3.19) e Eq. (3.20).

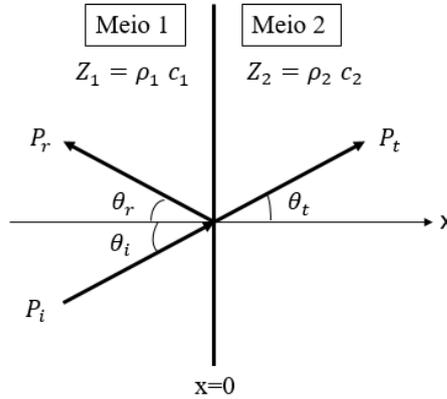


Figura 3.3 - Reflexão e transmissão de uma onda plana incidindo obliquamente em um limite plano entre dois fluidos com impedâncias características diferentes. Fonte: Elaborada pela autora.

$$p_i = P_i e^{j(\omega t - k_1 x \cos \theta_i - k_1 y \text{seno} \theta_i)} \quad (3.18)$$

$$p_r = P_r e^{j(\omega t + k_1 x \cos \theta_r - k_1 y \text{seno} \theta_r)} \quad (3.19)$$

$$p_t = P_t e^{j(\omega t - k_2 x \cos \theta_t - k_2 y \text{seno} \theta_t)} \quad (3.20)$$

Aplicando a condição de continuidade da pressão em $x=0$, tem-se:

$$P_i e^{-jk_1 y \text{seno} \theta_i} + P_r e^{-jk_1 y \text{seno} \theta_r} = P_t e^{-jk_2 y \text{seno} \theta_t} \quad (3.21)$$

Uma vez que a Eq. (3.21) deve ser verdadeira para todo y , os expoentes devem ser todos iguais, o que implica:

$$\text{seno} \theta_i = \text{seno} \theta_r \quad (3.22)$$

E portanto, o ângulo de incidência é igual ao ângulo de reflexão, e pela lei de Snell:

$$\frac{\text{seno}\theta_i}{c_1} = \frac{\text{seno}\theta_t}{c_2} \quad (3.23)$$

Desde que os expoentes da Eq. (3.21) sejam iguais, a equação pode ser reduzida a:

$$1 + R = T \quad (3.24)$$

Aplicando a segunda condição de continuidade ao sistema, de acordo com a qual a componente normal de velocidade da partícula deve ser igual nos dois lados da superfície:

$$u_i \cos \theta_i + u_r \cos \theta_r = u_t \cos \theta_t \quad (3.25)$$

Sendo $u = \pm p/Z$ e $\theta_i = \theta_r$, tem-se:

$$1 - R = \frac{Z_1 \cos \theta_t}{Z_2 \cos \theta_i} T \quad (3.26)$$

Finalmente, a partir das Eq. (3.24) e Eq. (3.26), o coeficiente de reflexão pode ser escrito conforme Eq. (3.27).

$$R = \frac{\frac{Z_2}{Z_1} - \frac{\cos \theta_t}{\cos \theta_i}}{\frac{Z_2}{Z_1} + \frac{\cos \theta_t}{\cos \theta_i}} = \frac{\frac{Z_2}{\cos \theta_t} - \frac{Z_1}{\cos \theta_i}}{\frac{Z_2}{\cos \theta_t} + \frac{Z_1}{\cos \theta_i}} \quad (3.27)$$

3.1.3. Reflexão na Superfície de um sólido

Para simular a característica do comportamento da superfície de um sólido, utiliza-se um parâmetro denominado de impedância acústica específica normal (Z_n), dado pela razão da pressão pela componente normal de velocidade da partícula.

$$Z_n = \frac{p}{u \cos \theta_i} \quad (3.28)$$

Uma vez que a pressão acústica nem sempre se encontra em fase com a velocidade da partícula do fluido na superfície, a impedância acústica específica normal (z_n) corresponde a uma grandeza complexa, dada por:

$$Z_n = r_n + jx_n \quad (3.29)$$

Em que r_n e x_n consiste na resistência e reatância acústica específica normal, respectivamente. A impedância acústica específica normal no limite de dois fluidos, pode ser expressa em termos das propriedades das ondas incidente e refletida conforme Eq. (3.30).

$$z_n = \frac{Z_1}{\cos \theta_i} \frac{1+R}{1-R} \quad (3.30)$$

E portanto o coeficiente de reflexão é dado por:

$$R = \frac{z_n - Z_1 / \cos \theta_i}{z_n + Z_1 / \cos \theta_i} \quad (3.31)$$

Sendo que para uma onda plana progressiva incidindo normalmente sobre a superfície $\cos \theta_i = 1$, e a Eq. (3.31) pode ser reescrita como:

$$R = \frac{(r_n - Z_1) + jx_n}{(r_n + Z_1) + jx_n} \quad (3.32)$$

Ou ainda, em termos de intensidade das ondas refletida e transmitida:

$$R_I = \frac{(r_n - Z_1)^2 + x_n^2}{(r_n + Z_1)^2 + x_n^2} \quad (3.33)$$

$$T_I = \frac{4r_n Z_1}{(r_n + Z_1)^2 + x_n^2} \quad (3.34)$$

Nos modelos apresentados até o momento foram negligenciadas todas as perdas de energia acústica. No entanto quando uma onda sonora se propagando em um determinado meio incide sobre uma superfície parte da energia acústica é absorvida por esta. Sendo que a medida da capacidade de uma superfície em absorver o som é dada pelo coeficiente de absorção sonora, que será abordado com mais detalhe na próxima seção

3.1.4. Coeficiente de Absorção Sonora

Conforme visto na seção anterior, quando o som se propagando em um determinado meio incide sobre uma superfície, parte da energia acústica incidente (W_i) é refletida (W_r) e parte é absorvida (W_a) e transmitida (W_t), conforme ilustra a Fig. 3.4. (BISTAFA, 2011)

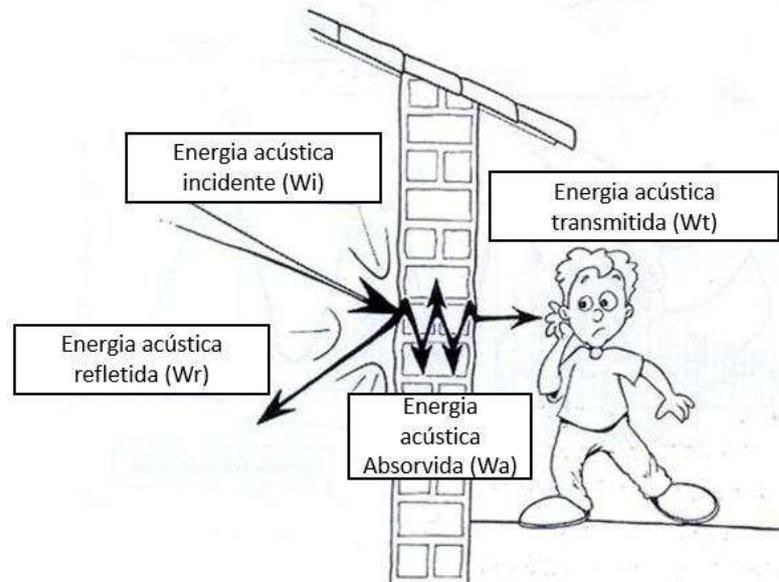


Figura 3.4 - Balanço energético do som incidindo sobre uma superfície. Fonte: Modificada de autor desconhecido.

Sendo que a razão entre a energia acústica absorvida (W_a) e a energia acústica incidente (W_i), Eq. (3.35), representa o coeficiente de absorção sonora do material sobre o qual incide o som.

$$\alpha = \frac{W_a}{W_i} = \frac{W_i - W_r}{W_i} = 1 - \frac{W_r}{W_i} \quad (3.35)$$

Por meio de uma análise da Eq. (3.35), percebe-se que α possui sempre um valor positivo que varia entre zero e um, sendo um para uma superfície totalmente absorvente e zero para uma superfície totalmente reflexiva.

A característica de absorção de um material depende principalmente da frequência, ângulo de incidência sonora, tipo de campo sonoro, densidade, espessura e estrutura interna do material (GERGES, 2000). Sendo que os materiais de alta absorção acústica são normalmente porosos e/ou fibrosos (espumas de poliuretano, lã de vidro, lã de rocha), uma vez que a estrutura dos mesmos permite a dissipação da energia acústica incidente, por reflexões múltiplas e atrito viscoso, em energia térmica.

O coeficiente de absorção sonora de um determinado material pode ser medido diretamente utilizando-se uma câmara reverberante conforme o procedimento normalizado pela ISO 354 (*Measurement of sound absorption in a reverberation room*), a partir da teoria da acústica estatística proposta por Wallace Sabine, no qual o tempo de reverberação (T_{60}), tempo necessário para que o nível de pressão sonora decaia em 60 dB após a interrupção da fonte sonora, deverá ser medido sobre duas condições distintas, com e sem a presença da amostra a ser caracterizada. (UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA, [s.d])

Ou ainda, o coeficiente de absorção pode ser calculado utilizando um tubo de impedância através de dois métodos, que são: método de relação das ondas estacionárias (ISO 10534-1 - *Determination of Sound Absorption Coefficient and Impedance in Impedance Tubes-Part 1: Method using standing wave ratio*) e método da função de transferência (ISSO 10534-2 - *Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes-Part 2: Transfer-function method*).

No primeiro método (ISO 10534-1) a amostra do material é colocada em uma das terminações do tubo de impedância, que deverá ser rígida, enquanto a outra é excitada por um alto-falante através do qual se passa uma sonda de microfone, tal como ilustra a Fig. 3.5. O alto-falante é conectado a um amplificador e a um gerador de sinais senoidais que irá produzir dentro do tubo uma onda estacionária, de frequência conhecida. Com o microfone, mede-se os valores absolutos dos máximos e mínimos de pressão, e a distância em que esses valores ocorrem e finalmente, por meio destes dados, determina-se o módulo e a fase do coeficiente de reflexão. (UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA, [s.d])

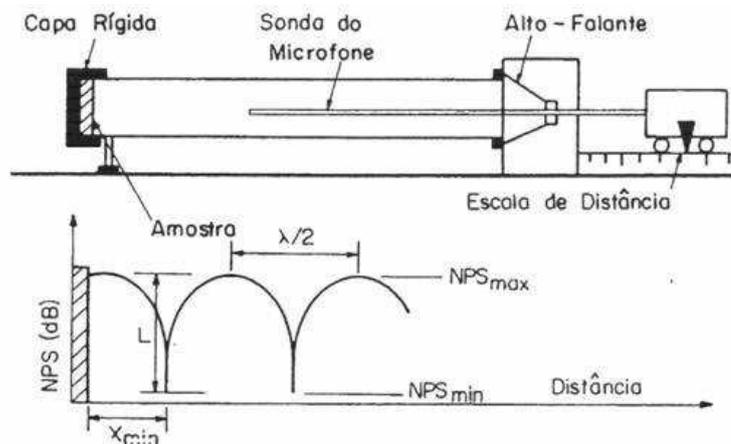


Figura 3.5 - Cálculo do coeficiente de absorção sonora segundo a norma ISO 10534-1. Fonte: Gerges (2000)

Já no segundo método proposto pela norma ISO 10534-2, para cálculo do coeficiente de absorção sonora, a amostra do material também é posicionada sob a terminação rígida do tubo, no entanto ao invés da sonda de microfone e excitação do sistema com um tom puro, são utilizados dois microfones e aplicada uma excitação do tipo ruído branco de banda larga. A Figura 3.6, ilustra o esquema de montagem do sistema para determinação do coeficiente de absorção conforme o método proposto pela norma ISO 10534-2, também conhecido como método dos dois microfones.

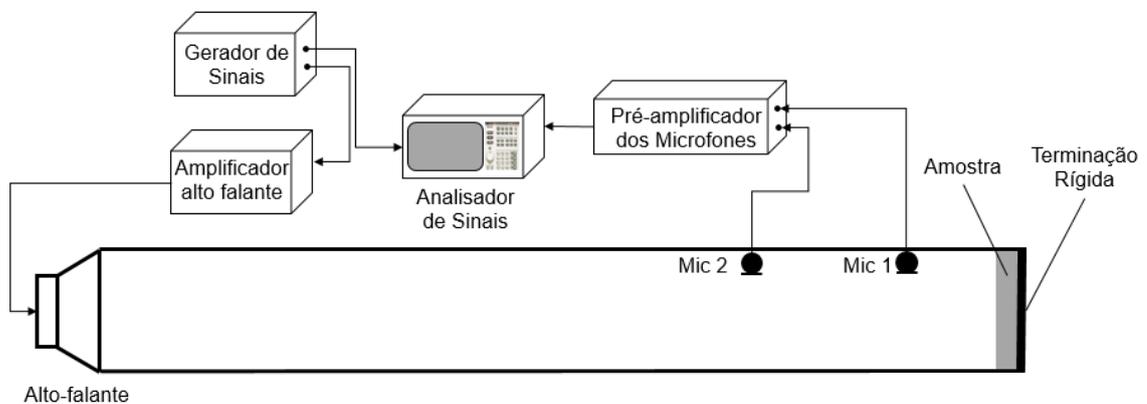


Figura 3.6 - Cálculo do coeficiente de absorção sonora segundo a norma ISO 102534-2

Para determinar o coeficiente de absorção sonora através do método dos dois microfones, faz-se a aquisição dos níveis de pressão sonora em duas posições distintas do tubo, mediante a excitação do sistema com um ruído de banda larga, e calcula-se a função de transferência entre eles, com o auxílio do analisador de sinais. De posse dos valores da função de transferência e da distância entre os dois microfones determina-se, finalmente, o coeficiente de reflexão, a impedância de superfície e o coeficiente de absorção sonora da amostra analisada.

Uma vez que para excitação do sistema com um ruído branco o processo pode ser considerado estacionário, no interior do tubo apenas se propagam ondas planas; cujas pressões incidente e refletida, são dadas pelas Eq. (3.7) e Eq. (3.8).

Supondo-se as pressões totais no interior do tubo, adquiridas pelos microfones um e dois, tem-se:

$$p_1(\omega) = e^{j\omega t} (P_i e^{-jkz_1} + P_r e^{jkz_1}) \quad (3.36)$$

$$p_2(\omega) = e^{j\omega t} (P_i e^{-jkz_2} + P_r e^{jkz_2}) \quad (3.37)$$

Onde, z_1 e z_2 corresponde a distância entre os microfones um e dois, respectivamente, e a superfície da amostra. A função de transferência entre os dois sinais, pode então ser expressa conforme a Eq. (3.38).

$$H_{12} = \frac{p_1(\omega)}{p_2(\omega)} = \left[\frac{P_i e^{-jkz_1} + P_r e^{jkz_1}}{P_i e^{-jkz_2} + P_r e^{jkz_2}} \right] \quad (3.38)$$

E o coeficiente de reflexão complexo $r(\omega)$, expresso na Eq. (3.39), é dado pela razão entre as amplitudes da pressão refletida e incidente, em que s corresponde a distância entre os dois microfones ($z_2 - z_1$). (MAFRA; SOEIRO; ALVES, 2005)

$$r(\omega) = \left(\frac{H_{12}(\omega) - e^{-jks}}{e^{jks} - H_{12}(\omega)} \right) e^{2jkz_1} \quad (3.39)$$

Sendo assim, finalmente tem-se a impedância acústica (z) e o coeficiente de reflexão (α):

$$z = \frac{(1+r)}{(1-r)} \rho c \quad (3.40)$$

$$\alpha = 1 - |r|^2 \quad (3.41)$$

É interessante notar que o método da função de transferência utilizando dois microfones, necessita da implementação de um procedimento para correção de erros sistemáticos de

diferença de amplitude e fase entre os microfones e de outros possíveis erros devido a eventuais diferença entre os dois canais de medição (MASINI; OLIVEIRA FILHO; TEODORO, 2012), e uma vez que se trata de um processo estacionário, não há necessidade do processamento simultâneo dos dois sensores e o procedimento pode ser realizado com apenas um microfone.

3.2. Materiais Piezoelétricos

Uma vez que os materiais inteligentes vêm sendo amplamente empregados nas aplicações de controle ativo de vibração e ruído nos últimos anos (MAO; PIETRZKO, 2013), na realização deste trabalho optou-se por utilizar como atuador de controle um dispositivo piezoelétrico e, portanto, neste tópico serão apresentados os conceitos básicos relacionados ao princípio de funcionamento de tais materiais.

De acordo com Faria (2006), o efeito piezoelétrico direto foi observado inicialmente em 1817 pelo mineralogista francês René Just Hauy em um cristal de turmalina tensionado. No entanto, foi apenas em 1880, que os irmãos Curie fizeram a primeira publicação acerca do efeito piezoelétrico direto e validaram posteriormente, em 1881, experimentalmente, o efeito piezoelétrico inverso, proposto com base em análises termodinâmicas por Lippmann.

Basicamente o efeito piezoelétrico direto corresponde ao surgimento de uma carga elétrica adicional proporcional a aplicação de uma força externa ao material, enquanto que o efeito piezoelétrico inverso consiste na deformação do material quando este é submetido a um campo elétrico. É interessante notar que esta deformação pode ser uma contração ou uma expansão, conforme a polaridade do campo aplicado. (ZUMBRANO; PEREIRA, 2004)

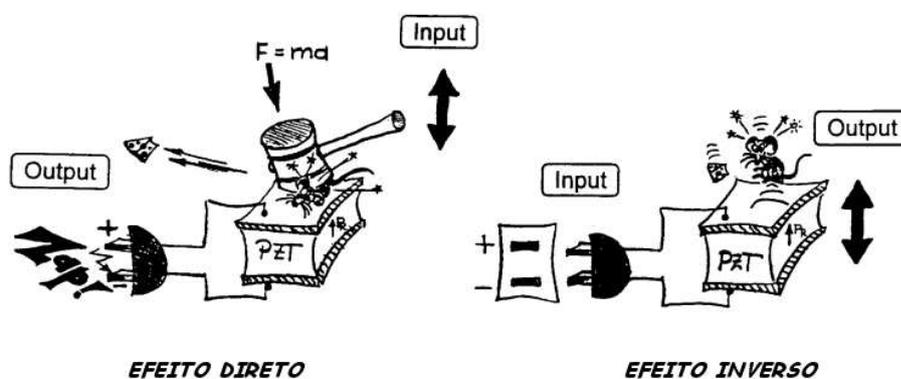


Figura 3.7 - Efeito piezoelétrico direto e inverso. Fonte: Zumbrano; Pereira (2004)

No mercado atualmente existe uma infinidade de materiais piezoelétricos, sendo os mais empregados em controle de vibração e ruído os cerâmicos e os polímeros. As piezocerâmicas

mais conhecidas são as de Titanato Zirconato de Chumbo (PZT, em inglês, *Lead Zirconate Titanate*), uma vez que são relativamente fáceis de se produzir, baratas e que podem ser encontradas com composições e geometrias variadas. Já o polímero mais conhecido é o Fluoreto de Polivinilideno (PVDF, em inglês, *polyvinylidene fluoride*) que são elementos mais flexíveis, quando comparados aos PZT's, mas que no entanto necessitam de uma alta tensão de alimentação. (MAO; PIETRZKO, 2013)

Uma aplicação acústica dos PZT's, de interesse a este trabalho, pode ser observada nos dispositivos denominados piezo *buzzer*, ilustrado na Fig. 3.8. O piezo *buzzer* consiste em uma fina camada de material piezoelétrico aderido a uma membrana metálica que quando submetido a uma tensão alternada, provoca flexões periódicas na membrana (efeito direto) fazendo com que o ar circundante se mova e produza som na mesma frequência de excitação do sistema, com intensidade acústica suficiente para muitas aplicações práticas.

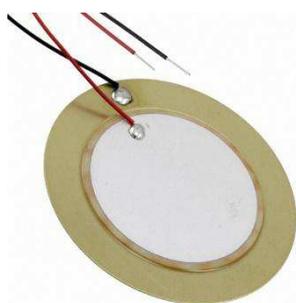


Figura 3.8 - Piezo *buzzer*. Fonte: *Datasheet* disponibilizado pelo fabricante.

A seguir, serão apresentados, os conceitos básicos de controle ativo de ruído utilizados no desenvolvimento deste trabalho.

3.3. Sistemas de Controle Ativo de Ruído

Um sistema de controle ativo de ruído é composto por três componentes principais, que são (MAO; PIETRZKO, 2013):

1. **Sensores de erro:** Dispositivos capazes de fornecer um sinal proporcional a quantidade que deverá ser minimizada;
2. **Atuadores de controle:** Dispositivos utilizado para excitar o sistema físico a fim de minimiza os sinais de erro;
3. **Sistema de controle:** Sistema eletrônico, responsável por determinar os sinais dos atuadores a partir dos sinais de erro.

