

**GEISA ARRUDA ZUFFI**

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE  
CONTROLE ATIVO DE RUÍDO DE BAIXO CUSTO**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA**

**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**2017**

**GEISA ARRUDA ZUFFI**

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CONTROLE ATIVO DE  
RUÍDO DE BAIXO CUSTO**

**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.

**UBERLÂNDIA – MG**

**2017**

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

---

Z94d  
2017 Zuffi, Geisa Arruda, 1992-  
Desenvolvimento de um sistema de controle ativo de ruído de baixo custo / Geisa Arruda Zuffi. - 2017.  
66 f. : il.

Orientador: Marcus Antonio Viana Duarte.  
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.  
Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Venezianas - Teses. 3. Controle de ruído - Teses. 4. Materiais inteligentes - Teses. I. Duarte, Marcus Antonio Viana. II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621

---

*“O maior obstáculo para a descoberta não é a ignorância;*

*É a ilusão do conhecimento. ”*

*Daniel J. Boorstin.*

## **AGRADECIMENTOS**

À Universidade Federal de Uberlândia e à Faculdade de Engenharia Mecânica pela oportunidade de realizar este Curso.

Ao CNPq pelo apoio financeiro.

Ao Prof. Dr. Marcus Antonio Viana Duarte, por ter aceitado ser meu orientador nesta jornada e por tê-lo feito de forma sublime.

Ao Prof. PhD. Elias Bitencourt Teodoro por estar sempre disposto a compartilhar seus conhecimentos de acústica.

Aos colegas do Laboratório de Acústica e Vibrações, em especial ao Prof. Ms. Pedro Pio Rosa Nishida, ao Prof. Ms. Marlipe Fagundes, ao Prof. Ms. João Gabriel Miranda, e a Ms. Fabiana Alves Pereira, que seguiram firmemente a meu lado, me auxiliando sempre que fosse necessário.

Aos colegas de mestrado, em especial ao Walter e a Isabela, por terem se arriscado comigo em algumas matérias e feito disso tudo uma grande aventura.

Aos professores do programa de pós-graduação, em especial o Prof. Dr. Francisco Paulo Lepore Neto, pelos equipamentos emprestados e pelas conversas sempre divertidas.

Ao técnico Jonas Profeta Borges pela construção e fixação da Veneziana.

Aos amigos, Isa, Lylia, Luiz Marcelo, e ao meu companheiro Hélio, pela imensa capacidade de compreender, acreditar e fortalecer.

À família pelo apoio e sobretudo pelo amor que faz tudo valer a pena.

À Deus por tudo.

ZUFFI, G. A. **Desenvolvimento de um Sistema de Controle Ativo de Ruído de Baixo Custo**. 2017. 71 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

### Resumo

A busca por alternativas que compatibilizem desempenho acústico, térmico e lumínico fez com que a utilização de esquadrias acústicas ventiladas ganhassem destaque. Entretanto as disponíveis no mercado, possuem desempenho limitado em baixas frequências, uma vez que são dotadas apenas de técnicas passivas de controle de ruído, fazendo com que fosse necessário pesquisar novas tecnologias que sejam capazes de eliminar essa deficiência. Dentro deste contexto, o presente trabalho avaliou a implementação de técnicas ativas de controle de ruído em venezianas acústicas utilizando atuadores do tipo piezelétricos. Foram feitas análises numéricas, via método dos elementos finitos, da atenuação de ruído promovida por dois modelos distintos de venezianas. Nestes modelos analisou-se ainda a eficiência do atuador para diferentes posições, visando eleger a configuração posição/modelo capaz de oferecer o melhor incremento na atenuação de ruído. Em seguida, foi realizada uma avaliação experimental para comprovar a aplicabilidade do sistema proposto. Os resultados experimentais obtidos indicaram a capacidade do sistema apresentado de atenuar até 18 dB na saída da veneziana na faixa de frequências analisadas.

---

*Palavras Chave: Controle ativo, venezianas acústicas, materiais inteligentes.*

ZUFFI, G. A. **Development of a Low Cost Active Noise Control System**. 2017. 71 f.  
M. Sc. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

### **Abstract**

The search for alternatives that compatibilize acoustic, thermal and luminous performance made the use of ventilated acoustic frames gain prominence. However, those available on the market have limited performance at low frequencies, since they are only equipped with passive noise control techniques, making it necessary to research new technologies that are capable of eliminating this deficiency. In this context, the present work evaluated the implementation of active techniques of noise control in acoustic shutters, through the use of piezoelectric materials. For this, a numerical analysis of the noise attenuation promoted by different venetian configurations and by different locations for the performance of the control was made, aiming to choose the combination between them capable of offering the best increment in noise attenuation. Then, an experimental evaluation was carried out to prove the applicability of the proposed system. The experimental results indicate the ability to attenuate 18 dB at the exit of the shutter on the range of frequency analyzed.