Basicamente, nos sistemas de controle ativo de ruído baseados no princípio da superposição, utilizados para cancelar o som em um determinado ponto ou região de interesse, são empregados dois tipos de controladores: os controladores em malha aberta (*feedforward*) capazes de cancelar tanto ruído de banda estreita, quanto de banda larga e os controladores em malha fechada (*feedback*) mais eficientes no controle de ruídos periódicos. Nos tópicos a seguir, tais controladores, são apresentados de forma mais detalhada.

3.3.1. Controlador Ativo de Ruído em Malha Aberta – *Feedforward*

Usualmente os controladores ativos de ruído em malha aberta são compostos por dois sensores, referência e erro, um atuador e um controlador eletrônico, conforme ilustra a Fig.3.9.

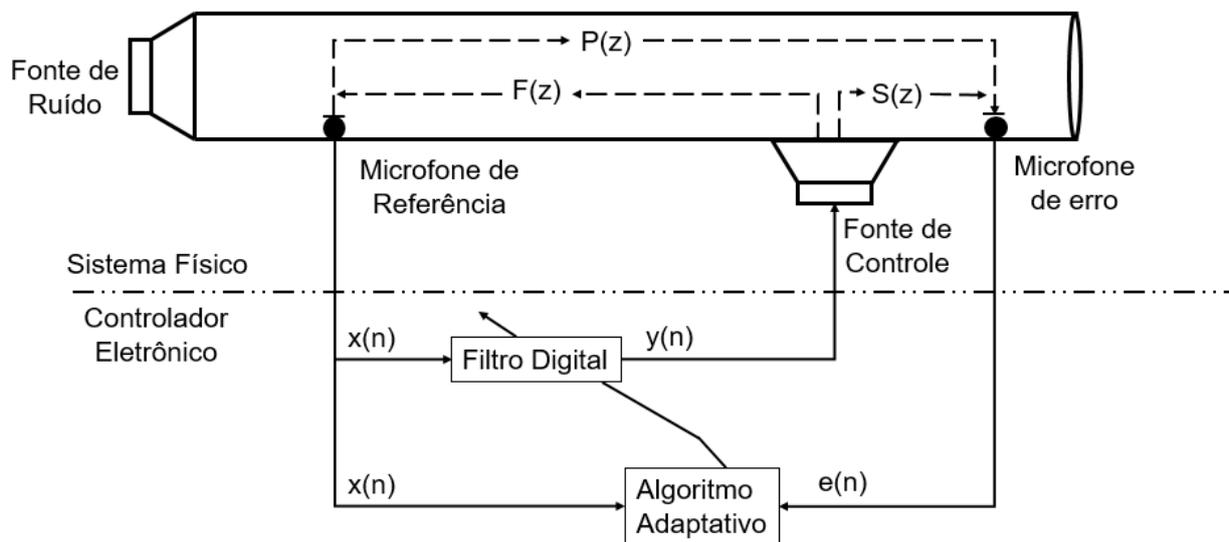


Figura 3.9 - Controlador ativo de ruído em malha aberta (*feedforward*). Fonte: Adaptada de Nuñez (2005).

Onde:

$x(n)$: Sinal de referência do controlador

$y(n)$: Sinal de saída do controlador

$e(n)$: Sinal de erro

$P(z)$: Função de transferência entre a fonte de ruído e o microfone de erro, denominada de caminho primário.

$S(z)$: Função de transferência entre a fonte de controle e a fonte de ruído, denominada caminho secundário.

$F(z)$: Função de transferência entre a fonte de controle e o microfone de referência, denominada de caminho de realimentação ou, simplesmente, *feedback*.

Por meio de uma análise da Fig. 3.9, percebe-se que no sistema de controle em malha aberta o sinal de referência é utilizado como entrada do controlador, que a partir do mesmo irá produzir um sinal de controle $y(n)$, visando cancelar o ruído observado, que será nulo quando os coeficientes do filtro digital, atualizados por um algoritmo adaptativo, convergirem para função de transferência do caminho primário, $P(z)$.

Uma das principais limitações dos sistemas de controle *feedforward*, conforme expõe Hansen et. al (2012), consiste na dependência de tais sistemas da disponibilidade de um sinal de referência, que deverá ser recebido pelo controlador dentro de um intervalo de tempo suficiente para que o sinal de controle necessário seja gerado e enviado ao atuador de controle.

É interessante notar, que no controlador *feedforward*, o sistema se encontra em malha aberta, e portanto o sinal proveniente do sensor de erro não atua diretamente no caminho de controle, sendo utilizado apenas para monitorar o desempenho e adaptar o controlador.

No entanto, apesar do sinal oriundo do sensor de erro não ser utilizado diretamente no controle, o mesmo é empregado na adaptação dos coeficientes do filtro digital, tal como ilustra a Fig. 3.9, sendo de suma importância para garantir a convergência do controlador. Desta forma, o caminho acústico entre o atuador de controle e o microfone de erro, denominado de caminho secundário $S(z)$, apresenta, de maneira indireta, influência significativa sobre a resposta do controlador e, portanto, será abordado de uma forma mais abrangente no item a seguir.

3.3.1.1. Efeitos do Caminho Secundário $S(z)$ no Controle Ativo de Ruído

Conforme mostra a Fig. 3.9, o caminho secundário $S(z)$, modelado pela função de transferência entre o sinal de saída do controlador $y(n)$ e o sinal do microfone de erro $e(n)$, é responsável por fornecer ao controlador informações importantes, para garantir a convergência do sistema, acerca do caminho acústico e dos ruídos produzidos pelos componentes eletrônicos, tais como: conversores A/D e D/A, amplificadores operacionais, alto-falantes e microfones. (NUÑEZ, 2005). A Figura 3.10 descreve o princípio básico deste sistema de controle por meio de um diagrama de blocos.

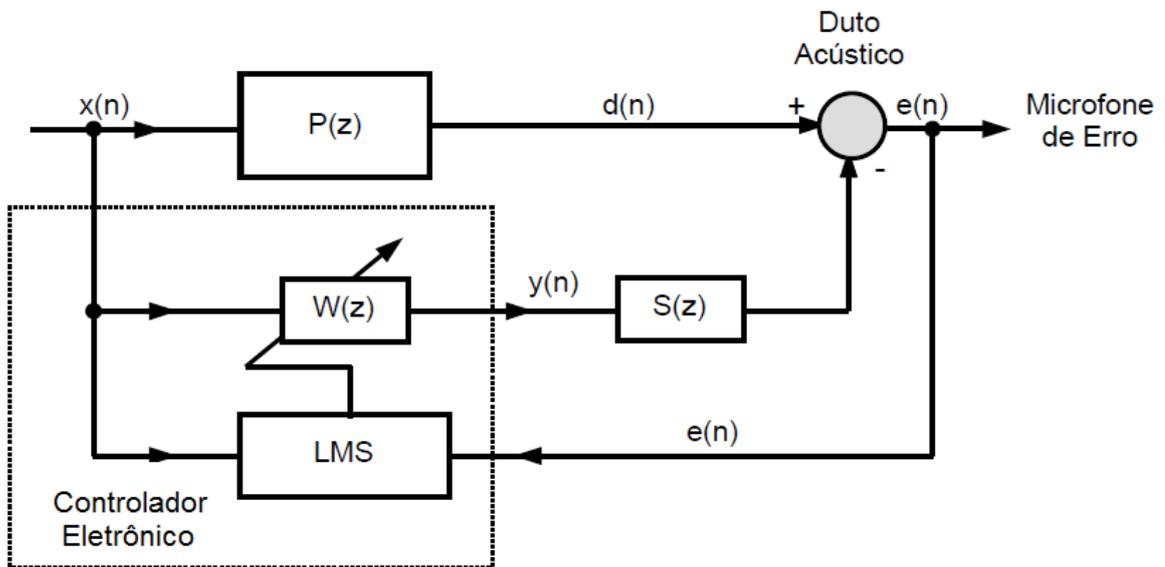


Figura 3.10 - Diagrama de blocos controlador ativo de ruído em malha aberta (*feedforward*). Fonte: Nuñez (2005).

Onde:

- $x(n)$: Sinal de referência do controlador
- $y(n)$: Sinal de saída do controlador
- $d(n)$: Sinal procedente da fonte de ruído (ruído primário)
- $e(n)$: Sinal proveniente do microfone de erro
- $W(z)$: Filtro digital adaptativo
- $P(z)$: Função de transferência entre a fonte de ruído e o microfone de erro (caminho primário)
- $S(z)$: Função de transferência entre a fonte de controle e a fonte de ruído (caminho secundário)

Sendo a transformada discreta do sinal de erro $e(n)$ dada pela Eq. (3.42), conforme Fig. 3.10.

$$E(z) = X(z) \cdot [P(z) - W(z) \cdot S(z)] \quad (3.42)$$

Considerando uma situação ideal, de cancelamento perfeito do ruído (i.e., $E(z)=0$), a Eq. 3.42 pode ser reescrita conforme Eq. 3.43.

$$W(z) = \frac{P(z)}{S(z)} \quad (3.43)$$

Ou seja, nesta configuração o filtro adaptativo abarca, simultaneamente, o modelo matemático do caminho primário $P(z)$ e o modelo inverso do caminho secundário $S(z)$. Constatase por meio de uma análise da Eq. (3.43) que a função de transferência $S(z)$ pode provocar instabilidade no controlador, contribuindo com polos no domínio z e gerando ganhos elevados para $W(z)$ em determinadas frequências. E portanto, deve ser analisada com atenção pelo projetista.

3.3.1.2. Algoritmo de Controle Filtro-X LMS (FXLMS)

Conforme apresentado no item anterior, a função de transferência $S(z)$ provoca, no algoritmo adaptativo do tipo LMS (*Least Mean Square*) utilizado para ajustar os coeficientes do filtro digital $W(z)$, instabilidade no sistema. A fim de solucionar esta questão Morgan (1980, apud NUÑEZ, 2005) sugere a inserção de um filtro inverso, $(1/S(z))$, em série com $S(z)$ ou a introdução de um filtro idêntico a $S(z)$ no caminho do sinal de referência. Esta última solução proposta ficou conhecida como algoritmo filtro-X LMS, e se encontra ilustrada na Fig. 3.11.

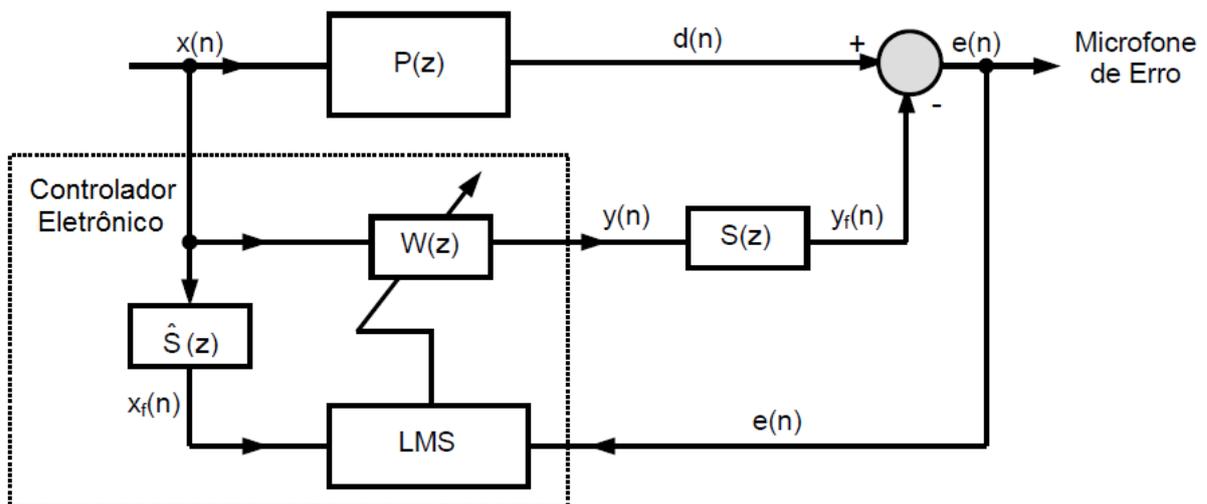


Figura 3.11 - Diagrama de blocos do algoritmo FXLMS para o controlador ativo de ruído em malha aberta (*feedforward*). Fonte: Nuñez (2005).

Onde:

- $x(n)$: Sinal de referência do controlador
- $y(n)$: Sinal de saída do controlador

- $d(n)$: Sinal procedente da fonte de ruído (ruído primário)
 $e(n)$: Sinal proveniente do microfone de erro
 $W(z)$: Filtro digital adaptativo
 $P(z)$: Função de transferência entre a fonte de ruído e o microfone de erro (caminho primário)
 $S(z)$: Função de transferência entre a fonte de controle e a fonte de ruído (caminho secundário)
 $\hat{S}(z)$: Estimativa da função de transferência entre o atuador (placa dotada de material piezoelétrico) e o microfone de erro (caminho secundário)

Desta forma, o sinal de saída do controlador $y(n)$, ilustrado na Fig. 3.11, é determinado através de um filtro do tipo Resposta ao Impulso Finito (em inglês, FIR – Finite Impulse Response), cuja configuração é apresentada na Fig. 3.12.

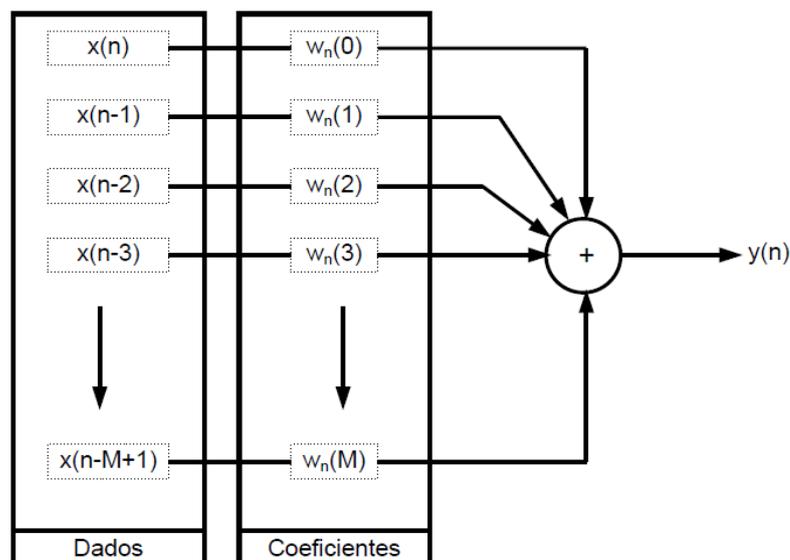


Figura 3.12 - Esquema do Filtro FIR. Fonte: Nuñez (2005).

Logo:

$$y(n) = w^T(n) \cdot x(n) = \sum_{k=0}^M w_n(k) \cdot x(n-k) \quad (3.44)$$

E portanto o erro residual $e(n)$, pode ser expresso conforme Eq. (3.45), onde $s(n)$ representa a resposta do caminho secundário $S(z)$ ao impulso, * indica a convolução linear entre

$w_n(k) = [w_n(0) \cdots w_n(M-1)]^T$, que são os coeficientes do vetor $W(z)$, e $x(n) = [x(n) \cdots x(n-M+1)]^T$ no instante n e finalmente M corresponde a ordem do filtro FIR.

$$e(n) = d(n) - s(n) * [w^T(n) \cdot x(n)] \quad (3.45)$$

A maioria dos algoritmos adaptativos fazem uso de técnicas do gradiente descendente na busca pelos coeficientes ótimos do filtro adaptativo $w(n)$ (NUÑEZ, 2005). Neste tipo de abordagem, a direção da busca pelos coeficientes ótimos do filtro é determinada pela direção oposta à do gradiente do erro, tal como ilustra a Fig. 3.13.

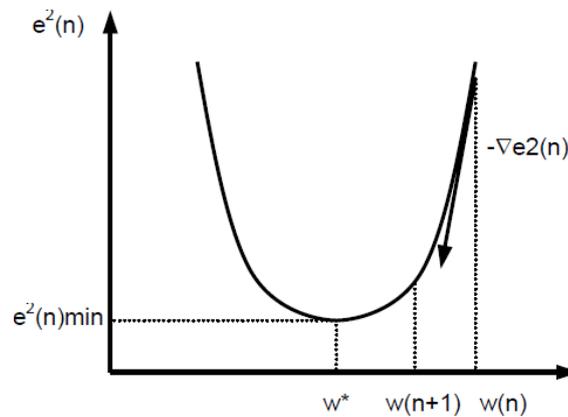


Figura 3.13 - Gráfico do gradiente descendente. Fonte: Nuñez (2005).

Assumindo uma função de custo $\xi(n) = E[e^2(n)]$, o filtro adaptativo busca minimizar o erro quadrático instantâneo, definido na Eq. (3.46).

$$\hat{\xi} = e^2(n) \quad (3.46)$$

Utilizando o algoritmo do gradiente descendente, os coeficientes do filtro são dados pela Eq.(3.47).

$$w(n+1) = w(n) - \frac{\mu(n)}{2} \nabla \hat{\xi}(n) \quad (3.47)$$

Ou seja, o coeficiente na iteração seguinte é calculado a partir dos valores da iteração atual, menos o gradiente do erro quadrático instantâneo multiplicado por uma constante $\mu(n)$ denominada passo de adaptação, que pode ser constante ou adaptativa e que influencia na estabilidade e na convergência do algoritmo.

O gradiente do erro médio quadrático instantâneo é derivado com respeito a cada um dos coeficientes $w(n)$ do filtro, assim:

$$\nabla \hat{\xi}(n) = \nabla e^2(n) = 2 \cdot e(n) \cdot [\nabla e(n)] \quad (3.48)$$

Da Eq. (3.45) tem-se:

$$\nabla e(n) = -s(n) * x(n) = -x_f(n) \quad (3.49)$$

Onde:

$$x_f(n) \stackrel{\Delta}{=} [x_f(n) x_f(n-1) \cdots x_f(n-M+1)]^T \quad (3.50)$$

O que permite escrever:

$$\nabla \hat{\xi}(n) = -2 \cdot x_f(n) \cdot e(n) \quad (3.51)$$

Finalmente, substituindo a Eq. (3.51) na Eq. (3.47) obtém-se a expressão empregada na atualização dos coeficientes segundo o algoritmo FXLMS:

$$w(n+1) = w(n) - \mu(n) \cdot x_f(n) \cdot e(n) \quad (3.52)$$

Na sequência, é apresentada uma metodologia adaptativa para calcular o coeficiente $\mu(n)$. Os valores limites para o passo de adaptação são discutidos em Widrow (1985, apud NUÑEZ, 2005), que propõe:

$$0 < \mu(n) < \frac{1}{(M+1) \cdot \sigma^2(n)} \quad (3.53)$$

Onde $\sigma^2(n)$ é a potência do sinal de entrada $x_f(n)$. Comumente utiliza-se 10% do valor máximo da potência do sinal, isto é:

$$\mu(n) = \frac{0,1}{(M+1) \cdot \sigma^2(n)} \quad (3.54)$$

De acordo com esta abordagem para o cálculo do passo de adaptação é necessário conhecer a potência do sinal de entrada. Sendo que esta potência $\sigma^2(n)$ pode ser estimada através de um algoritmo, segundo a expressão (MINGUEZ, 1998, apud, NUÑEZ, 2005):

$$\sigma^2(n) = \beta \cdot x_f^2(n) + (1 + \beta) \cdot \sigma^2(n-1) \quad (3.55)$$

O parâmetro β é função de N, que corresponde ao número de amostras de $x_f(n)$:

$$\beta = \frac{1}{N} \quad (3.56)$$

Em aplicações práticas para o CAR, $S(z)$ é desconhecida, no entanto pode ser estimada por um filtro adicional $\hat{S}(z)$. Desta forma o sinal de referência filtrado x_f é estimado no caminho secundário, conforme Eq. (3.57).

$$x_f(n) = \hat{s}(n) * x(n) \quad (3.57)$$

Em que $\hat{S}(n)$ corresponde a resposta estimada ao impulso no caminho secundário do filtro $\hat{S}(z)$. É interessante colocar que o algoritmo FXLMS é razoavelmente tolerante a erros na estimativa do caminho secundário $S(z)$, pelo filtro $\hat{S}(z)$, sendo capaz de convergir até mesmo para erros de fase de aproximadamente 90 graus entre $\hat{S}(z)$ e $S(z)$. (MORGAN, 1980 apud NUÑEZ, 2005)

Uma vez que a função de transferência $S(z)$ é desconhecida, na seção 3.3.4, é apresentada uma técnica de modelagem off-line da mesma.