---

*Keywords:* Active control, acoustic louvres, smart materials.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1- Efeitos do ruído sobre os seres humanos.....	1
Fonte: Gerges (2000).....	1
Figura 2.1 - Enclausuramento de máquina conforme NR12 e norma ABNT .....	8
Figura 2.2 - Protetores auriculares.....	8
Figura 2.3 - Parede dupla .....	9
Figura 2.4 - Estúdio de gravação equipado com placas acústicas. ....	9
Figura 2.5 - Fones de ouvido que utilizam técnicas ativas de controle de ruído. ....	10
Figura 2.6 - Princípio físico do controle ativo de ruído.....	11
Figura 2.7 - Sistema básico de controle ativo de ruído.....	14
Figura 2.8 - Sistema de controle em malha aberta.....	16
Figura 2.9 - Sistema de controle em malha fechada. ....	16
Figura 2.10 - Sistema de controle <i>feedforward</i> adaptativo mais comumente usado.....	17
Figura 2.11 - Sistema de controle <i>feedforward</i> proposto por Lueg.....	18
Figura 2.12 - Sistema de controle estrutural ativo de ruído para fachadas envidraçadas proposto por Naticchia e Carbonari (2007). ....	21
Figura 2.13 - Sistema de controle de ruído ativo para uma janela ventilada proposta por Huang, Qiu e Kang (2011). ....	22
Figura 2.14 - Sistema de cancelamento de ruído ativo para uma janela ventilada. proposto por Kwon e Park (2013). ....	23
Figura 2.15 - Sistema de cancelamento de ruído ativo para uma janela doméstica proposto por Hu, Rajamani e Yu (2013). ....	24
Figura 2.16 - Tipos de silenciadores avaliados por Wang e Hui (2014).....	24
Figura 2.17 - Novo modelo de janela ventilada proposto por Wang e Hui (2014).....	25
Figura 2.18 - Definição de Venezianas Acústicas. ....	25
Figura 2.19 - Venezianas Acústicas Ativas. ....	26
Figura 3.1 - Atuador utilizado como fonte secundária na implementação do controle ativo de ruído na veneziana acústica. ....	29
Figura 3.2 - Dimensões da configuração 1 em metros.....	30
Figura 3.3 - Dimensões da configuração 2 em metros.....	30
Figura 3.4 - Posições avaliadas para fixação do atuador de controle.....	31



Figura 3.5 - Disposição dos elementos utilizados na modelagem da configuração 1 na simulação 2D via Ansys®. ....	33
Figura 3.6 - Disposição dos elementos utilizados na modelagem da configuração 2 na simulação 2D via Ansys®. ....	33
Figura 3.7 - Disposição dos materiais utilizados na modelagem da configuração 1 na simulação 2D via Ansys®. ....	34
Figura 3.8 - Disposição dos materiais utilizados na modelagem da configuração 2 na simulação 2D via Ansys®. ....	34
Figura 3.9 - Condições de contorno e forças aplicadas ao modelo da configuração 1 na simulação 2D via Ansys®. ....	36
Figura 3.10 - Condições de contorno e forças aplicadas ao modelo da configuração 2 na simulação 2D via Ansys®. ....	36
Figura 3.11 – Fluxograma da lógica utilizada na otimização da Força de Controle. ....	37
Figura 3.12 - Resultados obtidos para a Posição 1, sem controle e com controle em 250 Hz. ....	40
Figura 3.13 - Resultados obtidos para a Posição 2, sem controle e com controle em 250 Hz. ....	40
Figura 3.14 - Resultados obtidos para a Posição 3, sem controle e com controle em 250 Hz. ....	40
Figura 3.15 - Resultados obtidos para a Posição 4, sem controle e com controle em 250 Hz. ....	40
Figura 3.16 - Resultados obtidos para a Posição 5, sem controle e com controle em 250 Hz. ....	41
Figura 3.17 - Gráfico contendo as atenuações de ruído obtidas para cada uma das posições avaliadas na simulação 2D. ....	41
Figura 3.18 - Disposição das sete posições para fixação do atuador a serem avaliadas. ....	43
Figura 3.19 - Disposição dos elementos utilizados na simulação 3D via Ansys®. ....	43
Figura 3.20 - Disposição dos materiais utilizados na simulação 3D via Ansys®. ....	45
Figura 3.21 - Condições de contorno e forças aplicadas ao modelo na simulação 3D via Ansys®. ....	45
Figura 3.22 - Resultados obtidos para a Posição 1, sem controle e com controle em 250 Hz. ....	47
Figura 3.23 - Resultados obtidos para a Posição 2, sem controle e com controle em 250 Hz. ....	47
Figura 3.24 - Resultados obtidos para a Posição 3, sem controle e com controle em 250 Hz. ....	47

Figura 3.25 - Resultados obtidos para a Posição 4, sem controle e com controle em 250 Hz. .....	48
Figura 3.26 - Resultados obtidos para a Posição 5, sem controle e com controle em 250 Hz. .....	48
Figura 3.27 - Resultados obtidos para a Posição 6, sem controle e com controle em 250 Hz. .....	48
Figura 3.28 - Resultados obtidos para a Posição 7, sem controle e com controle em 250 Hz. .....	49
Figura 3.29 - Gráfico contendo as atenuações de ruído obtidas para cada uma das posições avaliadas na simulação 3D. ....	49
.Figura 4.1 - Montagem experimental da veneziana acústica.....	52
Figura 4.2 - Gerador de sinais Ultra Low Distortion Function Generator, modelo DS360 disponível no LAV. ....	53
Figura 4.3 - Arduino Due utilizado para defasar o sinal de acionamento do piezo buzzer. ...	53
Figura 4.4 - Atuador de controle. ....	54
Figura 4.5 - Esquema de montagem para obtenção da FRF, entre o atuador de controle e o microfone.....	55
Figura 4.6 - Esquema de montagem da bancada para adquirir a FRF do atuador de controle. .....	56
Figura 4.7 - Funções resposta em frequência obtidas no ensaio experimental, com suas respectivas coerências. ....	57
Figura 4.8 - Esquema de montagem da bancada utilizada para aplicar o controle ativo de ruído. ....	58
Figura 4.9 - Fluxograma da lógica do algoritmo utilizado para produzir o sinal do atuador de controle.....	59