3.3.2. Controlador Ativo de Ruído em Malha Fechada – *Feedback*

A Figura 3.14 representa um controlador ativo de ruído *feedback*, na sua forma mais simples. Nota-se que diferente do sistema de controle *feedforward*, que utiliza medidas preditivas (sensor de referência) da perturbação de entrada para obtenção do sinal de controle adequado que irá cancelar o som em um determinado ponto ou região de interesse, o sistema *feedback* utiliza no cálculo do controlador apenas informações provenientes do sensor de erro. Portanto, pode-se dizer que tais sistemas visam atenuar os efeitos residuais da perturbação depois da mesma já ter acontecido, apresentando melhores resultados na redução da resposta transiente enquanto os sistemas *feedforward* são melhores em reduzir a resposta de estado estacionário. (HANSEN et al., 2012)

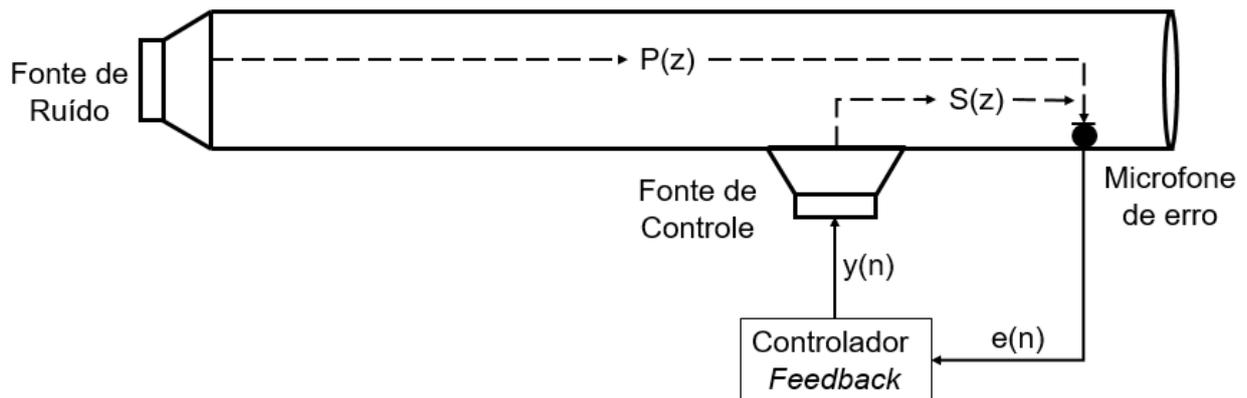


Figura 3.14 - Controlador ativo de ruído em malha fechada (*feedback*). Fonte: Adaptada de Nuñez (2005).

Na Figura 3.15 encontra-se ilustrado o diagrama de blocos de um sistema de controle *feedback* adaptativo mono canal, que mostra que a ideia de tais controladores consiste basicamente em se estimar o sinal proveniente da fonte de ruído e utilizá-lo como referência, $x(n)$, para a entrada do filtro digital adaptativo.

3.3.3. Controlador Ativo de Ruído Híbrido

Conforme visto nas seções anteriores, o sistema *feedforward* consiste em um controlador ativo de ruído em malha aberta que utiliza como entrada um sensor de referência, para adquirir o sinal primário, que deverá ser cancelado, e um sensor de erro para monitorar o desempenho do controlador. Já o sistema *feedback* é um controlador do tipo malha fechada, que utiliza apenas um sensor de erro para obter as informações necessárias para o cálculo do sinal de controle (Nuñez, 2005).

A combinação das técnicas de controle *feedforward* e *feedback* resulta em uma configuração de controle ativo de ruído híbrida, ilustrada na Fig. 3.16, que para algumas aplicações apresentam uma maior eficiência quando comparado com estas técnicas aplicadas isoladamente, uma vez que associa as vantagens dos sistemas *feedforward* e *feedback*, sendo capaz de atenuar tanto o ruído primário, que é correlacionado com o sinal de referência, quanto as componentes de ruído que não são observadas pelo sensor de referência.

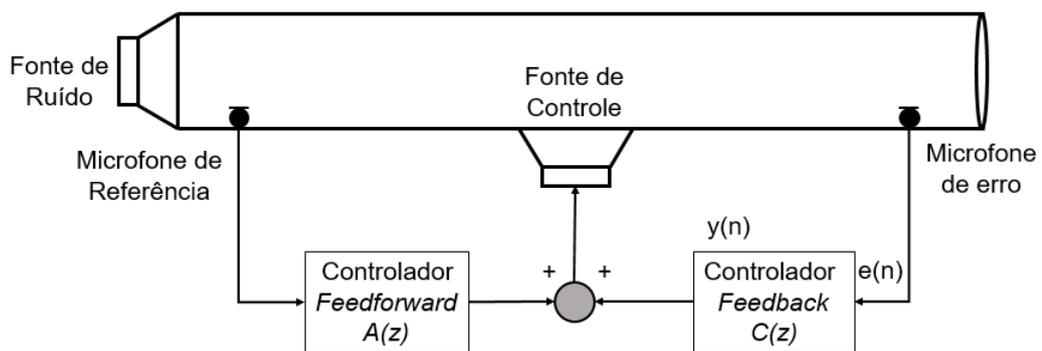


Figura 3.16 - Controlador ativo de ruído híbrido. Fonte: Adaptada de Nuñez (2005).

Na Figura 3.17, mostra-se o diagrama de blocos de um sistema de controle híbrido no qual, $y(n)$ é gerado pela soma da saída do filtro $A(z)$, do controlador *feedforward*, com o filtro $C(z)$, do controlador *feedback*. Sendo que o controlador combinado $W(z)$ possui duas entradas de referência: $x(n)$, adquirida por meio do sensor de referência, e $\hat{d}(n)$, que consiste na estimativa do sinal primário realizada através do sinal proveniente do microfone de erro. E para adaptar os coeficientes dos filtros $A(z)$ e $C(z)$, utiliza-se as versões filtradas dos sinais $x_f(n)$ e $\hat{d}_f(n)$, respectivamente.

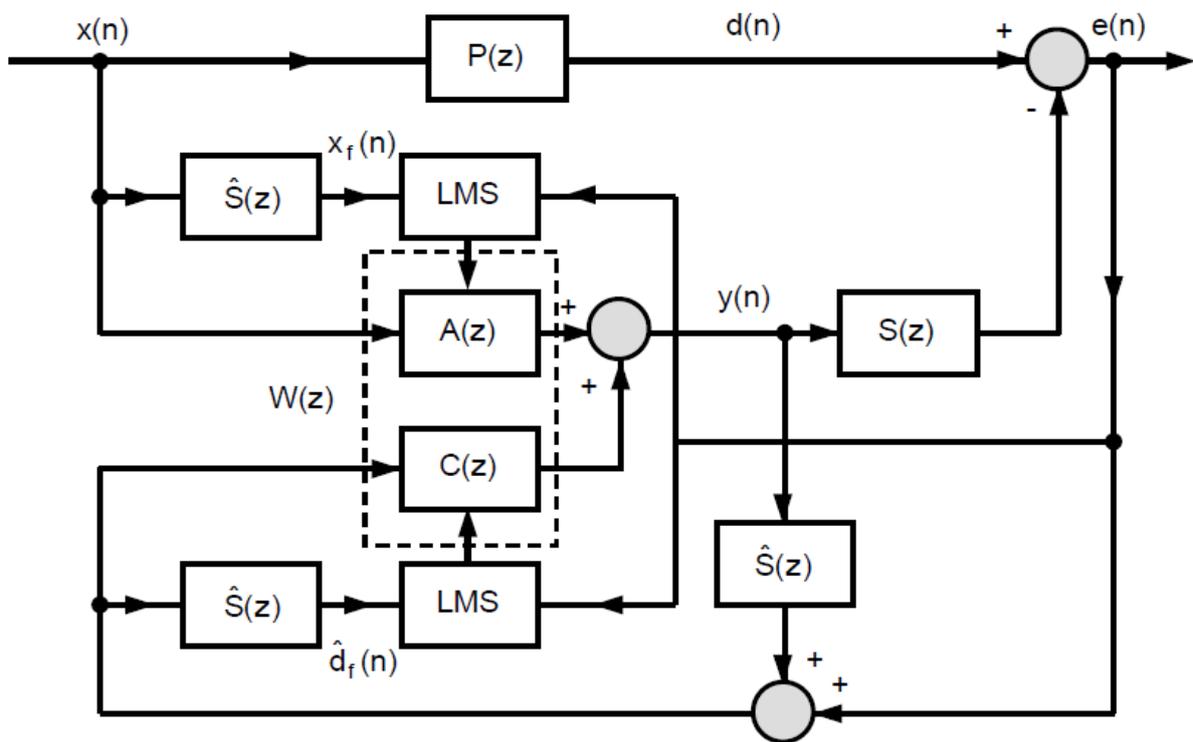


Figura 3.17 - Diagrama de blocos controlador ativo de ruído híbrido. Fonte: Nuñez (2005).

A seguir é apresentado a técnica da estimativa *off-line* do caminho secundário $S(z)$, aplicada neste trabalho para implementação das metodologias de controle estudadas.

3.4. Estimativa *off-line* do Caminho Secundário

A estimativa do caminho secundário pode ser realizada de maneira *off-line* ou *online*, sendo a primeira indicada para funções com características invariantes no tempo e a segunda conseqüentemente para as variantes.

Das diversas técnicas existentes para estimação deste caminho, neste trabalho optou-se pela maneira *off-line* utilizando uma aproximação polinomial por um modelo ARX. A formulação do modelo ARX empregado, conforme Aguirre (2000), é apresentada na Eq. (3.61).

$$A(k) \cdot y(t) = B(k) \cdot u(t - q) \quad (3.61)$$

Expandindo o modelo ARX e isolando o termo $y(t)$, tem-se:

$$y(t) = [b_1 \cdot u(t-q) + b_2 \cdot u(t-q-1) + \dots + b_{nb} \cdot u(t-q-nb+1)] - [a_1 \cdot y(t-1) + a_2 \cdot y(t-2) + \dots + a_n \cdot y(t-na)] \quad (3.62)$$

Onde:

na: número de pólos

nb: número de zeros somado a uma unidade

q: atraso de tempo do sistema

Sendo assim, por meio da análise da Eq. (5.62) percebe-se que o modelo ARX relaciona a saída atual, $y(t)$, a um número finito de saídas, $y(t-k)$, e entradas passadas, $u(t-k)$. Os coeficientes, $A(k)$ e $B(k)$, são encontrados minimizando o erro quadrático entre a saída estimada e a saída real do caminho secundário.

Experimentalmente, os coeficientes são estimado com o auxílio do pacote de identificação de sistemas disponibilizado pelo *programa* Matlab®, utilizando os sinais de erro e de alimentação adquiridos em um ensaio com uma excitação do atuador de controle com um ruído branco, tal como ilustra a Fig. 3.18.

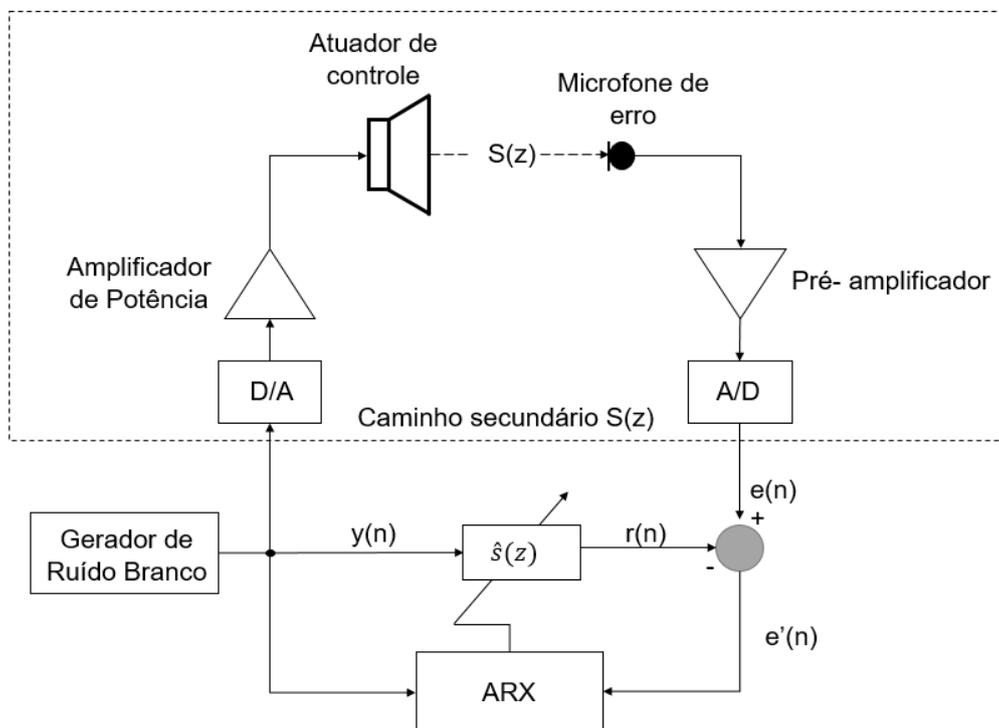


Figura 3.18 - Estimativa do caminho secundário. Fonte: Nuñez (2005).

3.5. Controlador PID

No que concerne ao campo de controle em malha fechada, o controlador PID é de longe a mais importante forma de controle, dada a sua adaptabilidade e robustez, sendo empregado em mais de 90% dos sistemas controle (LI et al., 2015).

Devido a existência de alguns trabalhos recentes na literatura que utilizam técnicas de controle PID para controle ativo acústico estrutural tais como, o absorvedor eletroacústico proposto por Lissek; Boulandet; Maugard, (2011) e o controle de um sistema vibro acústico para atenuar o nível de pressão sonora no interior de aeronaves apresentado por LI et al. (2015) ambos utilizando um controlador PID, neste trabalho optou-se pela implementação de tal controlador para promoção do controle do absorvedor acústico ativo proposto e, portanto, nesta seção será apresentada uma breve descrição do mesmo.

Basicamente um controlador PID utiliza um sinal proveniente de um sensor para calcular a resposta de saída do atuador a fim de se obter a resposta desejada (*set point*) por meio da combinação de ações proporcional, integral e derivativa. A Figura 3.19, mostra o diagrama de blocos de um controlador PID contínuo.

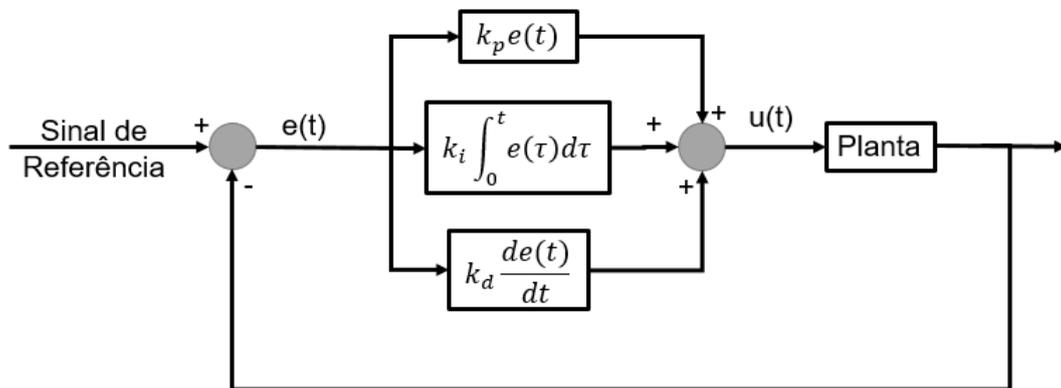


Figura 3.19 - Diagrama de blocos do controlador PID. Fonte: Elaborada pela autora.

A expressão do controlador PID contínuo pode ser escrita conforme Eq. (3.60)

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (3.60)$$

Onde:

u: Saída do controlador

K_p : Ganho proporcional

k_i : Ganho integral

K_d : Ganho derivativo

e : Erro

Na prática a saída de um controlador PID em função do tempo pode ser expressa conforme Eq. (3.61).

$$u(t) = K_p \left\{ e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right\} \quad (3.61)$$

Sendo que T_i e T_d são os tempos integral e derivativo, respectivamente.

CAPÍTULO IV

CONTROLE ATIVO DE RUÍDO UTILIZANDO MATERIAL PIEZOELÉTRICO

Este capítulo apresenta a avaliação experimental da utilização de matérias piezoelétricos no controle ativo da transmissão sonora por meio da implementação de técnicas de Controle Ativo de Ruído (CAR) baseadas no princípio da interferência destrutiva, no qual o controlador produz um campo sonoro de mesma amplitude e fase oposta (defasado de 180 graus) do campo de ruído primário, visando cancelar o ruído num determinado ponto ou região de interesse.

Para analisar a eficiência da utilização de materiais piezoelétricos como atuadores em controle ativo, em substituição aos tradicionais alto-falantes, e levando em consideração outros trabalhos experimentais realizados na área no LAV da UFU, tais como o controle ativo de ruído em dutos utilizando atuadores do tipo alto-falante (NUÑEZ, 2005) e a otimização do posicionamento de sensores e atuadores para fins de ampliação da faixa espectral de controle em dutos, também utilizando atuadores do tipo alto-falante (MIRANDA, 2013), neste trabalho foram testados experimentalmente os controladores com estruturas do tipo FXLMS *feedforward*, *feedback* e híbrida com mecanismos de adaptação LMS (*Least Mean Square*), que buscam minimizar o ruído do sistema por meio do ajuste em tempo real dos coeficientes do filtro. Os resultados decorrentes de tais ensaios são mostrados neste capítulo.

4.1. Avaliação Experimental do Atuador Piezoelétrico no CAR Mono Canal de um Duto Acústico.

Para testar experimentalmente os controladores FXLMS *feedback*, *feedforward* e híbrido utilizando como atuador de controle uma placa instrumentada com piezo *buzzer*, montou-se uma bancada experimental cujo esquema de montagem é apresentado na Fig. 4.1, composta por um tubo de impedância de acrílico, alto-falante (fonte de ruído), microfones, condicionadores de sinais e um computador acoplado a uma placa de controle dSPACE® modelo DS1104.

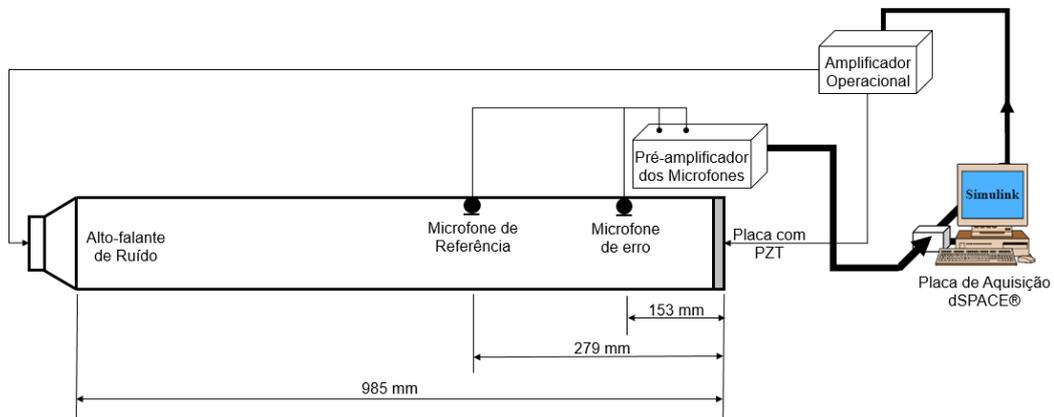


Figura 4.1 - Esquema de montagem da bancada experimental. Fonte: Elaborada pela autora.

Conforme ilustra o esquema de montagem da bancada, Fig. 4.1, em uma das extremidades do tubo de acrílico posicionou-se o alto-falante e na outra extremidade a placa com piezo *buzzer*. Sendo os microfones de referência e erro posicionados a 279 mm e a 153 mm da placa, respectivamente.

O alto-falante utilizado no ensaio experimental, como fonte de ruído, apresenta impedância de 8Ω e potência máxima de 15 W RMS. Para amplificá-lo utilizou-se um amplificador de áudio com circuito integrado monolítico TDA2030, classe AB de baixa frequência. Tipicamente esses circuitos são capazes de fornecer até 12 W de potência de saída em cargas de 4Ω e 8 W em 8Ω . O TDA2030 é capaz de fornecer alta corrente de saída com pequena distorção, tornando-se ideal para a aplicação (DELFINO, 2005).

O atuador empregado como fonte de controle no CAR, ilustrado na Fig. 4.2, consiste em um piezo *buzzer* colado no centro de uma placa de alumínio devidamente projetada para ser fixada na extremidade do tubo de impedância. As principais especificações do piezo *buzzer* fornecidas pelo fabricante se encontram na Tab. 4.1, e o *datasheet* completo pode ser visto no Anexo I.