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1. Limites de Tolerância (LTs) para ruído contínuo ou intermitente (NR-15) .....	3
Fonte: .....	3
Tabela 3.1 - Propriedades mecânicas dos materiais utilizados na modelagem via Ansys®. .....	35
Tabela 3.2. Resultados obtidos em dB para as frequências de 100 – 400 Hz.....	41
Tabela 3.3. Resultados obtidos em dB para as frequências de 100 – 400 Hz.....	49
Tabela 4.1. Especificações do Arduino Due fornecidas pelo fabricante .....	53
Tabela 4.2. Especificações do piezo buzzer fornecidas pelo fabricante .....	54
Tabela 4.3: Resultados obtidos experimentalmente para o atuador de controle proposto....	59

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAR	Controle ativo de ruído
LAV	Laboratório de Acústica e Vibrações
LTS	Limites de Tolerância
MEF	Método de Elementos Finitos
PVDF	Fluoreto de Pivinilideno
PZT	Cerâmicos feitos de Titanato Zirconato de Chumbo
UFU	Universidade Federal de Uberlândia
VAA	Venezianas Acústicas Ativas
WHO	<i>World Health Organization</i>

## LISTA DE SÍMBOLOS

$C_0$	<i>Velocidade do som no meio</i>
$D$	<i>Maior dimensão da veneziana acústica</i>
$F$	<i>Força de controle dada pelo algoritmo genético</i>
$f_c$	<i>Frequência de corte da veneziana</i>
$f_1(t)$	<i>Primeira força aplicada sobre a membrana no domínio do tempo</i>
$F_1(f)$	<i>Primeira força aplicada sobre a membrana no domínio da frequência</i>
$f_2(t)$	<i>Segunda força aplicada sobre a membrana no domínio do tempo</i>
$F_2(f)$	<i>Segunda força aplicada sobre a membrana no domínio da frequência</i>
$H$	<i>Matriz das FRFs</i>
$H_1(f)$	<i>FRF devido a pressão aplicada na entrada da veneziana</i>
$H_2(f)$	<i>FRF devido a força aplicada sobre o nylon</i>
$p(t)$	<i>Pressão aplicada na entrada da veneziana do domínio do tempo</i>
$P(f)$	<i>Pressão aplicada na entrada da veneziana do domínio da frequência</i>
$P$	<i>Pressão na saída da veneziana devido a força de controle</i>
$Y$	<i>Matriz das pressões na saída da veneziana no domínio da frequência</i>
$y_1(t)$	<i>Pressão na saída da veneziana devido a <math>p(t)</math> e <math>f_1(t)</math> no domínio do tempo</i>
$Y_1(f)$	<i>Pressão na saída da veneziana devido a <math>p(f)</math> e <math>F_1(f)</math> no domínio da frequência</i>
$y_2(t)$	<i>Pressão na saída da veneziana devido a <math>p(t)</math> e <math>f_2(t)</math> no domínio do tempo</i>
$Y_2(f)$	<i>Pressão na saída da veneziana devido a <math>p(f)</math> e <math>F_2(f)</math> no domínio da frequência</i>

# SUMÁRIO

<b>CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1 Contextualização .....	1
<b>CAPÍTULO II - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>7</b>
2.1. Controle de ruído .....	7
2.2 Controle Ativo de Ruído.....	11
2.2.1 Conceito .....	11
2.2.2 <i>O Sistema de Controle Ativo de Ruído</i> .....	13
2.2.3 <i>Atuadores</i> .....	14
2.2.5 <i>Sensores</i> .....	14
2.2.6 <i>Sistemas de Controle</i> .....	15
2.3 Materiais Piezelétricos no Controle Ativo de Ruído .....	18
2.4 Controle Ativo de Ruído em Edificações.....	20
<b>CAPÍTULO III - MODELAGEM NUMÉRICA .....</b>	<b>27</b>
3.1 Metodologia .....	27
3.2 Sistema proposto .....	28
3.3 Modelagem em Elementos Finitos 2D.....	31
3.1.1. <i>Pré-processamento</i> .....	32
3.1.2. <i>Solução</i> .....	35
3.1.3. <i>Pós-processamento</i> .....	36
3.1.4. <i>Otimização</i> .....	37
3.1.5. <i>Resultados</i> .....	39
3.2 Modelagem em Elementos Finitos 3D.....	42
3.2.1 <i>Pré-processamento</i> .....	43
3.2.2 <i>Solução</i> .....	45
3.2.3 <i>Pós-processamento</i> .....	46
3.2.4 <i>Otimização</i> .....	46

<b>CAPÍTULO IV - AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL .....</b>	<b>51</b>
4.1 Metodologia.....	51
4.2 Avaliação da utilização de amortecedores no atuador de controle. ....	55
4.3 Avaliação do Controle ativo de ruído utilizando atuador de controle piezelétrico .....	57
<b>CAPÍTULO V - CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>61</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>63</b>
<b>ANEXO I.....</b>	<b>66</b>

# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

### 1.1 Contextualização

Segundo Bistafa (2006) o som é a sensação produzida no sistema auditivo e ruído é o som sem harmonia, o som indesejável, sendo que esta definição varia de situação para situação. Como exemplo pode-se citar o som produzido pelas turbinas de um avião. Moradores próximos ao aeroporto o classificariam como ruído enquanto que um náufrago perdido em uma ilha deserta provavelmente não compartilharia da mesma opinião. De uma forma geral, o ruído gera efeitos desagradáveis tais como perturbação do sono, tensão, queda de desempenho entre outros que podem ser vistos na Fig. 1.1.

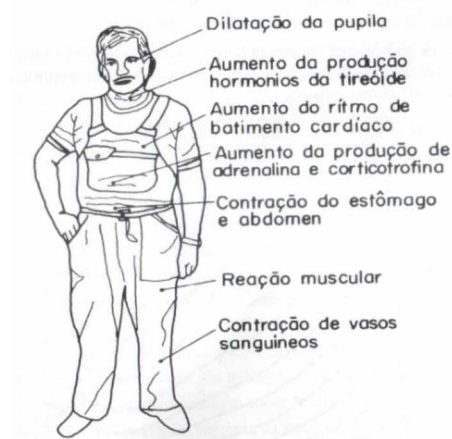


Figura 1.1- Efeitos do ruído sobre os seres humanos.

Fonte: Gerges (2000).



De acordo com a WHO (*World Health Organization*, 1999) ao contrário de muitos outros problemas ambientais, a poluição ocasionada pela presença de ruídos constantes, continua a aumentar. Isto ocorre devido, em grande parte, ao crescimento da população, a urbanização e ao desenvolvimento tecnológico, que trazem consigo os alargamentos dos sistemas rodoviários, dos aeroportos internacionais e dos sistemas ferroviários. Visto globalmente, o crescimento da poluição sonora ambiental urbana é insustentável, porque envolve não apenas os efeitos adversos diretos e cumulativos sobre a saúde, como também afeta negativamente as gerações futuras, uma vez que provoca a degradação de ambientes residenciais, sociais e de aprendizagem, com perdas econômicas correspondentes (apud BERGLUND, 1998). Assim, o ruído não é apenas um problema local, mas uma questão global que afeta a todos, sendo necessário tratar o assunto como uma questão de saúde pública, e realizar ações preventivas e regulamentárias com o objetivo de disciplinar a emissão de sons urbanos.

Dentro desta perspectiva foi criada A Norma Regulamentadora n.º 15 (NR-15), da Portaria MTb n.º 3.214/1978 (BRASIL, 1978), que estabelece os limites de exposição a ruído contínuo, conforme mostra a Tab.1.1 a seguir, com o objetivo de evitar, sobretudo, a Perda Auditiva Induzida por Ruído (Pair). Posteriormente, uma maior atenção foi dada ao projeto acústico de edificações a partir da norma NBR 10.152 (ABNT, 1987), que teve como objetivo definir os níveis de ruído compatíveis com o conforto acústico de ambientes, e, alguns anos mais tarde foi criada a norma NBR 15.575-4 (ABNT,2013) que estabeleceu parâmetros técnicos para o desempenho acústico (redução sonora ponderada mínima de 30 dB), e para áreas mínimas de abertura, que deveriam totalizar 5, 8 e 10% da área do piso do ambiente, objetivando obter desempenho térmico e lumínico e permitir a ventilação natural do ambiente concomitante ao conforto acústico, além de colocar em pauta a sustentabilidade e, conseqüentemente, a diminuição do impacto ambiental.

Dessa forma, fez-se necessário buscar alternativas que alinhassem as exigências da NBR 15.575-4 (ABNT, 2013). A princípio, a melhor solução seria a utilização de venezianas acústicas, mas por serem dotadas apenas de técnicas passivas de atenuação de ruído, a sua capacidade de atenuação ficava limitada em baixas frequências, visto que os comprimentos de onda envolvidos são longos e torna-se necessário o uso de grandes silenciadores ou de invólucros muito pesados (ou muito rígidos e leves) para controlar o ruído, dificultando a aplicação, e fazendo com que as melhores configurações apresentem um índice de redução sonora ponderado de no máximo 21 dB (VIVEIROS; GIBBS, 2003), não atingindo o mínimo necessário imposto pela norma.

Tabela 1.1. Limites de Tolerância (LTs) para ruído contínuo ou intermitente (NR-15)

Fonte: Adaptado de [http://www.guiatrabalhista.com.br/legislacao/nr/nr15\\_anexo1.htm](http://www.guiatrabalhista.com.br/legislacao/nr/nr15_anexo1.htm)

Nível de ruído dB(A)	Máxima exposição diária permissível
85	8 horas
86	7 horas
87	6 horas
88	5 horas
89	4 horas e 30 minutos
90	4 horas
91	3 horas e 30 minutos
92	3 horas
93	2 horas e 30 minutos
94	2 horas
95	1 hora e 45 minutos
98	1 hora e 15 minutos
100	1 hora
102	45 minutos
104	35 minutos
105	30 minutos
106	25 minutos
108	20 minutos
110	15 minutos
112	10 minutos
114	8 minutos
115	7 minutos