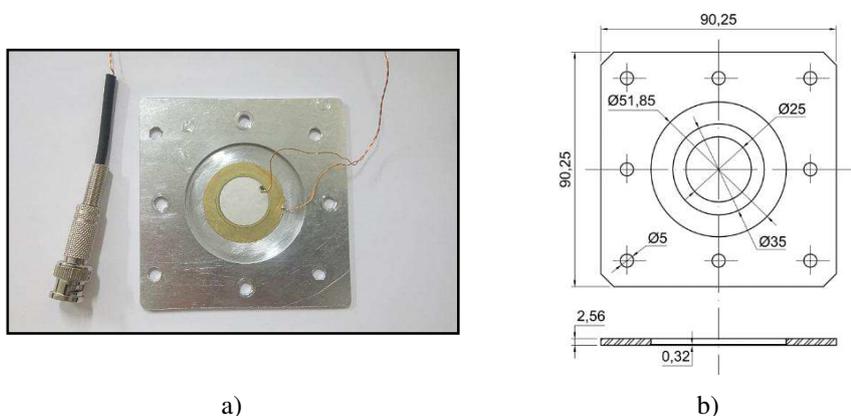


Figura 4.2 - Atuador de controle utilizado no CAR. a) Foto do atuador. b) Dimensões geométricas [mm]. Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 4.1 - Especificações do piezo *buzzer* fornecidas pelo fabricante

Parâmetros	Valores
Frequência de ressonância [Hz]	2.800 ± 500
Impedância de ressonância máxima [Ω]	300
Máxima tensão de entrada [Vpp]	30
Capacitância em 1 kHz [pF]	30.000±30%
Material da placa	Latão
Temperatura de operação [°C]	-20 ~ +60
Temperatura de armazenamento [°C]	-20 ~ +70

Para fazer a aquisição dos sinais, foram utilizados condicionadores de sinais e microfones de campo livre da PCB pré-amplificado do modelo 377B02 de ½" com sensibilidade de 50 mV/Pa e faixa de frequência de 5 a 10 kHz (± 1 dB).

Os algoritmos de controle foram desenvolvidos no *programa* Matlab-Simulink® e implementados por meio da placa de controle dSPACE DS1104, da qual utilizou-se dois canais de conversão analógico digital (A/D), com 16 bits de resolução, modo *sample and Hold* (S/H) e tensão de entrada de ± 10 V para aquisição dos sinais provenientes dos microfones e dois canais de conversão digital analógica (D/A) com resolução de 16 bits, saída de ± 10 V e corrente máxima de ± 5 mA para acionar os atuadores da planta. A frequência de amostragem utilizada foi de 2 kHz.

Na Figura 4.3, temos a foto da bancada experimental utilizada.

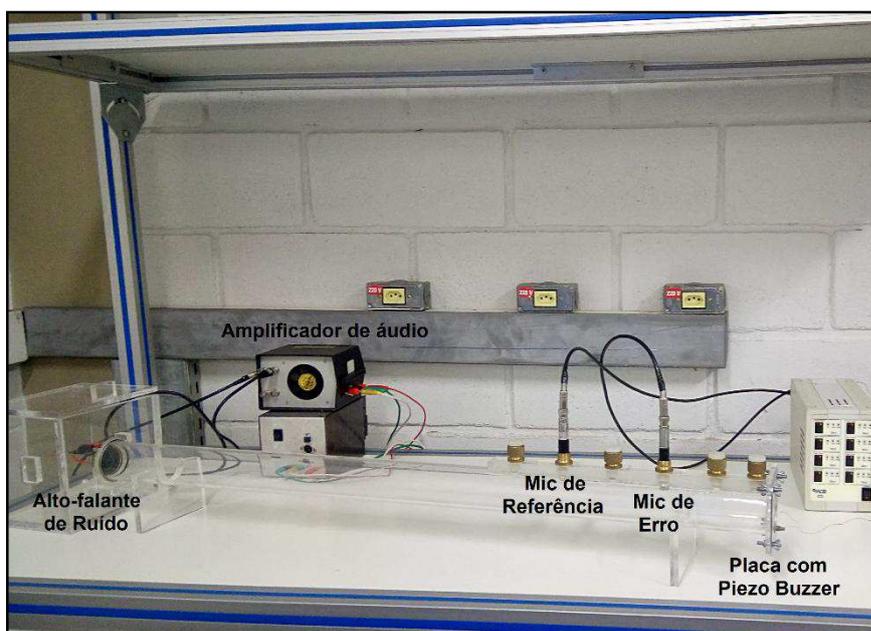


Figura 4.3 - Bancada experimental utilizando no CAR. Fonte: Elaborada pela autora.

A seguir são apresentados os testes experimentais realizados para analisar a eficiência da utilização de materiais piezoelétricos como atuadores em CAR.

Para testar o desempenho do atuador piezoelétrico, o sistema foi submetido a perturbações do tipo mono tonal nas frequências de 200, 300, 400 e 500 Hz, gerados através do próprio Simulink®. No processo de controle, foram utilizados filtro FIR com 60 coeficientes e passo de adaptação (μ) do tipo adaptativo, limitado a 10% do seu valor máximo.

Por fim, ressalta-se que, nos testes realizados, os processos de controle foram ativados após 6 segundos do início da excitação do sistema

4.2. Controle Ativo de Ruído FXLMS *Feedforward* Mono Canal

Os sinais provenientes do microfone de erro são representados na Fig. 4.4 em função do tempo e em termos da densidade espectral de potência (Power Spectra Density - PSD) para cada perturbação mono tonal aplicada ao controlador FXLMS *feedforward*.

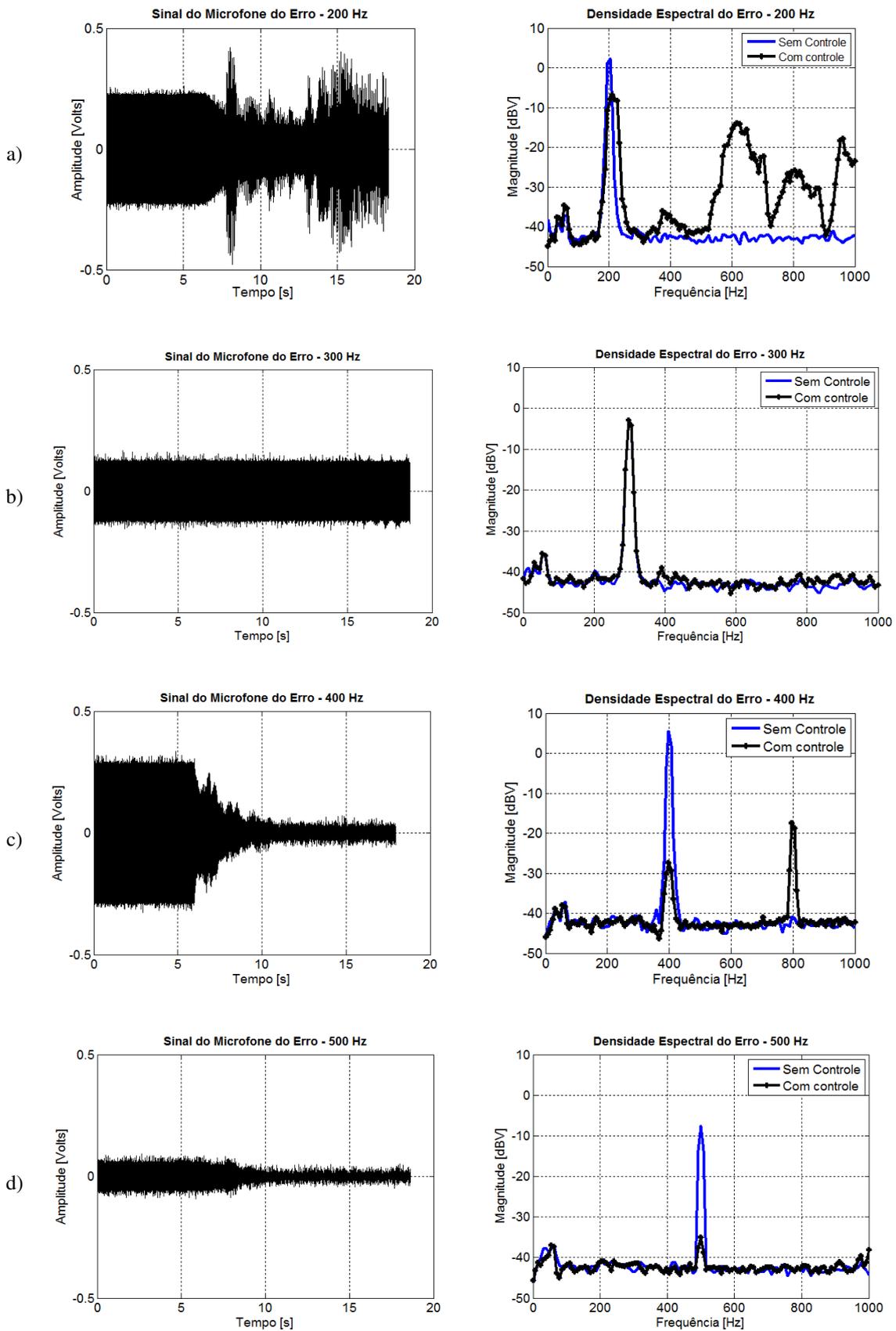


Figura 4.4 - Resultados do ensaio experimental FXLMS *feedforward*. Fonte: Elaborada pela autora.

Nota-se que os resultados obtidos empregando técnicas de controle do tipo *feedforward*, utilizando como atuador de controle uma placa instrumentada com piezo *buzzer*, não foram satisfatórios para excitações nas frequências de 200 e 300 Hz, uma vez que em 200 Hz o sistema de controle divergiu e em 300 Hz o controlador não provocou qualquer redução na amplitude do sinal de erro no tempo observado.

Para perturbações em 400 Hz e 500 Hz, verifica-se que o controlador *feedforward* promoveu uma atenuação significativa do nível de ruído do sistema. No entanto, para excitação na frequência de 400 Hz pode ser observado o surgimento de uma componente na frequência de 800 Hz, provocada pela ação do controlador. Nota-se que tais componentes não são observadas para 500 Hz, no entanto isto ocorre devido a frequência de amostragem da placa.

4.3. Controle Ativo de Ruído FXLMS *Feedback* Mono Canal

O controlador *feedback* mostrou capacidade de atenuar significativamente o nível de ruído nas frequências de 200 a 400 Hz, conforme mostra os gráficos apresentados na Figura 4.5. No entanto, tal como no sistema *feedforward*, a atuação do controlador provocou o surgimento de componentes fora da frequência de controle e o sistema apresentou-se instável em 500 Hz, não promovendo atenuação do sinal.

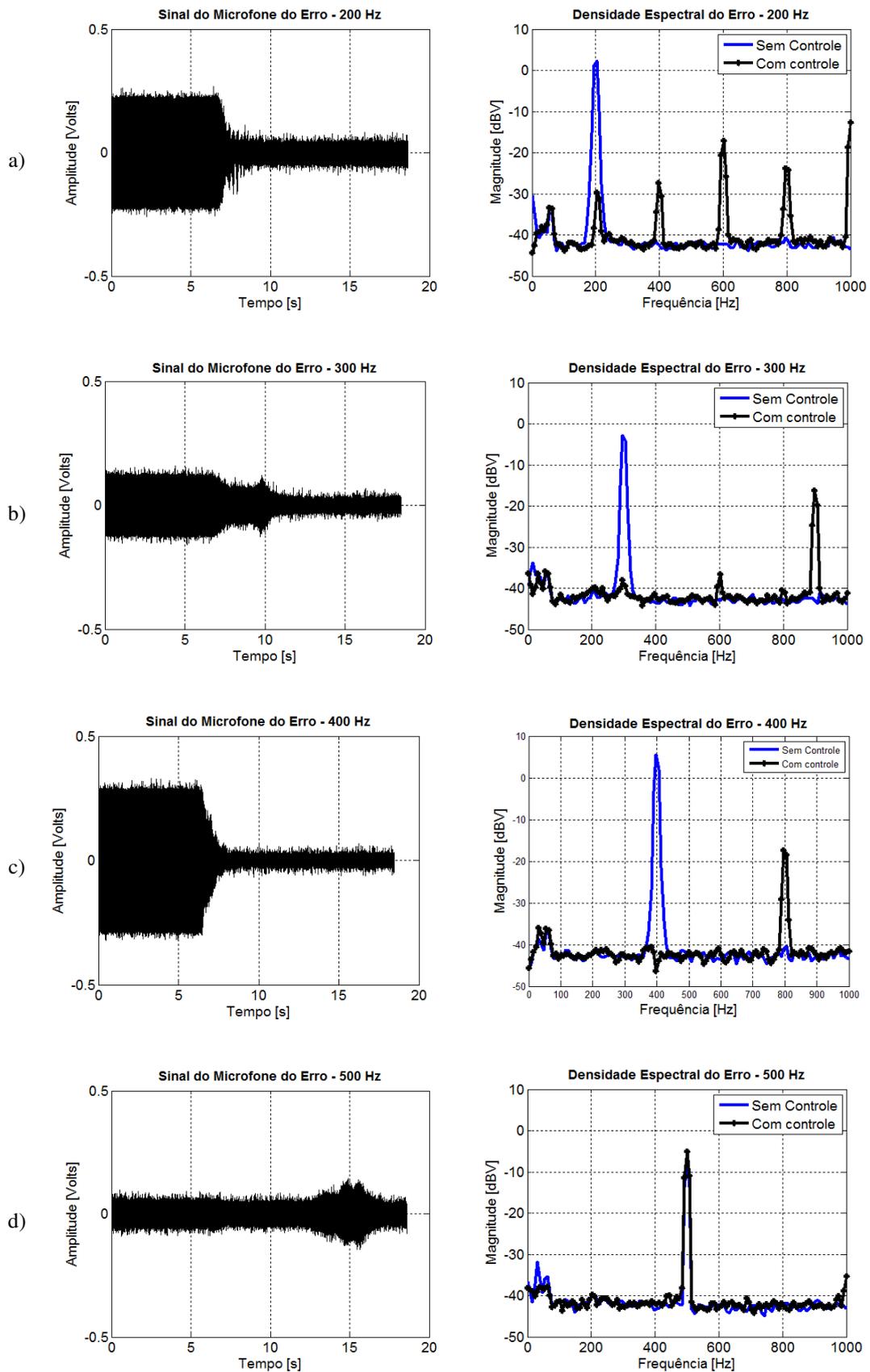
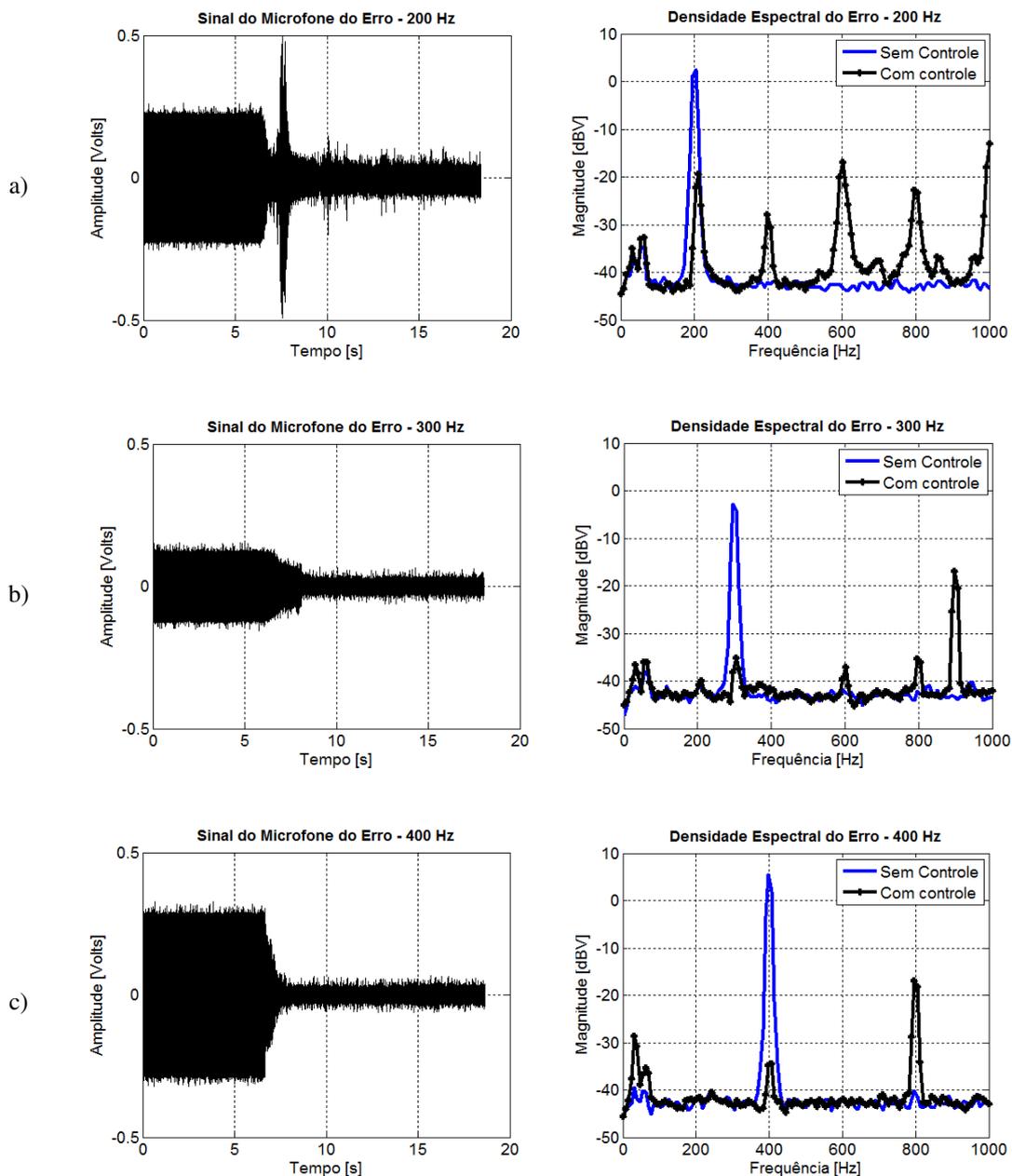


Figura 4.5 - Resultados do ensaio experimental FXLMS *feedback*. Fonte: Elaborada pela autora.

4.4. Controle Ativo de Ruído FXLMS Híbrido Mono Canal

Com relação ao controlador híbrido, nota-se, em uma análise dos dados apresentados na Fig. 4.6, tal como nos resultados obtidos nos sistemas *feedforward* e *feedback*, o surgimento de harmônicos devido a ação do controlador. No entanto, observa-se também, que este foi o único sistema que se mostrou estável para todas as frequências analisadas neste trabalho, reduzindo consideravelmente o nível de ruído observado pelo microfone de erro, apresentando uma atenuação superior a 30 dBV em 300 Hz.



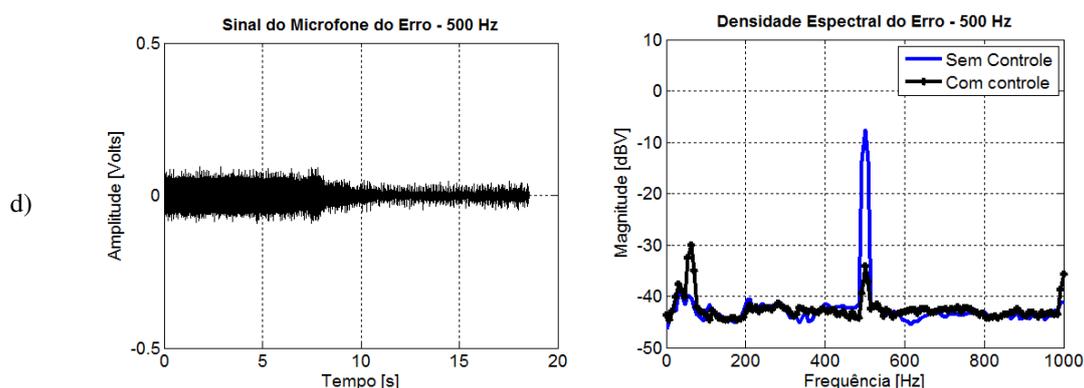


Figura 4.6 - Resultados do ensaio experimental FXLMS híbrido. Fonte: Elaborada pela autora.

Finalmente, conclui-se por meio de uma análise geral dos resultados obtidos nos ensaios experimentais com os controladores FXLMS *feedforward*, *feedback* e híbrido utilizando como atuador de controle uma placa instrumentada com piezo *buzzer*, que apesar do surgimento de componentes de frequência fora da frequência analisada, provavelmente oriundas da utilização de um sistema de amplificação inadequado para o dispositivo piezoelétrico, os sistemas apresentaram em algumas frequências redução significativa dos níveis de pressão sonora na região de interesse.