Como consequência da dificuldade de controlar ruído em baixas frequências Hansen (2006) relata que já na década de 1930, Coanda propôs pela primeira vez em patentes publicadas em 1931 e 1934, a ideia de usar o cancelamento de som ativo como uma alternativa ao controle passivo para som de baixa frequência. Então em 1936 e 1937, Paul Lueg publicou novas patentes e ilustrou o princípio do cancelamento ativo de ruído através da aplicação da técnica em dutos. Este trabalho é frequentemente citado como o início do controle ativo de ruído. A ideia era usar um transdutor (fonte de controle) para introduzir uma perturbação secundária (controle) no sistema para cancelar a perturbação primária existente, resultando assim em uma atenuação do som original. Desde então, o número de trabalhos

publicados sobre o tema aumentou exponencialmente de aproximadamente 240 antes de 1970 para 850 nos anos 70, de 2200 nos anos 80, para 6700 nos anos 90 e depois teve uma queda para 2.600 entre os anos de 2000 e 2008, essa queda pode ser explicada em parte devido às limitações no desempenho dos transdutores, à dificuldade em obter capital de investimento suficiente para desenvolver sistemas que a princípio não pareciam ter um potencial de mercado, e primordialmente devido ao carácter multidisciplinar da tecnologia que combina uma ampla gama de disciplinas técnicas, incluindo processamento de sinais, acústica, física, vibração, engenharia eletrônica (programação DSP e construção de placas de circuito), ciência dos materiais e engenharia mecânica. No entanto, ainda observa-se uma quantidade significativa de atividade na área, sendo que cada recente conferência sobre o assunto inclui um grande número de artigos com o tema controle ativo de ruído ou controle de vibração e essa tendência parece ter aumentado no final da década, devido principalmente aos avanços da microeletrônica, que permitiram a criação de microprocessadores dedicados ao processamento de sinais menos dispendiosos e com uma maior velocidade de processamento (a velocidade dobrou a cada 18 meses nos últimos 20 anos) (HANSEN, 2006).

Além disso, observa-se uma tendência em aliar o controle ativo de ruído à utilização de materiais inteligentes como atuadores, tais como piezelétricos e PVDF, uma vez que, ao contrário dos habituais alto-falantes, estes materiais podem ser facilmente acoplados a estruturas complexas, podem ser submetidos a condições severas de temperatura, não são sensíveis a campos magnéticos, são baratos, facilmente encontrados e ainda podem ser utilizados como sensores, superando diversas dificuldades de desempenho dos transdutores convencionais.

Dentro deste contexto, diversas pesquisas foram realizadas no Laboratório de Acústica e Vibrações (LAV) da Universidade Federal de Uberlândia (UFU), no qual desenvolve-se este trabalho, das quais podem-se destacar:

1. A pesquisa realizada por Santana (2002), sobre placas finas retangulares instrumentadas com pastilhas piezelétricas no controle ativo de ruído, evidenciando que o tamanho da pastilha não influencia o seu desempenho neste caso, sendo importante apenas o local da sua fixação;
2. A pesquisa realizada por Nishida (2012), que teve como objetivo avaliar a utilização de materiais inteligentes para efetuar o controle de ruído em dutos com propagação de modos de alta ordem, através da modelagem analítica e numérica do problema, mostrou que o atuador e a técnica empregada foram adequados além de apresentarem uma instalação mais prática;
3. E a pesquisa feita por Maciel (2014) que deu início as pesquisas sobre aplicação de técnicas de controle ativo de ruído em venezianas acústicas,

propondo aplica-la utilizando materiais piezelétricos e expõe através de uma abordagem analítica e numérica, que dessa forma é possível obter um índice de redução sonora ponderado superior a 35 dB, superando o exigido pela norma NBR 15.575-4 (ABNT, 2013).

Tais pesquisas reforçaram o potencial da utilização do controle ativo de ruído utilizando materiais com propriedades piezelétricas, entretanto, nenhuma avaliação experimental neste sentido foi realizada, fazendo com que seja necessário dar este passo na pesquisa dentro comunidade científica, para então comprovar de fato a sua eficiência.

## 1.2 Objetivos

Diante do exposto no item anterior, os objetivos deste trabalho são:

- a. Dar continuidade as pesquisas do Laboratório de Acústica e Vibrações da Universidade Federal de Uberlândia, relacionadas ao controle ativo de ruído.
- b. Aplicar técnicas de controle ativo de ruído a venezianas acústicas, a fim de se obter um incremento na atenuação de ruído nas baixas frequências, através da utilização de materiais piezelétricos fixados a uma membrana de nylon, sendo este o atuador de controle proposto.
- c. Avaliar por meio de simulações numéricas qual a configuração de veneziana acústica, dentre as propostas, capaz de oferecer uma maior atenuação.
- d. Avaliar por meio de simulações numéricas qual a melhor área dentre as propostas para aplicação do atuador de controle.
- e. Avaliar por meio de simulações numéricas qual a posição na área determinada, para colocação do atuador de controle que se mostra mais eficiente no controle ativo de ruído.
- f. Avaliar experimentalmente a aplicação pratica e a eficiência do atuador de controle proposto com e sem amortecedor, de forma a promover a redução de ruído em venezianas acústicas nas baixas frequências.

Isso será feito por meio de uma análise via elementos finitos da atenuação de ruído promovida por modelos distintos de veneziana e por diferentes localizações para atuação do controle, visando eleger a combinação entre eles capaz de oferecer o melhor incremento na atenuação de ruído em baixas frequências. Em seguida, é feita uma avaliação experimental para comprovar a aplicabilidade e a eficiência do sistema proposto.

### 1.3 Organização da Dissertação

Esta dissertação está assim dividida:

- Capítulo 1: É feita uma contextualização da pesquisa desenvolvida neste trabalho, juntamente com a apresentação de seus objetivos.
- Capítulo 2: É apresentada uma fundamentação teórica acerca de sistemas de controle ativo de ruído, apresentando seus componentes bem como seus princípios de funcionamento. Além disso, é apresentada uma revisão bibliográfica dos principais trabalhos e avanços científicos na área de controle de ruído em edificações e controle ativo de ruído utilizando materiais inteligentes.
- Capítulo 3: Neste capítulo é apresentada a modelagem numérica feita para duas configurações distintas de venezianas acústicas em duas dimensões, instrumentadas com atuadores piezelétricos visando avaliar seu desempenho acústico juntamente com a definição da área que será fixado o atuador de controle de forma a obter o máximo do sistema. Definida a melhor configuração e área, é feita uma modelagem em três dimensões para determinar a melhor posição para o atuador de controle nesta área.
- Capítulo 4: É realizada a avaliação experimental do desempenho do atuador de controle proposto.
- Capítulo 5: São apresentadas as conclusões gerais desta dissertação e sugestões para trabalhos futuros.
- Capítulo 6: Bibliografia utilizada nesta dissertação.
- Anexo I: Diagrama do circuito eletrônico do amplificador para piezo buzzer.

## **CAPÍTULO II**

### **REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

#### **2.1. Controle de ruído**

As técnicas de controle de ruído são normalmente empregadas quando deseja-se obter um nível aceitável em determinado ambiente e podem ser aplicadas:

1. na fonte de ruído, o que consiste em modificar suas características a fim de se evitar a geração de ruído,
2. na trajetória da transmissão, o que implica diminuir a transmissão sonora entre a fonte e o receptor, o que pode ser feito através do enclausuramento da fonte, como mostrado na Fig. 2.1, do aumento da distância entre o receptor e a fonte e até mesmo através de silenciadores ou
3. no receptor, por meio do uso de Equipamentos de Proteção Individual (EPI), que seriam os protetores auriculares mostrados na Fig. 2.2.



Figura 2.1 - Enclausuramento de máquina conforme NR12 e norma ABNT

Fonte: Figura retirada do site <http://www.siembra.com.br/produtos/enclausuramento/>



Figura 2.2 - Protetores auriculares

Fonte: Figura retirada do site [http://gruporpf.blogspot.com.br/2013\\_06\\_01\\_archive.html](http://gruporpf.blogspot.com.br/2013_06_01_archive.html)

Além disso, pode-se escolher utilizar técnicas passivas ou ativas de controle. As técnicas passivas de controle de ruído são aquelas que se baseiam apenas nos mecanismos de dissipação de energia interna dos materiais para obter alguma atenuação de ruído. Como

exemplos de aplicação dessas técnicas tem-se as paredes duplas, exemplificadas na Fig. 2.3 e as mantas de lã de vidro ou placas acústicas como mostra a Fig. 2.4.



Figura 2.3 - Parede dupla

Fonte: Figura retirada do site <http://www.amorimisolamentos.com/aplicacoes/Parede-Dupla-com-isolamento-preenchendo-totalmente-a-caixa-de-ar/140/>

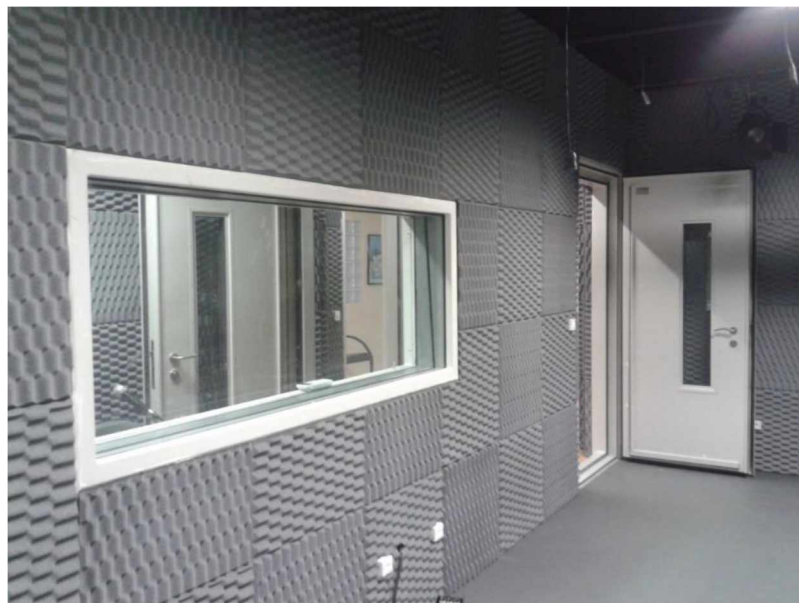


Figura 2.4 - Estúdio de gravação equipado com placas acústicas.

Fonte: Figura retirada do site <http://www.vibrasom.ind.br/produtos-acusticos/kit-sonique-revestimento-acustico.php>

Já as técnicas ativas são aquelas que empregam dispositivos que fornecem energia ao sistema, não dependendo das características dos materiais, mas sim da natureza do sistema que se deseja controlar e da instrumentação utilizada, tal qual será detalhado nos



próximos itens. O campo de aplicação para essa técnica é vasto, podendo ser encontrada em fones de ouvido, como mostra a Fig.2.5, em dutos de ar condicionado, proteção de cabines de aeronaves, silenciadores, interior de automóveis, entre outros, fazendo surgir empresas especializadas no assunto como a *Silentium – Silence in a Chip*, e pesquisas cada vez mais direcionadas e específicas devido à complexidade do assunto.