Levando em consideração o desenvolvimento de trabalhos futuros com o emprego de material piezoelétrico no CAR baseado no princípio da interferência destrutiva, cabe o desenvolvimento de análises mais detalhadas da resposta do sistema por meio de uma varredura senoidal e frente a outras formas de excitação (multi tonal e ruído branco), além da aplicação em sistemas de controle multi canais e a utilização de uma placa instrumentada com mais de um piezo *buzzer*, no entanto este não é o objetivo principal deste trabalho e ficando comprovado, pelos resultados obtidos, a capacidade de tais dispositivos para aplicações acústicas em baixa frequência.

No próximo capítulo será proposto e implementado um controlador ativo acústico estrutural utilizando material piezoelétrico.

CAPÍTULO V

ABSORVEDOR ATIVO DE RUÍDO

Neste capítulo é apresentado o absorvedor ativo de ruído que visa maximizar o coeficiente de absorção de uma estrutura por meio da promoção do controle acústico ativo estrutural.

A fim de demonstrar a viabilidade do aumento do coeficiente de absorção sonora por meio do controle da vibração do atuador do absorvedor ativo de ruído, é apresentada a modelagem numérica realizada, utilizando o método dos elementos finitos associado a técnicas de otimização, do dispositivo acoplado a um duto com propagação de ondas planas. Os resultados adquiridos através da modelagem antes e depois do controle são mostrados e comparados.

Por fim, o sistema proposto na modelagem numérica é avaliado experimentalmente em uma bancada composta por um duto de acrílico e uma placa de controle dSPACE®, por meio da implementação dos algoritmos de controle no *software* Matlab-Simulink®.

5.1. Modelagem via Método dos Elementos Finitos do Absorvedor Ativo de Ruído

Basicamente, o absorvedor ativo de ruído, proposto neste trabalho, consiste em uma cavidade revestida de material acústico absorvente cuja uma das suas superfícies é um atuador estrutural. Portanto, no modelo numérico criado, apresentado na Fig. 5.1, considerou-se o absorvedor ativo de ruído como uma cavidade cilíndrica com 350 mm de comprimento e 50 mm de diâmetro na qual acoplou-se em uma extremidade uma placa fina com material piezoelétrico e na outra extremidade foi colocada espuma acústica, visando a validação experimental a ser realizada posteriormente.

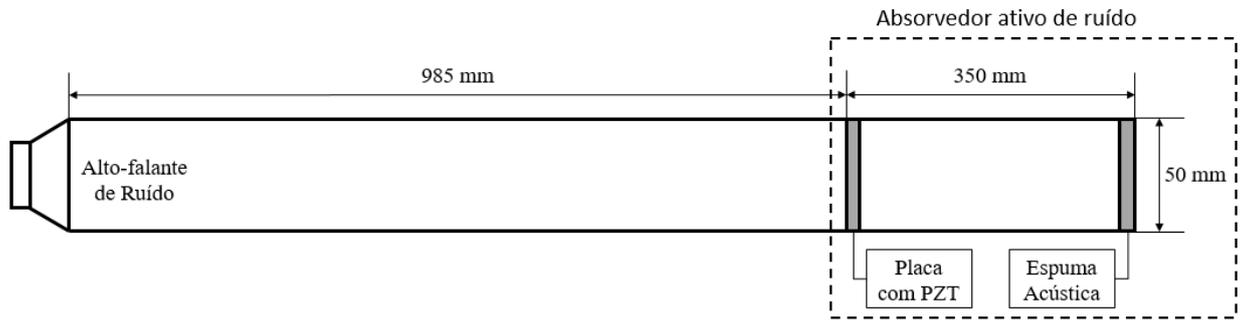


Figura 5.1 - Modelo geométrico do absorvedor ativo de ruído no interior de um duto finito. Fonte: Elaborada pela autora.

A modelagem numérica do absorvedor ativo de ruído apresentada neste trabalho foi desenvolvida no *software* comercial Ansys Mechanical APDL[®] conforme Fig. 5.2, seguindo as etapas propostas pelo próprio *software* utilizado, que são: pré-processamento, solução e pós-processamento.

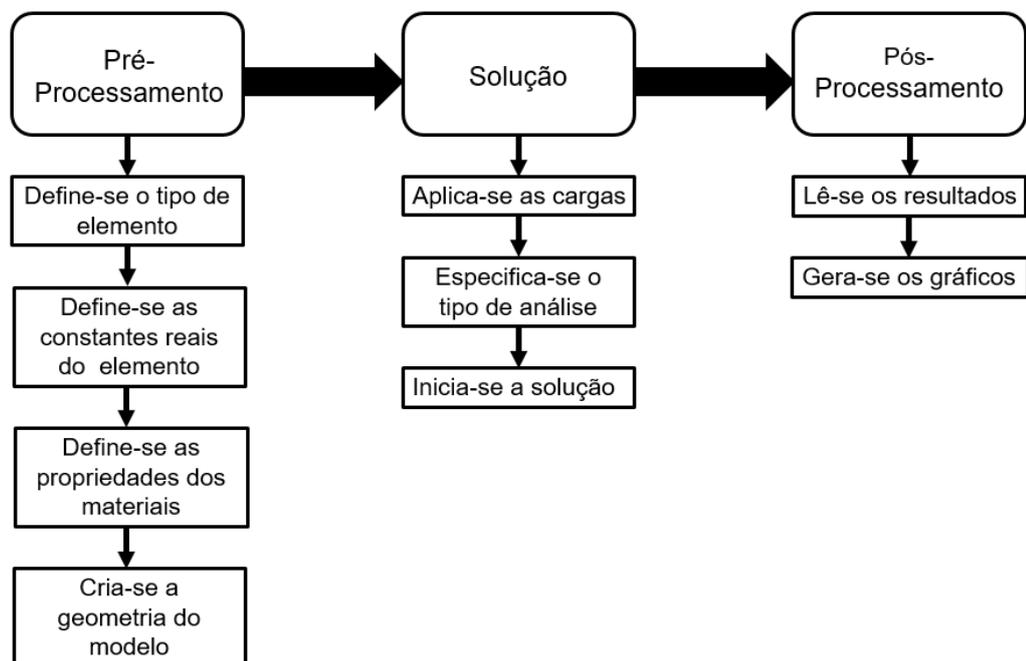


Figura 5.2 - Modelagem numérica do absorvedor ativo de ruído no Ansys[®]. Fonte: Elaborada pela autora.

Na etapa de pré-processamento do *software* são estabelecidos os tipos de elementos utilizados, as constantes reais dos mesmos e as propriedades dos materiais empregados na construção do modelo. Ainda nesta fase, a geometria do problema é definida e a malha criada

atendendo a critérios de convergência capazes de garantir a obtenção de resultados satisfatórios para o sistema em questão.

Durante a etapa denominada solução é definida o tipo de análise a ser realizada e as opções referentes ao tipo de análise selecionada, as cargas externas e internas são aplicadas, bem como as condições de contorno do modelo e o cálculo da solução, propriamente dito, é iniciado. Finalmente, na etapa de pós-processamento a leitura dos resultados obtidos é executada.

Nas seções 5.1.1, 5.1.2 e 5.1.3 apresenta-se, passo-a-passo, a modelagem do absorvedor ativo de ruído.

5.1.1. Pré-processamento

Para modelar o sistema proposto na Fig. 5.1 utilizou-se um modelo bidimensional axi-simétrico e elementos do tipo FLUID29, PLANE182 e SURF153, conforme Fig. 5.3.

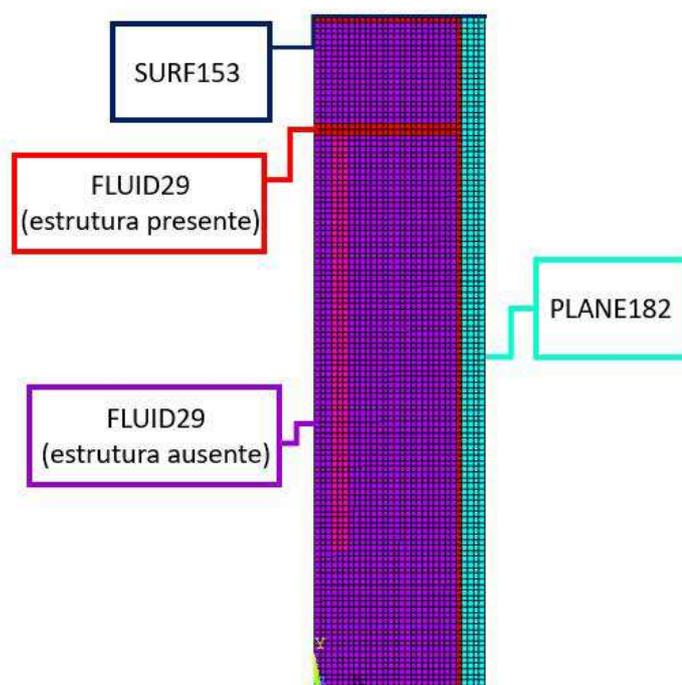


Figura 5.3 - Modelagem do absorvedor ativo de ruído no interior de um duto finito. Fonte: Elaborada pela autora.

O FLUID29 é um elemento plano bidimensional utilizado em análises acústicas para modelar o meio fluido e a interface fluido estrutura. Aplicações típicas incluem a propagação de ondas sonoras e dinâmica de estrutura submersas. A equação da onda é discretizada para cada elemento considerando-se o acoplamento da pressão acústica e o movimento estrutural na interface. Tais elementos apresentam quatro nós de canto, tal como ilustra a Fig. 5.4, com três

graus de liberdade por nó: translação nos eixos x e y e pressão. As translações, no entanto, apenas são aplicáveis aos nós que se encontram na interface entre o fluido e a estrutura.

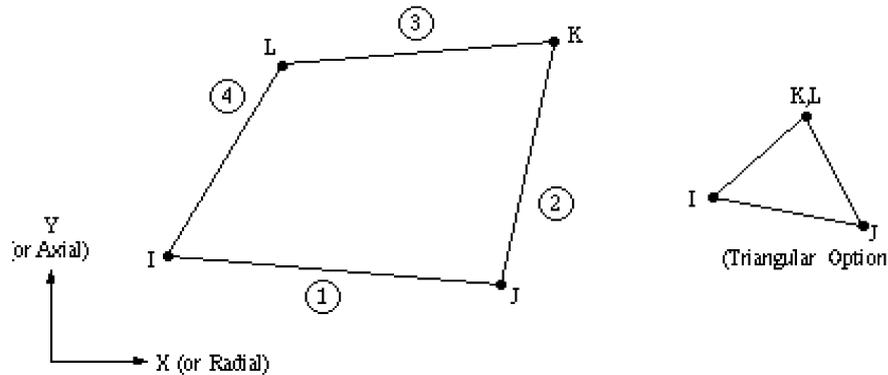


Figura 5.4 - Elemento FLUID29. Fonte: *Help do software Ansys® 16.0.*

Para o FLUID29 ainda é necessário definir quais elementos se encontram em contato com uma estrutura sólida, ou seja elementos com estrutura presente, e fornecer como dados de entrada a pressão acústica de referência e as propriedades isotrópicas do material, tais como densidade e velocidade do som no fluido. É interessante ressaltar que para os elementos definidos como estrutura presente é preciso considerar a absorção do material, que pode assumir valores entre zero e um, sendo zero referente a uma superfície perfeitamente refletora e um a uma superfície perfeitamente absorvedora. Os valores utilizados no modelo se encontram na Tab. 5.1

Tabela 5.1 - Dados de entrada do elemento FLUID29

Constante Real		20 Pa
Propriedades do Material	Densidade	$1,23 \text{ kg/m}^3$
	Velocidade de propagação do som no fluido em questão	343 m/s
	Absorção Sonora (Elementos com estrutura presente)	0,1

A espuma acústica utilizada no absorvedor ativo de ruído, responsável por atenuar os níveis de pressão sonora advindos do atuador estrutural de tal dispositivo, foi modelada por meio do elemento SURF153, que consiste em um elemento de efeito estrutural bidimensional capaz de aplicar impedâncias complexas (resistência e reatância) de superfície a sistemas acústicos no domínio acústico (HOWARD; CAZZOLATO, 2014).

A geometria, a localização dos nós e o sistema de coordenadas do elemento SURF153 são mostradas na Fig. 5.5. Tais elementos são definidos apenas por dois ou três pontos de nós e pelas propriedades do material.

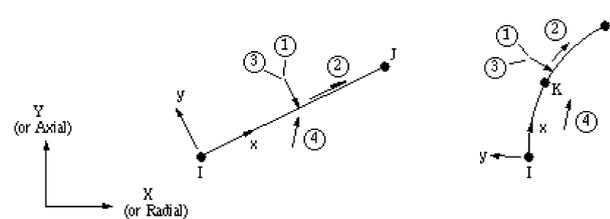


Figura 5.5 - Elemento SURF153. Fonte: *Help do software Ansys® 16.0.*

De acordo com Howard e Cazzolato (2014), para aplicar uma impedância complexa ao modelo por meio do elemento SURF153 define-se a parte real (valor sempre positivo) da impedância como parâmetro de viscosidade e a parte imaginária caso for maior que zero como “massa adicional por unidade de área”, sexto parâmetro real do elemento, e caso menor que zero como rigidez específica, quarto parâmetro real de elemento. Para modelar o material absorvente empregado nos ensaios experimentais utilizou-se os parâmetros indicados na Tab. 5.2.

Tabela 5.2 - Dados de entrada do elemento SURF153

Rigidez Específica	1.966.300 Pa
Viscosidade	1.263,9 kg/m ³

Finalmente, na modelagem do atuador estrutural do absorvedor ativo de ruído e do tubo de impedância em acrílico utilizou-se o elemento PLANE182. O elemento PLANE182 pode ser usado tanto como um elemento plano (tensão no plano ou plano de deformação) quanto como um elemento axi-simétrico, para modelar estruturas sólidas bidimensionais.

Esse elemento apresenta quatro nós com dois graus de liberdade cada: translação ao longo dos eixos x e y, conforme ilustra a Fig. 5.6. O elemento também possui grande capacidade de deformação, o que o torna adequado para aplicação no sistema em questão.

Salienta-se que para representar a absorção sonora do tubo e do atuador, utilizou-se o elemento FLUID29 com estrutura presente.

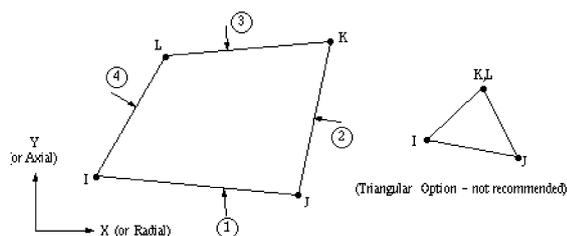


Figura 5.6 - Elemento PLANE182. Fonte: *Help do software Ansys® 16.0.*

As propriedades dos materiais empregadas no modelo para o acrílico e o aço se encontram na Tab. 5.3.

Tabela 5.3 - Dados de entrada do elemento PLANE182

Acrílico	Propriedades do Material	Densidade	1.190 kg/m^3
		Módulo de Young	$3,28 \cdot 10^9 \text{ Pa}$
		Poisson	0,40
Aço	Propriedades do Material	Densidade	7800 kg/m^3
		Módulo de Young	$2,1 \cdot 10^{11} \text{ GPa}$
		Coefficiente de Poisson	0,28

5.1.2. Solução

Como dito anteriormente, este trabalho visa realizar apenas o controle de propagação de ondas sonoras planas, desta forma nesta etapa do modelo define-se análise do tipo harmônica, com valores de frequências menores que a primeira frequência de corte para o duto da Fig. 5.1.

A frequência de corte para um duto uniforme de seção transversal circular é dada pela Eq. (5.1), em que c corresponde a velocidade de propagação do som no fluido em [m/s] e d ao diâmetro do duto [m] (GERGES, 2000). Considerando que o diâmetro do duto é de 50 mm e adotando uma velocidade de propagação do som no ar de 343 m/s a frequência de corte para o sistema em questão é de aproximadamente 4 kHz.

$$f_c = \frac{1,84c}{\pi d} \quad (5.1)$$

Em seguida, as condições de contorno foram aplicadas no modelo numérico, tal como ilustrado na Fig. 5.7. O alto-falante utilizado para simular a fonte de ruído no interior do duto, foi colocado na posição indicada pelo número um, a força exercida pelo atuador de controle estrutural foi aplicada nos três nós indicado pelo número dois, e o duto foi engastado nas posições indicadas pelo número três, cujos deslocamentos dos nós dos elementos foram travados.

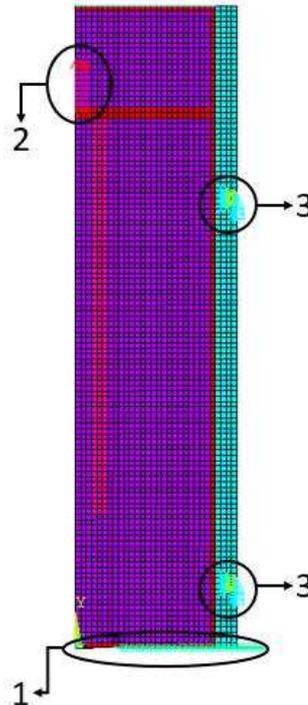


Figura 5.7 - Condições de contorno empregadas no modelo numérico. Fonte: Elaborada pela autora.

Observa-se que, para simular o campo sonoro produzido pelo alto falante no interior do duto, nos nós dos elementos indicados pelo número um da Fig. 5.7 aplicou-se uma carga do tipo *Flow*, uma vez que alto-falantes são fontes sonoras que devem ser modeladas com velocidade de volume constante (NUNES, 2009). *Flow* é um tipo de excitação acústica disponibilizada pelo *software* ANSYS® para aplicar uma taxa de variação da velocidade de volume acústica podendo ser escrita matematicamente para uma fonte harmônica conforme a Eq. (5.2), em que ω corresponde a frequência angular fornecida em radianos por segundo, ρ_0 é a densidade do fluido acústico e Q a velocidade de volume (HOWARD; CAZZOLATO, 2014).

$$Flow = j\omega\rho_0Q \quad (5.2)$$

A modelagem da excitação da placa pelo atuador piezoelétrico, utilizado neste trabalho como atuador de controle estrutural do absorvedor ativo de ruído, foi realizada por meio da aplicação de uma força nos três nós do elemento PLANE182 indicados no número dois da Fig. 5.7. Os valores ótimos da amplitude e da fase da força aplicada foram encontrados utilizando a solução harmônica realizada pelo método dos elementos finitos no Ansys® integrada com o método pseudorrandômico de algoritmo genéticos do MATLAB. Foram consideradas duas funções objetivo, a primeira consistia simplesmente na maximização do coeficiente de absorção, sem qualquer tipo de

restrição, e a segunda na maximização do coeficiente de absorção sem aumento dos níveis de pressão sonora no interior do duto, conforme ilustra os fluxogramas na Fig. 5.8.

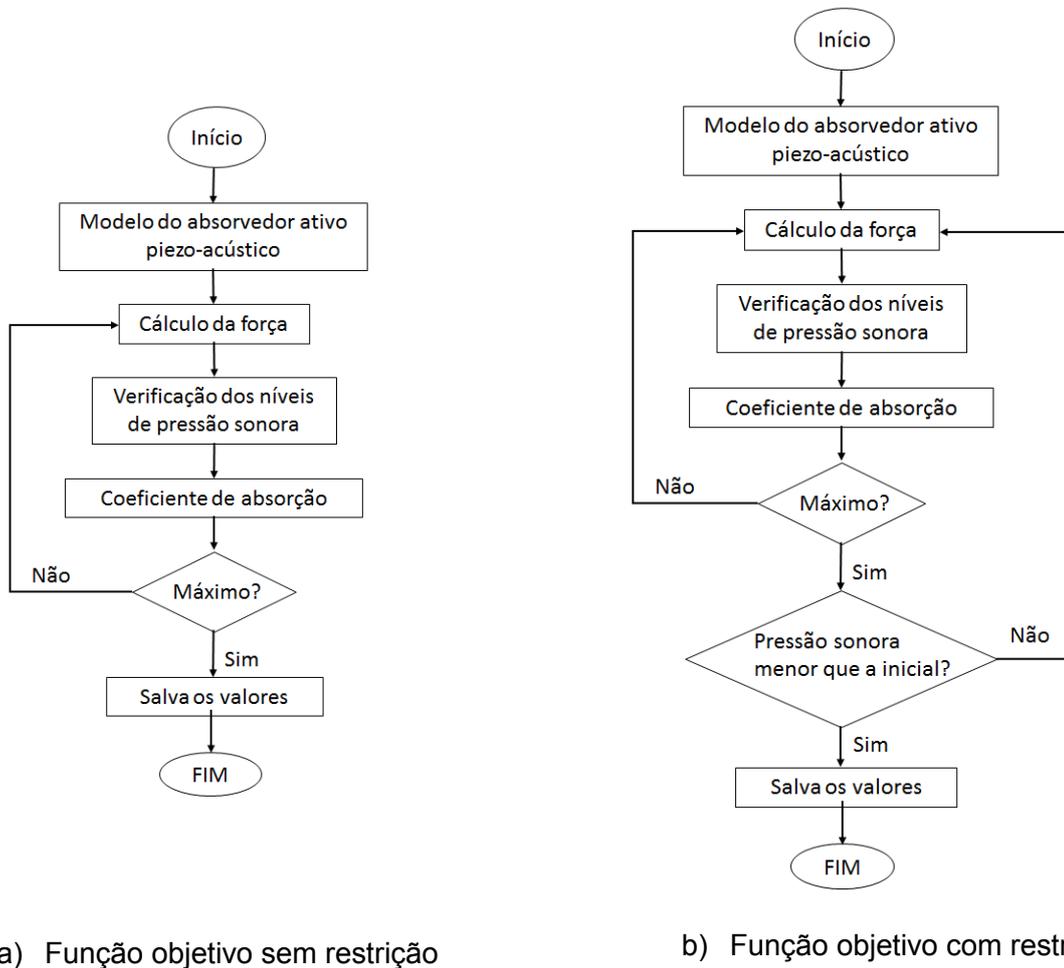


Figura 5.8 - Otimização da força de controle do absorvedor ativo de ruído. Fonte: Elaborada pela autora.