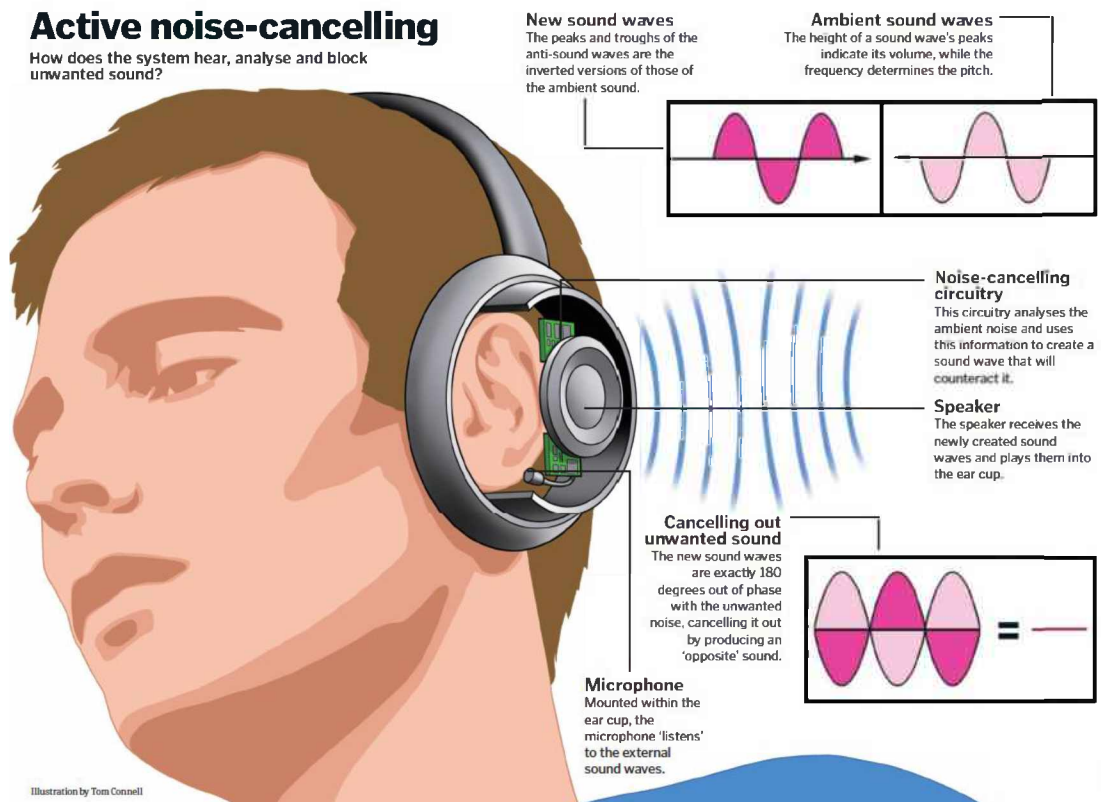


Figura 2.5 - Fones de ouvido que utilizam técnicas ativas de controle de ruído.

Fonte: Figura retirada do site <https://www.howitworksdaily.com/how-do-noise-cancelling-headphones-work/>

A escolha da técnica e da forma mais adequada dependerá do ambiente, do custo de sua implantação, do objetivo final da atenuação e da frequência em que o controle deve atuar, uma vez que de acordo com Elliot e Nelson (1993) métodos passivos geralmente não funcionam em baixas frequências, devido ao comprimento de onda acústica ser grande, fazendo com que seja necessário utilizar materiais com uma espessura muito grande, o que dificulta principalmente a diminuição da transmissão de um ambiente para outro, fazendo com que se torne inviável. Já o controle ativo não encontra essa dificuldade visto que ele pode se adaptar de acordo com a fonte.

## 2.2 Controle Ativo de Ruído

### 2.2.1 Conceito

Segundo Bies e Hansen (2003) o controle ativo de ruído é um processo que visa reduzir o ruído gerado por uma fonte denominada primária ou fonte de ruído, por meio da introdução de um ruído adicional gerado por uma fonte secundária ou fonte de controle. Este ruído "adicionado" pode obter a redução de ruído requerida por meio de um ou por uma combinação de quatro mecanismos físicos:

1. Cancelamento de campo sonoro: O ruído gerado pela fonte secundária é defasado em relação (anti-fase) ao ruído da fonte primária, dando origem a um antirruído, e o encontro das duas ondas sonoras, resulta no cancelamento de ruído. Este mecanismo caracteriza casos em que a redução do ruído é conseguida em pequenas áreas, sendo que estas são sempre equilibradas por outras áreas onde o nível de pressão sonora é aumentado. Um exemplo deste tipo de mecanismo de controle, que pode ser chamado de "cancelamento local", é o controle de ruído em torno da cabeça de um passageiro numa aeronave ou veículo a motor utilizando um alto falante encaixado no apoio de cabeça do assento. Seu princípio é ilustrado na Fig. 2.6.