Assim, finalizada esta etapa, tem-se como principais resultados, que serão apresentados na próxima seção, o coeficiente de absorção e os níveis de pressão sonora no interior do duto resultantes do controle da vibração da placa. A partir de tais resultados, verificar-se-á a viabilidade da implementação experimental do absorvedor ativo de ruído para maximização do coeficiente de absorção em um duto com propagação de ondas planas sem aumento dos níveis de pressão sonora no interior mesmo.

Os resultados obtidos numericamente, poderão ainda ser utilizados para estimar por meio da força calculada os níveis de tensão que deverão ser aplicados a um determinado atuador piezoelétrico para realizar o controle, por meio da relação apresentada na Eq. (5.3) em que t é a

espessura do atuador [m], d_{31} é a constante de carga piezoelétrica [m/V], E_{pe} é o módulo de elasticidade do atuador e V a tensão aplicada no mesmo (BRENNAN; MCGOWAN, 1997).

$$F_a = td_{31}E_{pe}V \quad [N] \quad (5.3)$$

5.1.3. Pós-processamento

Os níveis de pressão sonora em decibéis (dB) para uma frequência de 300 Hz sem e com atuação do absorvedor ativo de ruído, obtidos por meio do modelo via MEF utilizando para maximizar o coeficiente de absorção sonora uma função objetivo sem restrição, tal como exposto no fluxograma ilustrado na Fig. 5.8 a, são expostos na Fig. 5.9.

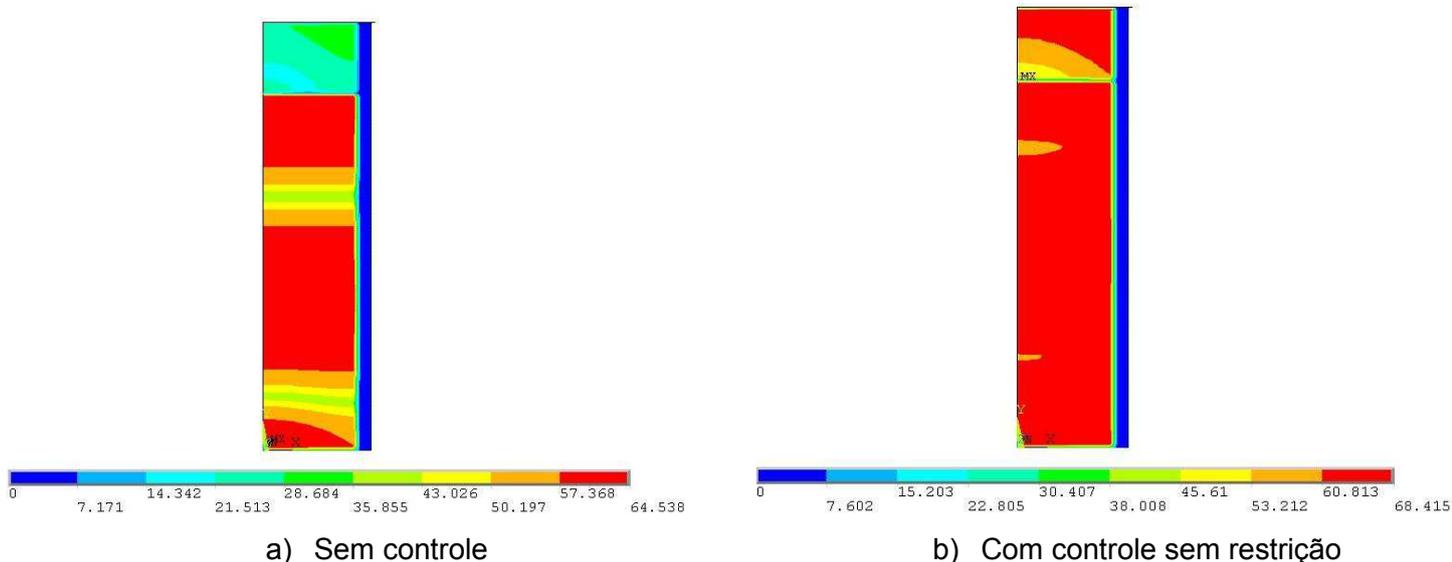


Figura 5.9 - Campo acústico do duto para uma frequência de 300 Hz. Fonte: Elaborada pela autora.

O coeficiente de absorção sonora (α) do absorvedor ativo de ruído, calculado pelo método pseudorrandômico de algoritmo genético do MATLAB®, obtido mediante a aplicação de uma força de controle ótima sem restrição, foi da ordem de 98%. É interessante observar na Fig.5.10, que quando o coeficiente de absorção é máximo a pressão sonora é igual no interior do duto e na cavidade do absorvedor ativo de ruído.

No entanto, por meio de uma análise comparativa das Fig. 5.9 a e Fig. 5.9 b, nota-se que apesar da maximização do coeficiente de absorção a ação do atuador de controle elevou os níveis de pressão sonora no interior do duto, tornando necessária a inserção de uma restrição na otimização da força de controle aplicada de forma a garantir que haja atenuação sonora no interior do duto.

Sendo assim, as Fig. 5.10 a e 5.10 b mostram os resultados com e sem atuação do absorvedor ativo de ruído para uma frequência de 500 Hz, em decibéis (dB), também obtidos via método dos elementos finitos todavia utilizando uma função objetivo com restrição para maximizar o coeficiente de absorção sem elevar os níveis de pressão sonora no interior do duto, conforme ilustrado no fluxograma da Fig. 5.8 b.

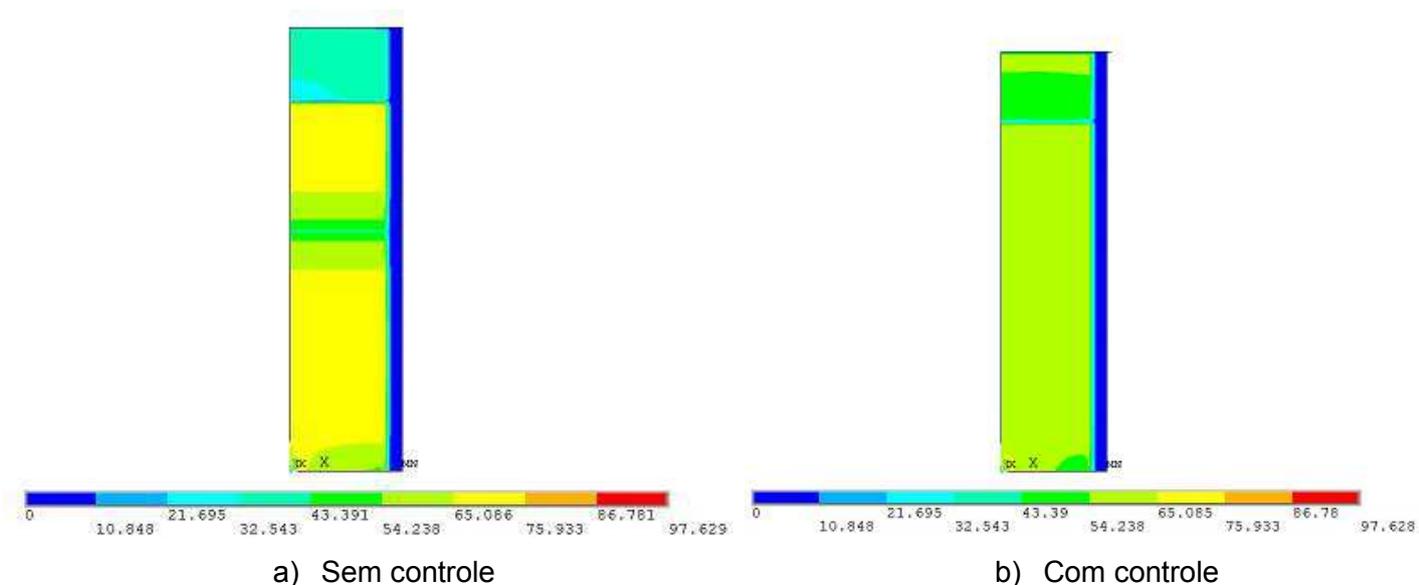


Figura 5.10 - Campo acústico do duto para uma frequência de 500 Hz. Fonte: Elaborada pela autora.

Observa-se por meio de uma análise comparativa das Fig. 5.10 a e Fig. 5.10 b, que o controle ótimo do absorvedor ativo de ruído resultou em um dispositivo com um coeficiente de absorção sonora (α), calculado pelo método pseudorrandômico de algoritmo genético do MATLAB®, de 98%, sendo capaz de provocar uma atenuação sonora da pressão acústica no interior do duto da ordem de 10 dB.

Assim, por meio das simulações realizadas via MEF utilizando uma função objetivo com restrição fica demonstrada a viabilidade da implementação de um absorvedor ativo de ruído, utilizando técnicas de controle ativo estrutural, para redução dos níveis de pressão sonora em dutos com propagação de ondas planas.

A título de controle, nota-se na Fig. 5.10 b que quando o absorvedor ativo de ruído apresenta um coeficiente de absorção máximo a pressão sonora no interior do duto é constante, uma vez que se trata de um duto com propagação de ondas planas no qual toda a energia incidente no dispositivo é transmitida pelo movimento da placa.

Desta forma, tendo em vista a validação dos resultados obtidos numericamente, na próxima seção é apresentada a avaliação experimental do absorvedor ativo de ruído.

5.2. Avaliação Experimental do Absorvedor Ativo de Ruído

A fim de verificar os resultados obtidos nas simulações numéricas via MEF inicialmente foi feita uma avaliação experimental do coeficiente de absorção apresentado por uma estrutura controlada eletronicamente utilizando um atuador de controle do tipo alto-falante.

Considerando o resultado numérico apresentado na Fig. 5.9 b foi realizado um controle manual do nível de pressão sonora nos microfones posicionados no interior do duto e dentro da cavidade do absorvedor ativo de ruído. O procedimento experimental e os resultados obtidos são detalhados no próximo subitem.

5.2.1. Procedimento Experimental Com Atuador de Controle do Tipo Alto-falante

Para avaliar experimentalmente o absorvedor ativo de ruído por meio de um controle manual do nível de pressão sonora usando um atuador do tipo alto-falante montou-se uma bancada experimental composta por um tubo de impedância de acrílico, alto-falantes, placas de alumínio com espessuras de 0,06, 0,12 e 0,32 mm microfones, condicionador de sinal e um computador com uma placa de controle dSPACE® modelo DS1104 e *software* Matlab-Simulink®.

Conforme mostra a Fig. 5.11, em uma das extremidades do tubo de acrílico acoplou-se o alto-falante que caracteriza a fonte de ruído a ser controlada e na outra extremidade o alto-falante de controle, estando estes separados por uma placa de alumínio. No ensaio experimental foram utilizado dois alto-falantes, com as mesmas especificações apresentadas anteriormente no item 4.1 do Capítulo 4.

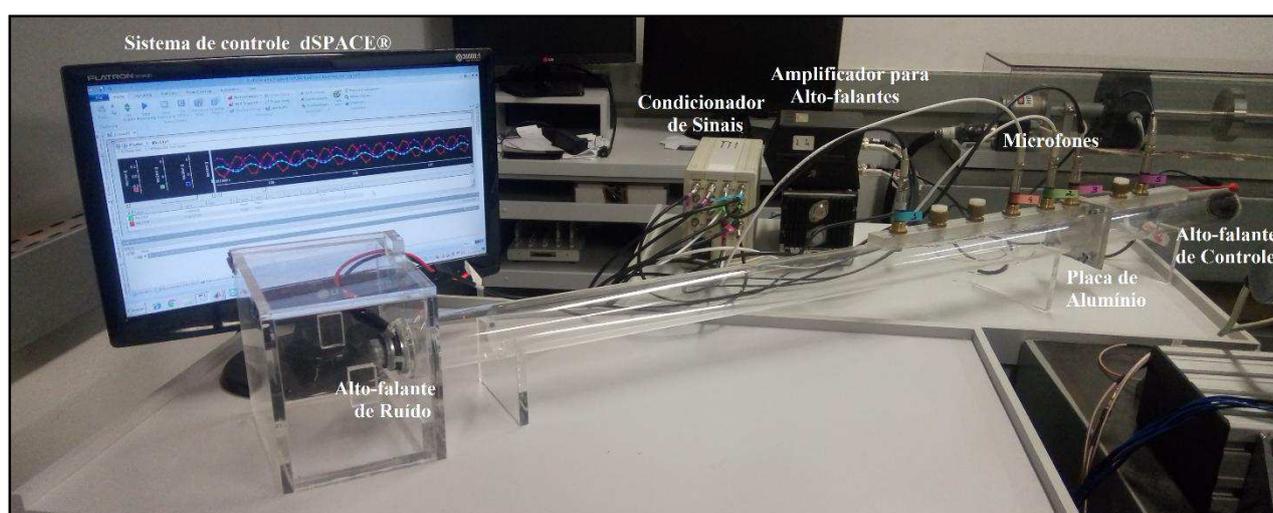


Figura 5.11 - Bancada experimental utilizada no absorvedor ativo de ruído com atuador de controle do tipo alto-falante. Fonte: Elaborada pela autora.

Para a aquisição dos sinais, utilizou-se um condicionador de sinais e cinco microfones de campo livre da PCB pré-amplificados do modelo 377B02 de ½" com sensibilidade de 50 mV/Pa e faixa de frequência de 5 a 10 kHz (± 1 dB). As distâncias dos microfones a placa de alumínio são mostradas na Fig. 5.14.

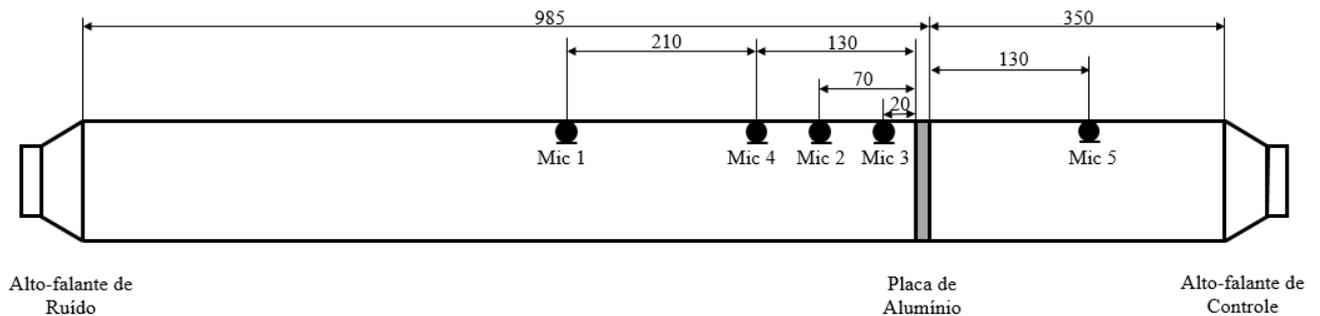


Figura 5.12 - Posição dos microfones no tubo de impedância (distâncias em [mm]). Fonte: Elaborada pela autora.

Dos cinco microfones utilizados três foram para o cálculo do coeficiente de absorção (Mic 1, Mic 2 e Mic 3) e dois (Mic 4 e Mic 5), igualmente espaçados em relação a placa, para o controle dos níveis de pressão sonora dentro do tubo de impedância.

5.2.1.1. Resultados Experimentais do Absorvedor Ativo Utilizando Alto-falante como Atuador de Controle

Inicialmente foram realizados ensaios, baseados no método da função de transferência (ISO 10534-2), para obtenção da curva de absorção sonora para as três placas de alumínio com diferentes espessuras utilizadas neste trabalho. Os resultados obtidos para uma excitação do alto-falante de ruído com ruído branco de banda larga são mostrados na Fig. 5.13.

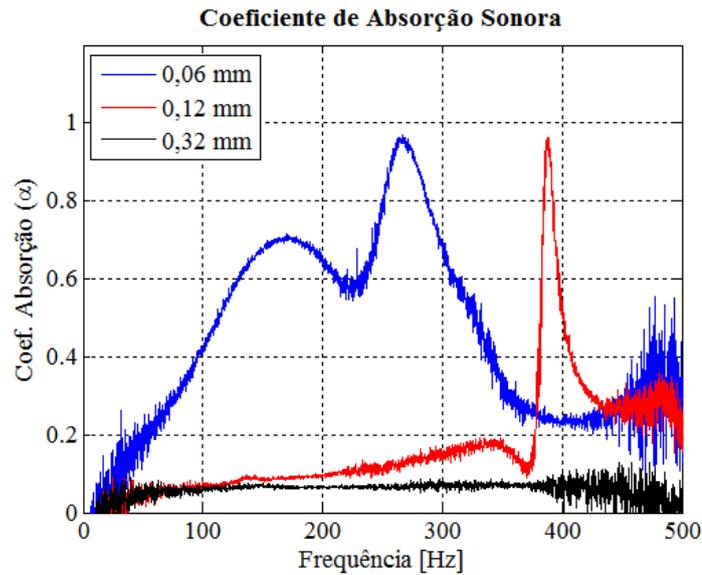


Figura 5.13 - Coeficiente de absorção sonora para três placas de alumínio com diferentes espessuras. Fonte: Elaborada pela autora.

Observa-se na Fig. 5.13 que ao se reduzir a espessura da placa o coeficiente de absorção sonora aumenta para uma onda com incidência normal sem a aplicação de qualquer estratégia de controle.

Após obtidas experimentalmente as curvas de absorção sonora para as placas de alumínio por meio da excitação do alto falante de ruído com ruído branco de banda larga, foram feitos ensaios com perturbações do tipo mono tonal na frequência de 300 Hz com amplitude de 0,5 V, os resultados provenientes destes testes são apresentados na Fig. 5.14.

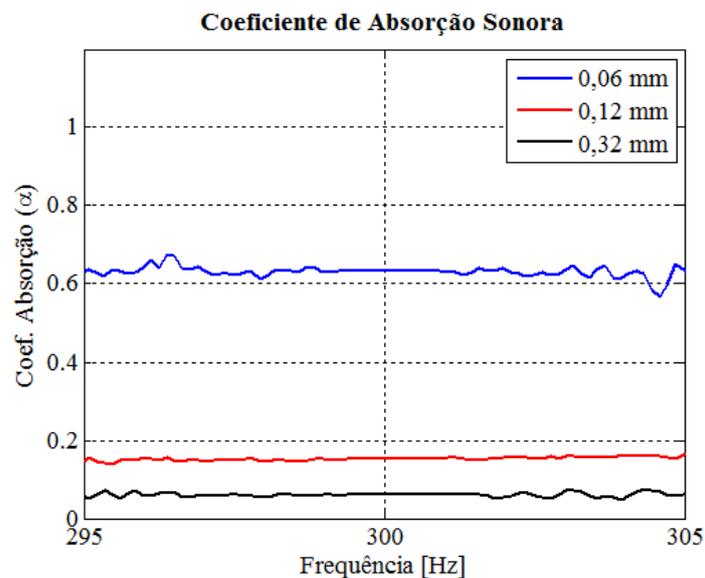


Figura 5.14 - Coeficiente de absorção sonora para uma perturbação mono tonal em 300 Hz. Fonte: Elaborada pela autora.

Posteriormente, foram realizados ensaios para o cálculo do coeficiente de absorção mediante o controle manual da tensão de alimentação do alto-falante utilizado como atuador de controle, para igualar os níveis de pressão sonora nos microfones quatro e cinco. Os resultados obtidos estão expressos na Tab. 5.4.

Tabela 5.4 - Coeficiente de absorção para o controle manual de placas de diferente espessuras

Espessura da Placa de alumínio [mm]	Coeficiente de absorção (α)
0,06 mm	-
0,12 mm	54%
0,32 mm	5%

Nota-se que na Tab. 5.4 não existe resultado para a placa de alumínio de 0,06 mm, uma vez que devido as limitações físicas encontradas para o engaste da mesma no tubo de impedância não foi possível realizar a sintonia manual por meio da placa de controle utilizada.

Ainda por meio de uma análise da Tab. 5.4, percebe-se que a placa de alumínio de 0,12 mm apresentou um aumento do coeficiente de absorção considerável mediante o controle, no entanto este valor não foi máximo uma vez que nos ensaios realizados não foi considerado o valor médio quadrático da pressão sonora. Verifica-se também que para a placa de alumínio de 0,32 mm o sistema não foi capaz de fornecer energia suficiente para maximizar a transmissão sonora, uma vez que se trata de uma chapa mais espessa.

Por fim, visto que dentre os ensaios realizados para o aumento do coeficiente de absorção utilizando o controlador manual com uma placa de alumínio de 0,12 mm foi o único com resultados expressivos, a Fig. 5.15 apresenta a densidade espectral de potência para o sistema antes e depois da ação do controlador.

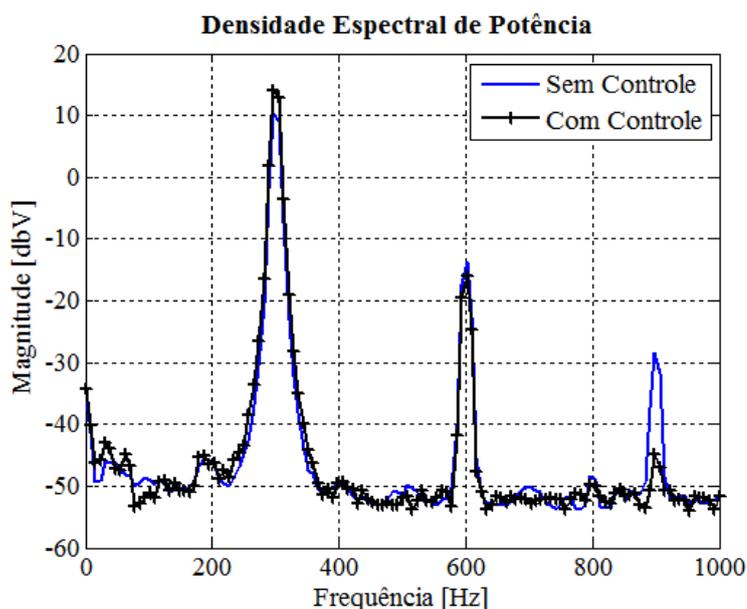


Figura 5.15 - Densidade espectral do sinal do microfone 4 para o ensaio harmônico a 300 Hz. Fonte: Elaborada pela autora.

Por meio da análise da densidade espectral de potência mostrada na Fig. 5.15, verifica-se que quando o alto-falante de controle é acionado além do aumento do coeficiente de absorção ocorre também um aumento no nível de pressão sonora no interior do duto.

Tendo em vista a reprodução do comportamento observado na modelagem numérica via MEF utilizando uma função objetivo com restrição, na qual ocorre o aumento do coeficiente de absorção sem elevação dos níveis de pressão sonora, ao invés de igualar a pressão sonora no interior do duto e da cavidade do absorvedor ativo de ruído por meio de um ajuste manual implementou-se um controlador PI.

Visto que neste trabalho considera-se apenas a propagação de ondas planas no interior do duto, sabe-se que para um coeficiente de absorção máximo o valor eficaz da pressão sonora será constante ao longo do mesmo. Desta forma, o controlador PI buscará por meio do controle da tensão de alimentação do piezo *buzzer* controlar o movimento da placa de forma a minimizar a diferença de pressão existente entre os dois sensores posicionados no interior do duto. O procedimento experimental e os resultados obtidos são descritos a seguir.

5.2.2. Procedimento Experimental Com Atuador de Controle do Tipo Piezoelétrico

Para avaliar experimentalmente o absorvedor ativo de ruído visando maximizar o coeficiente de absorção sem aumentar os níveis de pressão sonora por meio da implementação de um controlador PID foi montada uma bancada experimental composta por um tubo de impedância de acrílico instrumentado com um piezo *buzzer* colado a uma placa de alumínio (atuador estrutural), alto-falante (fonte de ruído), microfones casados em fase, condicionador de

circuito eletrônico completo e os gráficos da corrente de entrada drenada e da tensão de saída, resultantes das simulações realizadas, podem ser vistos no Anexo II e III.

Para fazer a aquisição dos sinais, foram utilizados condicionadores de sinais e um par de microfones de campo livre da Bruel & Kjaer pré-amplificado do tipo 4181 de ½" com sensibilidade de 11,2 mV/Pa e faixa de frequência de 0,3 Hz a 16 kHz (± 2 dB).

Os algoritmos de controle do absorvedor ativo de ruído também foram desenvolvidos no *software* Matlab-Simulink® e implementados por meio da placa de controle dSPACE DS1104, da qual utilizou-se dois canais de conversão analógico digital (A/D) para aquisição dos sinais provenientes dos microfones, com 16 bits de resolução, modo *sample and Hold* (S/H) e tensão de entrada de ± 10 V e dois canais de conversão digital analógica (D/A) para acionar os atuadores da planta, com resolução de 16 bits, saída de ± 10 V e corrente máxima de ± 5 mA. A frequência de amostragem utilizada foi de 2 kHz.

Na Figura 5.17, temos a foto da bancada experimental utilizada.

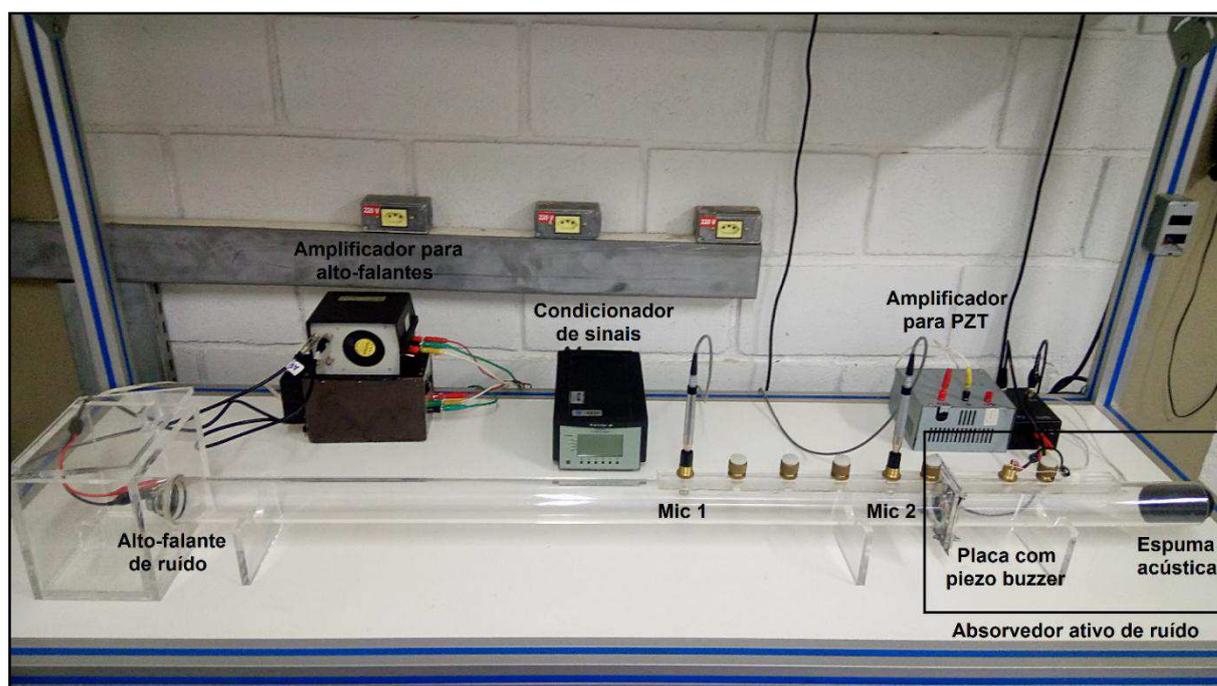


Figura 5.17 - Bancada experimental utilizada no absorvedor ativo de ruído. Fonte: Elaborada pela autora.

A fim de estimar os parâmetros do controlador PID para controlar a tensão aplicada no piezo *buzzer* de forma a produzir na placa um movimento que minimize a pressão sonora refletida, e conseqüentemente maximize a absorção acústica, na próxima seção é apresentado o procedimento utilizado para identificar a função de transferência do sistema na banda de 200 a 2 kHz.

5.2.2.1 Identificação da Função de Transferência do Modelo Experimental

Para identificar a função de transferência utilizada para sintonizar os parâmetros do controlador PID em malha fechada, realizou-se um ensaio no qual aplicou-se na placa com PZT (atuador de controle), vide Fig. 5.16, uma excitação aleatória do tipo ruído branco de banda estreita de 200 a 1800 Hz, com nível RMS de 500 mV, com o gerador de função DS360 da Stanford Research System, ilustrado na Fig. 5.18.



Figura 5.18 - Gerador de sinais Stanford Research System DS360. Fonte: *datasheet* do equipamento.

Os sinais provenientes da excitação e do microfone de erro, localizado a 20 mm da placa, foram adquirido utilizando um programa para gerenciamento de aquisição, desenvolvido no LAV, e uma placa de aquisição A/D da National Instruments (NI) modelo USB 9162 + 9233 com BNC, mostrado na Fig. 5.19, com as seguintes especificações:

- Resolução de 24 bits; faixa dinâmica de 102 dB; filtros anti-aliasing;
- Amostragem analógica simultânea de quatro canais; Tensão de entrada de $\pm 5V$;
- Amostragem máxima de 50 kS/s por canal;
- Acoplamento AC (0,5 Hz) e condicionamento de sinais IEPE de 2 mA para microfones e acelerômetros



Figura 5.19 - Sistema de aquisição A/D da National Instruments (NI) modelo USB 9162 + 9233 com BNC. Fonte: *datasheet* do equipamento.

A coerência, fase e magnitude da função de transferência real do sistema obtidos são mostrados na Fig. 5.20.

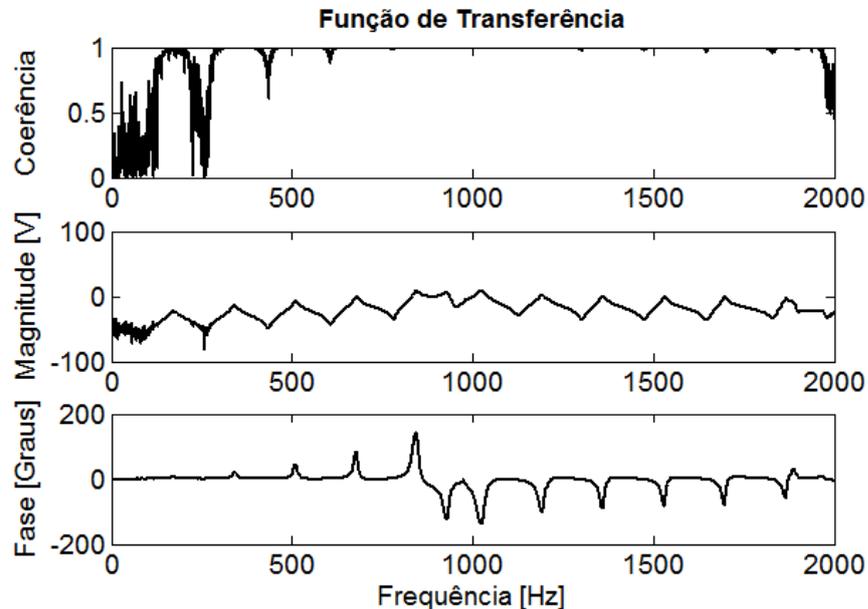


Figura 5.20 - Coerência, fase e magnitude da função de transferência real do sistema. Fonte: Elaborada pela autora.

Uma vez adquiridos os sinais em função do tempo, a função de transferência é estimada de maneira *off-line* através de uma aproximação polinomial do tipo ARX, utilizando o pacote de identificação de sistemas disponibilizado pelo Matlab®, tal como no procedimento executado para identificação do caminho secundário no CAR apresentado no Capítulo 4. Os parâmetros do modelo ajustado foram:

- a) Número de polos igual a 25
- b) Número de zeros igual a 20

Sendo a frequência de amostragem utilizada, a mesma da aquisição, de 4096 Hz. Nas Fig. 5.21 e Fig. 5.22, tem-se representada a função de transferência adquirida experimentalmente e a estimada, em função do tempo e da frequência.

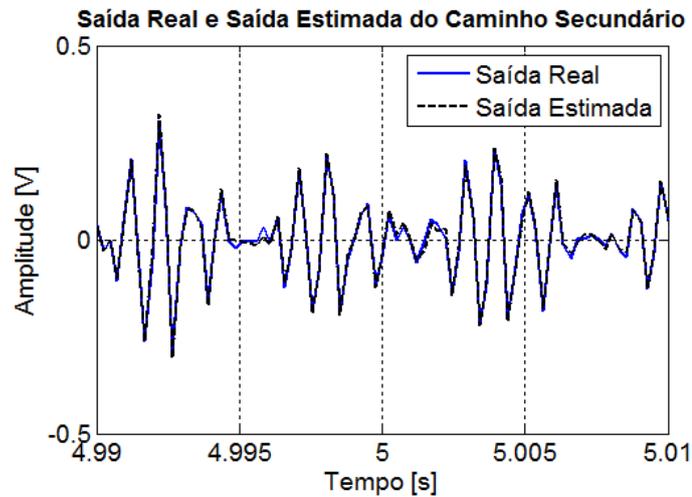


Figura 5.21 - Função de transferência real e estimada em função do tempo. Fonte: Elaborada pela autora.

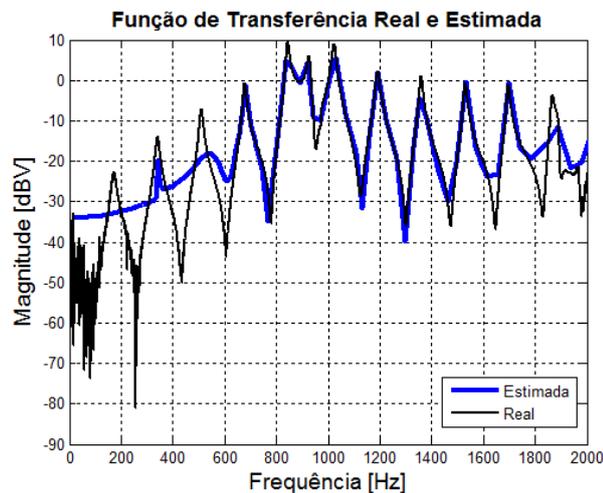


Figura 5.22 - Função de transferência real e estimada em função da frequência. Fonte: Elaborada pela autora.

Por meio de uma análise dos gráficos apresentados nas Fig. 5.21 e 5.22, nota-se que apesar da função de transferência em função do tempo apresentar um valor de ajuste de 88,19, (no Matlab®, o ajuste entre as duas curvas é calculado de tal modo que cem significa um ajuste perfeito, e zero indica um ajuste inadequado), a mesma não representa adequadamente o sistema em frequências inferiores a 600 Hz. No entanto levando em consideração que quanto maior o número de pólos, pior será a estabilidade relativa do sistema, e que os CAR apresentam uma boa resposta com valores de ajuste superiores a 80, utilizar-se-á a função de transferência estimada afim de se obter uma noção dos valores de sintonia do PID, que posteriormente serão realmente ajustados experimentalmente por meio de um método iterativo, apresentado na próxima seção.

5.2.2.2. Sintonia do Controlador PID

De acordo com Li et al. (2014), a “chave” para o controle ativo de vibração e ruído utilizando controle PID consiste na sintonia dos parâmetros do controlador, ou seja, na obtenção das constantes proporcional (K_P), integral (K_I) e derivativa (K_D) da função de transferência, expressa na equação Eq. (5.4).

$$G_{PID} = K_p + \frac{K_I}{s} + K_D s \quad (5.4)$$

Ainda de acordo com Li et al. (2014) para sintonizar o controlador PID existe diversas abordagens, que podem ser subdivididas em dois grandes grupos que são: abordagem teórica e abordagens de engenharia. Sendo que em estruturas de engenharia complexas e de larga escala, abordagens de engenharia são mais populares do que abordagens teóricas.

Portanto seguindo a linha de raciocínio proposta por Li et al. (2014), o controlador PID neste trabalho será sintonizado utilizando uma abordagem de engenharia baseada em um método de iteração, levando em consideração os parâmetros determinados por meio da *toolbox* PID Tuner do Matlab® obtidos através da função de transferência estimada na seção 5.2.1.1.

Na sintonia de PID por método de iteração, os parâmetros são alterados e a resposta analisada de forma iterativa, como sugere o próprio nome do método, até a obtenção do resultado desejado, considerando que em um controlador PID:

- a) O aumento do coeficiente proporcional melhora as características de erro de regime estacionário, porém aumenta o sobrevalor percentual.
- b) O aumento do tempo de integração reduz o sobrevalor percentual do sistema e a oscilação resultante, tornando-o mais estável. No entanto, provoca um aumento no tempo necessário para eliminar erros de natureza estática.
- c) O aumento do tempo diferencial, aumenta a velocidade de resposta do sistema. Entretanto, reduz a capacidade do sistema de controle ativo resistir a uma perturbação.

Assim, aplicando o método iterativo, os valores obtidos experimentalmente da sintonia dos parâmetros foram: $K_P=0,5$, $K_I=100$ e $K_D=0$. Após sintonizado o controlador PID foram realizados ensaios experimentais a fim de verificar o comportamento do absorvedor ativo de ruído, os resultados obtidos são apresentados na próxima seção.

5.2.2.3. Resultados Experimentais do Absorvedor Ativo De ruído

Dadas as características do sistema apresentado, nos testes experimentais realizados para avaliar o absorvedor ativo de ruído, exposto na simulação numérica da seção 5.1, optou-se por controlar uma perturbação do tipo mono tonal na frequência de 500 Hz, uma vez que esta representa a maior frequência de excitação gerada pelo amplificador de áudio empregado nos ensaios. Ressalta-se que nestes ensaios, o processo de controle era ativados após aproximadamente 6 segundos do início da excitação do sistema.

Os resultados obtidos nos ensaios do absorvedor ativo de ruído utilizando um controlador PID em função do tempo e em termos da densidade espectral de potência (Power Spectra Density - PSD), para perturbação aplicada ao controlador PID, provenientes do microfone de erro e referência são mostrados nas Fig. 5.23 e 5.24.

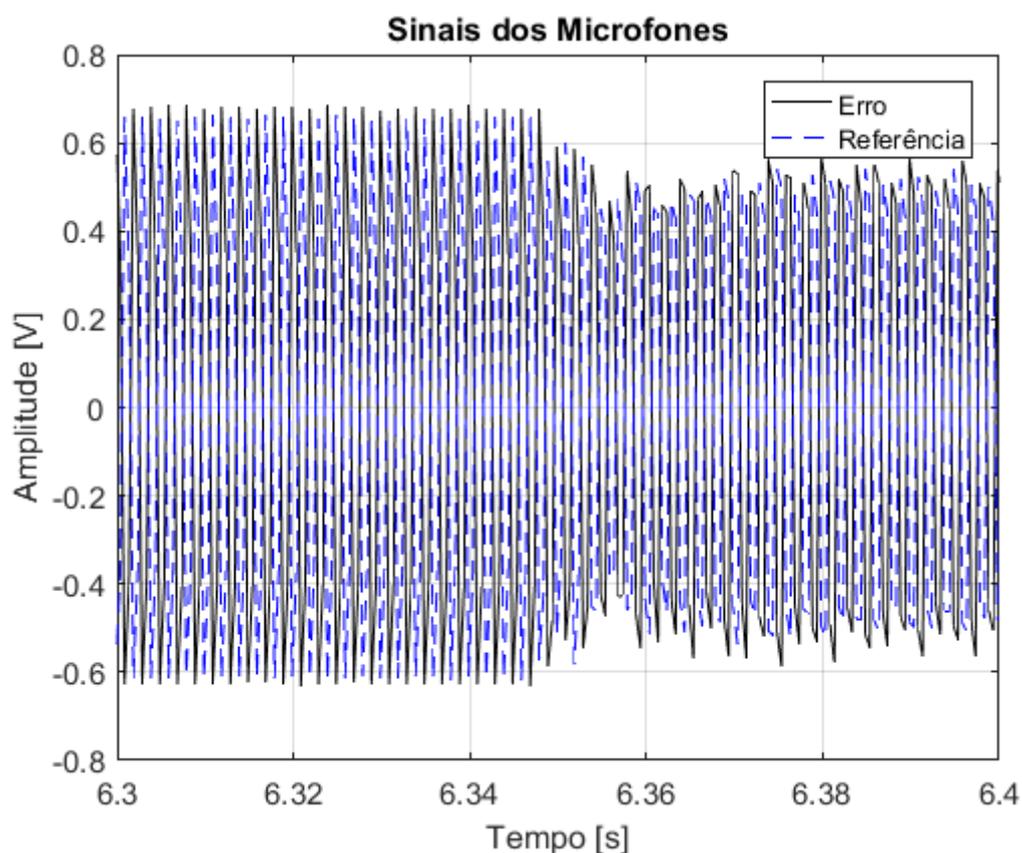
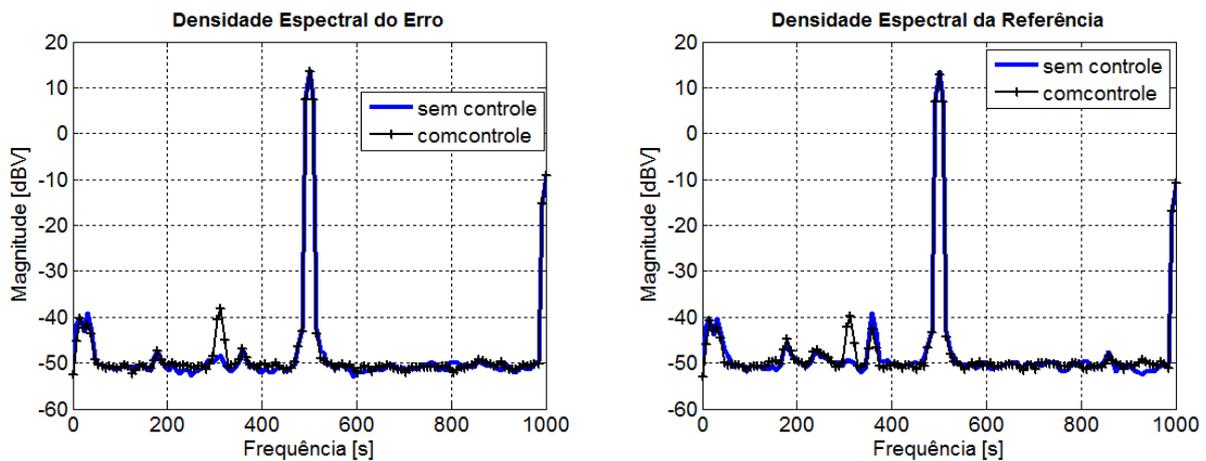


Figura 5.23 - Resultado do absorvedor ativo de ruído em função do tempo. Fonte: Elaborada pela autora.



a) Densidade espectral do erro

b) Densidade espectral da referência

Figura 5.24 - Resultado do absorvedor ativo de ruído. Fonte: Elaborada pela autora.

Sendo os valores do coeficiente de absorção sonora antes e depois do controle, obtidos pelo método da função de transferência, apresentados na Tab. 5.5.

Tabela 5.5 - Coeficiente de absorção antes e depois da ação do controlador

	Alfa
Sem Controle	0,2943
Com Controle	0,3821

Por meio de uma avaliação dos resultados obtidos, conclui-se que o controlador implementado apesar de tentar reduzir a diferença de pressão existente entre os microfones de referência e erro, gerando uma redução nas amplitudes dos sinais captados pelos sensores da planta, não apresenta uma redução de energia na frequência analisada, nem um aumento considerável do coeficiente de absorção.

Dessa forma, com base nas experiências conduzidas até o momento, pode-se concluir que o controlador implementado necessita da inserção de mais uma condição de restrição para atingir o objetivo de maximização do coeficiente de absorção por meio do controle de vibração de uma estrutura do tipo placa utilizando material piezoelétrico, proposto neste trabalho.

Cabe destacar, que a sintonia dos parâmetros proporcional, integral e derivativo do controlador PID é peça fundamental no controle, e conseqüentemente um ajuste inadequado dos mesmos faz com que o sistema apresente um desempenho pouco eficiente. Portanto, uma possível solução para o problema em questão consiste inicialmente na busca de um modelo que permita estimar a função de transferência da planta com melhores resultados para frequências

inferiores a 500 Hz, para a partir da mesma utilizar uma abordagem teórica que permita sintonizar o controlador com valores que resultem num sistema com melhor desempenho. Sendo esta, uma das propostas apresentadas como trabalho futuro.

CAPÍTULO IX

CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O Controle ativo da transmissão sonora tem-se mostrado uma alternativa prática para redução dos níveis de pressão sonora desde 1990 em virtude do desenvolvimento dos materiais inteligentes e do avanço da eletrônica, que propiciou o surgimento de rápidos conversores multicanais e de processadores digitais de sinais de alta velocidade. Neste contexto, o trabalho proposto de criação de um absorvedor ativo de ruído utilizando como atuadores de controle materiais piezoelétricos se encontra em conformidade com as diversas pesquisas que tem sido realizadas recentemente na área e com a busca de novas propostas viáveis de atenuação ativa de ruído por meio da aplicação de técnicas de controle ativo acústico estrutural.

Com o propósito de dar seqüência nas pesquisas que foram desenvolvidas nos últimos anos no Laboratório de Acústica e Vibrações (LAV) da Faculdade de Engenharia Mecânica (FEMEC) da Universidade Federal de Uberlândia (UFU), este trabalho apresentou:

- a) A utilização de materiais piezoelétricos como atuadores de controle nos controladores ativo de ruído, baseados no princípio da interferência destrutiva, com estruturas do tipo FXLMS *feedforward*, *feedback* e híbrida;
- b) Avaliação numérica e experimental da aplicação de técnicas de controle ativo acústico estrutural utilizando atuadores dos tipos alto-falante e piezoelétrico para construir um absorvedor ativo de ruído;

Os resultados obtidos nos ensaios experimentais com os controladores ativos de ruído baseados no princípio da interferência destrutiva mostraram que a utilização de atuadores de controle do tipo placa instrumentada com material piezoelétrico é capaz de provocar redução significativa dos níveis de pressão sonora em uma determinada região de interesse para excitações do tipo mono tonais sendo, portanto, uma alternativa interessante para aplicações acústicas.

Já a avaliação numérica realizada via MEF para o absorvedor ativo de ruído utilizando material piezoelétrico em um duto com propagação de ondas planas mostrou a capacidade do dispositivo proposto de propiciar atenuação sonora, mediante a maximização do coeficiente de

absorção pelo controle da vibração da placa instrumentada com material piezoelétrico mostrando, assim, a viabilidade do projeto. Os resultados obtidos mostram que frente a um controle ótimo o dispositivo apresenta um coeficiente de absorção sonora em torno de 98%, sendo capaz de provocar atenuações da ordem de 10 dB, para uma frequência de excitação de 500 Hz.

No entanto, no tocante a validação experimental dos absorvedores ativos acústicos ao se utilizar um controlador manual, com atuador de controle do tipo alto-falante, para igualar os níveis de pressão sonora nos microfones posicionados no interior do duto e dentro da cavidade do absorvedor ativo de ruído verificou-se que além do aumento do coeficiente de absorção houve também um aumento no nível de pressão sonora no interior do duto.

Já nos ensaios com controlador PI, usando material piezoelétrico como atuador de controle, buscou-se atuar sobre a placa de forma a igualar as pressões no interior do duto garantindo, assim, coeficiente de absorção máximo, no entanto nota-se que apesar do algoritmo de controle tentar reduzir a diferença de pressão existente entre os microfones de referência e erro, provocando uma redução nas amplitudes dos sinais captados pelos sensores da planta, não ocorre redução de energia na frequência analisada e nem aumento considerável do coeficiente de absorção.

Dessa forma, conclui-se com base nos experimentos realizados até o momento que considerando como variável de controle a pressão sonora instantânea e a utilização de uma placa de controle dSPACE® o controlador implementado necessita da introdução de mais uma variável de controle para atingir o objetivo proposto neste trabalho de maximização do coeficiente de absorção por meio do controle de vibração de uma estrutura do tipo placa instrumentada com um atuador piezoelétrico.

Destarte, a vista do exposto, segue como sugestão de trabalhos futuros para continuidade do desenvolvimento dos absorvedores ativos acústicos utilizando material piezoelétrico:

- a) Desenvolvimento de um modelo que permita estimar a função de transferência da planta com melhores resultados para frequências inferiores a 500 Hz;
- b) Utilização de uma abordagem teórica para sintonizar o controlado PI com valores que resultem num sistema com melhor desempenho;
- c) Determinação de mais uma variável de controle, além da pressão sonora instantânea, que garanta a maximização do coeficiente de absorção do absorvedor ativo de ruído utilizando um controlador PI;
- d) Implementação de outras técnicas de controle propostas na literatura tais como o PID e o *feedforward* com algoritmo adaptativo RMFe;

CAPÍTULO IX

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 14644-1**: Salas limpas e ambientes controlados associados. Parte 1: Classificação da limpeza do ar. Rio de Janeiro, 2005.

BISTAFA, S. R. **Acústica aplicada ao controle de ruído**. 2. ed. São Paulo: Edgard Bluncher Ltda, 2011. 380 p.

BRENNAN, M. C.; MCGOWAN, A. M. R. **Piezoelectric Power Requirements for Active Vibration Control**. NASA Langley Research Center, Hampton, VA, 10 p, 1997.

DELFINO, L. C. **Controle ativo de ruído em dutos utilizando processadores digitais de sinais**, 2005. 159 f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

FARIA, A. W. **Modelagem por elementos finitos de placas compostas dotadas de sensores e atuadores piezoelétricos: implementação computacional e avaliação numérica**, 2006. Dissertação de mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

FULLER, C. R. et al. Experiments on structural control of sound transmitted through an elastic plate. In: American Control Conference, 1989, Pittsburgh, PA, USA. ***Proceedings of the 1989 American Control Conference***. 2079 – 2085.

FURSTOSS, M.; THENAIL, D.; GALLAND, M. A. Surface impedance control for sound absorptions: direct and hybrid passive/active strategies. **Journal of Sound and Vibration**, v. 203 (2), p. 219 – 236, 1997.

GERGES, S. N. Y. **Ruído: Fundamentos e Controle**. 2. ed. Florianópolis: NR Editora, 2000. 696 p.

HANSEN, C. et al. **Active Control of Noise and Vibration**. 2. ed. United States: CRC Press, 2012. Volume I.

HO, J.H.; BERKHOFF, A. Development of dynamic loudspeakers modified as incident pressure sources for noise reduction in a double panel structure. In: **Proceeding of the 20th International Congress on Sound and Vibration**, 7-11 July 2013, Bangkok, Thailand, p 1-7.

HOWARD, C. Q.; CAZZOLATO, B. S. **Acoustic analyses using MATLAB® and ANSYS®**. 1. ed. United States of America: CRC Press, 2014. 708 p.

JONES; J.D.; FULLER. C. R. Active control of sound fields in elastic cylinders by vibrational inputs. . In: **Proceedings of the Noisecon**, 1987. 413 – 418.

KINSLER, L. E. et al. **Fundamentals of acoustics**. 4. ed. United States of America: John Wiley & Sons, Inc., 1999. 560 p.

LACOUR, O.; GALLAND, M. A.; THENAIL, D. Preliminary experiments on noise reduction in cavities using active impedance changes. **Journal of Sound and Vibration**, v. 230 (1), p. 69 – 99, 2000.

LI, Y. et al. Active vibration and noise control of vibro-acoustic system by using a PID controller. **Journal of Sound and Vibration**, v. 348, p. 57-70, 2015.

LISSEK, H.; BOULANDET, R.; MAUGARD, M. Design of electroacoustic absorbers using PID control. **Proceedings of Comsol conference**, Germany, Stuttgart, 2011.

LUEG, P. **Process of silencing Sound Oscillations**, US 2.043.416, Jun., 1936.

MACIEL, M. A. **Controle ativo de ruído aplicado a venezianas acústicas**, 2014.137 f. Tese de Doutorado – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

MAFRA, M. P. A.; SOEIRO, N. S.; ALVES, E. C. Determinação e análise comparativa dos coeficientes de absorção de painéis confeccionados a partir da fibra de coco e um painel de uso comercial. In: XII Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, 12, 2005, Ilha Solteira, SP. **Anais...p.** 1 – 8.

MAO, Q.; Pietrzko, S. **Control of noise and structural vibration: A MATLAB® - Based Approach**. London: Springer, 2013.

MASINI, H. F.; OLIVEIRA FILHO, R. H.; TEODORO, E. B. Medição do coeficiente de absorção sonora de materiais através da técnica de um microfone em um tubo de impedância. In: XXIV Encontro da Sociedade Brasileira de Acústica, 24, 2012, Belém - PA. **Anais...p. 175-182**.

MEHTA, P. G. et al. Active Acoustic Treatment (AAT) – a step toward a perfect sound absorber. **Proceeding of the American Control Conference**, Philadelphia, Pennsylvania, p. 2611-2615, 1998.

MIRANDA, J. G. O. **Controle ativo de ruído em dutos: otimização do posicionamento de sensores receptores**, 2013. 166 f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

NUNES, M. A. A. **Utilização de síntese modal de componentes e particionamento axial de dutos para controle dos modos acústicos de alta ordem**, 2009. 222 f. Tese de Doutorado – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

NUÑEZ, I. J. C. **O controle ativo de ruído em dutos: um estudo teórico – experimental**, 2005. 129 f. Tese de Doutorado – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

OLSON, H. F.; MAY, F. G. Electronic Sound Absorber. **Journal of the Acoustic Society of America**, v. 25, p. 1130 – 1136, 1953.

SANTANA, D. C. **Controle ativo de ruído empregando placas retangulares com atuadores piezoelétricos distribuídos**, 2002. 197 f. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

SOUTO, C. da R. **Controle ativo de vibrações em placas usando atuadores piezoelétricos – aplicação a atenuação de ruídos em ambientes fechados**, 2008. 178 f. Tese de Doutorado – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA. **Absorção Sonora (ISO 354)**, [s.d]. Disponível em: <<http://www.eac.ufsm.br/ensaios/absorcao-sonora-iso-354>>. Acesso em: 19 de maio de 2016.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA. **Absorção Sonora (ISO 10534-2)**, [s.d]. Disponível em: <<http://www.eac.ufsm.br/ensaios/absorcao-sonora-iso-10534-2>>. Acesso em: 19 de maio de 2016.

WORLD HEALTH ORGANIZATION. **The world health report 2002 – Reducing Risks, Promoting Healthy Life**. Geneva, p. 248. 2002. Disponível em: <http://www.who.int/whr/2002/chapter4/en/>. Acesso em: 26 de março de 2016.

ZAMBRANO, M. V.; PEREIRA, A. H. A. **Efeito piezoelétrico e as cerâmicas piezoelétricas**, 2004. Apostila do curso: Materiais e dispositivos piezoelétricos: fundamentos e desenvolvimento da ATCP Brasil, São Carlos, São Paulo.

ZHU, H.; RAJAMANI, R.; STELSON, K. A. Active control of acoustic reflection, absorption, and transmission using thin panel speakers. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 113 (2), p. 852 – 870, 2003.

ZUFFI, G. A. **Modelagem numérica aplicada à venezianas ativas**, 2014. 48 f. Monografia de conclusão de curso – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

ANEXO I

DATASHEET DO PIEZO BUZZER

SPECIFICATIONS		REVISION HISTORY	
PARAMETERS	VALUES	DESCRIPTION	DATE
RESONANT FREQUENCY	2,800 ± 500	RELEASED FROM ENGINEERING	6/5/2003
RESONANT IMPEDANCE (MAX)	300	REVISED TO NEW TEMPLATE	9/4/2003
MAX INPUT VOLTAGE	30	REVISED SPECIFICATIONS	17/5/2004
CAPACITANCE @ 1KHZ	30,000 ±30%	REVISED DIMENSIONS	10/29/2004
PLATE MATERIAL	BRASS	REVISED DIMENSION SIZE AND STYLE	17/29/2006
OPERATING TEMPERATURE	-20 ~ +60	REVISED TO INVENTOR 3-D DRAWING TEMPLATE	8/13/2010
STORAGE TEMPERATURE	-20 ~ +70		BR

THIS DOCUMENT CONTAINS DATA PROPRIETARY TO PUI AUDIO INC. REPRODUCTION IN ANY FORM, WITHOUT PRIOR WRITTEN PERMISSION OF PROJECTS UNLIMITED, INC. IS PROHIBITED.
©2003, Projects Unlimited Inc.

A (10:1)

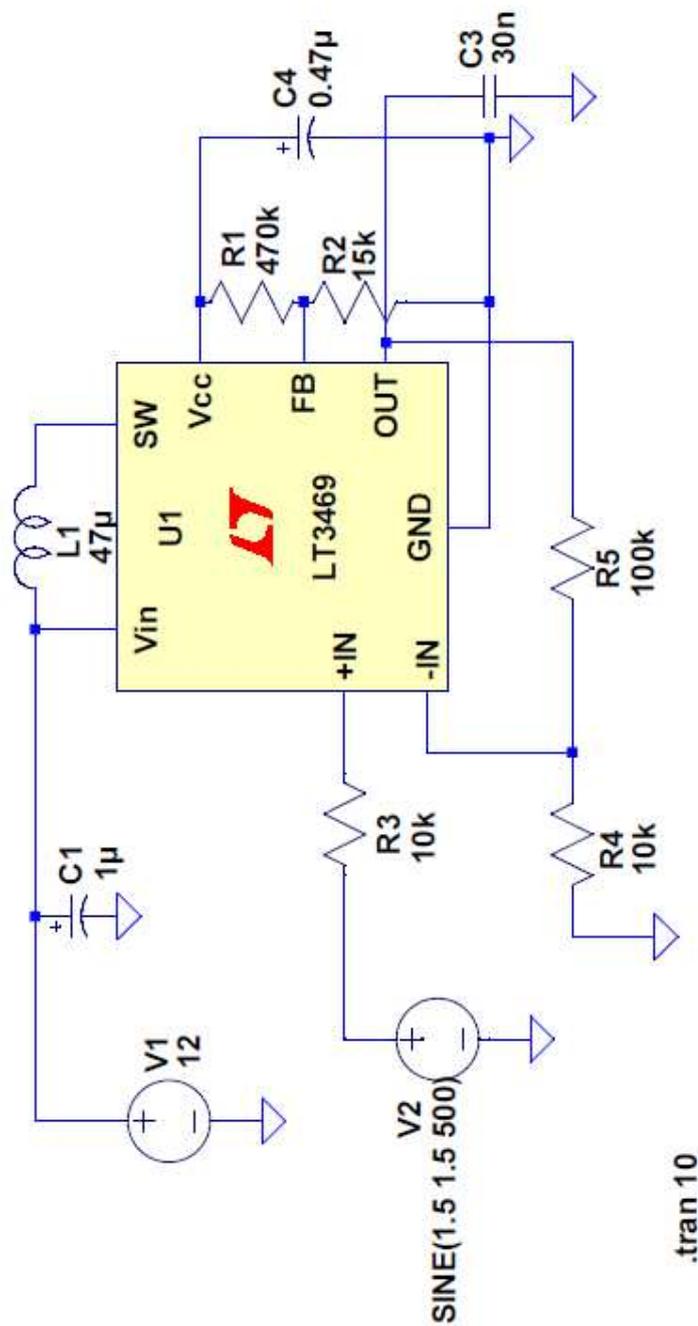
DESIGNED BY	B.C.I.	DATE	6/5/2003	CHECKED BY		DATE		APPROVED BY	S.J.	DATE	6/5/2003	DRAWN DATE	8/13/2010
SIZE	A3							AB3528B		Bender		Sheet	1 / 1
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED, DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS. TOLERANCES ARE AS FOLLOWS: ANGLES ARE 1:1.	AB3528B.dwg			Edition -		Sheet 1 / 1							

NOTES:

- ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS.
- SPECIFICATIONS SUBJECT TO CHANGE OR WITHDRAWL WITHOUT NOTICE.
- THIS PART IS RoHS 2002/95/EC COMPLIANT.

ANEXO II

DIAGRAMA DO CIRCUITO ELETRÔNICO DO AMPLIFICADOR PARA PIEZO BUZZER



ANEXO III

RESULTADO DAS SIMULAÇÕES DO LT®3469