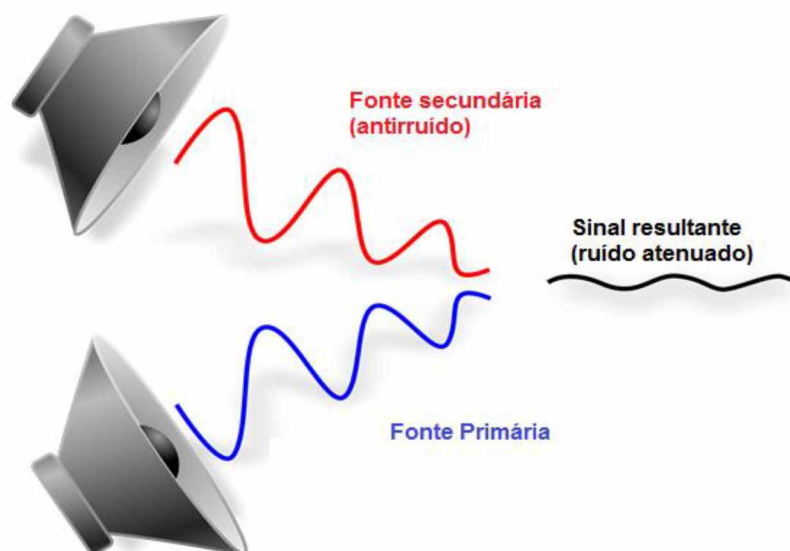


Figura 2.6 - Princípio físico do controle ativo de ruído

Fonte: Figura adaptada do site [pt.wikipedia.org](http://pt.wikipedia.org)

2. Supressão da geração de som: Se fosse possível gerar um campo sonoro de controle defasado de  $180^\circ$  em relação ao campo original (gerado pela fonte primária), então o som irradiado pela fonte primária seria efetivamente "cancelado". Neste caso, o mecanismo de controle não é realmente cancelamento, o que ocorre é que o campo sonoro gerado pela fonte de controle " Descarregou " a fonte primária, através de uma mudança na sua impedância de radiação de modo que ela irradia muito menos som (mesmo que o movimento da fonte física, como uma superfície vibratória, possa permanecer inalterado). Sendo assim, a fonte de controle atua de forma a suprimir a potência sonora irradiada pela fonte primária tomando a sua impedância de radiação predominantemente reativa, com apenas uma parte real desprezível. Para que isto seja feito de maneira eficaz, a fonte de controle deve ser suficientemente grande e deve estar localizada de maneira tal que seja capaz de apresentar a impedância necessária à fonte primária. Em dutos onde há a propagação apenas de ondas unidimensionais, estas restrições são relativamente fáceis de serem satisfeitas e a distância entre o controle e a fonte primária não é relevante. No entanto, no espaço tridimensional, a fonte de controle terá que estar localizada próxima a fonte primária para afetar significativamente a sua impedância de radiação, deverá possuir um tamanho semelhante e ser capaz de gerar um volume com a mesma velocidade. Se a fonte a ser controlada estiver localizada em um recinto reverberante, a fonte de controle precisará apenas ser posicionada e configurada de forma que possa gerar os mesmos modos que a fonte primária.
3. Absorção pela fonte de controle: A energia do campo sonoro primário é utilizada para auxiliar na condução da fonte de controle. Entretanto, a eficiência acústica de alto falantes e outros geradores de ruído é limitada fazendo com que seja necessário utilizar energia elétrica para alcançar amplitude suficiente e a fase correta para permitir que ela absorva energia a partir do campo sonoro gerado. Com exceção da propagação do som de ondas planas em dutos, este mecanismo provavelmente resultará apenas em áreas onde o ruído é reduzido, sendo que estas ficarão localizadas próximas à fonte de controle.
4. Reflexão: Este mecanismo é aplicável apenas em dutos com propagação de ondas planas e consiste em gerar uma incompatibilidade de impedância no local onde está localizada a fonte de controle, fazendo com que as ondas sonoras incidentes nesse ponto sejam refletidas de onde vieram (e dissipadas no processo).

Na maior parte dos casos, não é possível ter muito controle sobre qual mecanismo será dominante. Apesar disso, a disposição da fonte de controle e dos sensores de erro podem determinar qual será o principal responsável por qualquer redução de ruído alcançada.

Além disso, quando deseja-se atenuar os níveis de ruído transmitidos para um espaço fechado ou por um espaço fechado, pode-se utilizar fontes de controle de vibração que atuam diretamente nos modos de vibrar da estrutura na qual há a propagação de ruído, como a superfície de um duto, por exemplo, quando almeja-se diminuir a propagação de ruído no seu interior ou na sua saída.

As fontes de controle de vibração conseguem controlar o som alterando a distribuição da velocidade de vibração da estrutura. Isto pode ter dois efeitos diferentes, correspondendo a dois mecanismos físicos diferentes. O primeiro deles, é reduzir os níveis de vibração que causam o ruído. Isso não significa necessariamente a redução da vibração estrutural total, mas sim a redução dos níveis de vibração dos principais modos estruturais responsáveis pela geração de ruído. Este efeito, é chamado de controle modal, e é mais eficiente quando a resposta do sistema é controlada pela estrutura e é devido a um aumento na impedância estrutural de entrada destes modos para o campo de excitação de pressão sonora externa. O segundo efeito que as fontes de controle de vibração podem ter, é alterar as amplitudes e a fase dos modos estruturais. Isto pode ter o efeito de reduzir a transferência de energia modal total para um modo acústico individual a partir do conjunto de modos estruturais acoplados a ele (HANSEN; BIES, 2003).

### *2.2.2 O Sistema de Controle Ativo de Ruído*

Os componentes de um sistema de controle de ruído ativo são:

- a). Os atuadores, responsáveis pela atenuação do ruído gerado pela fonte primária;
- b). Os sensores, comumente chamados de sensores de erro, que realizam a medição do nível de ruído presente no local;
- c). E os controladores ou sistemas de controle, encarregados de processar os sinais advindos dos sensores de forma a oferecer o sinal devidamente manipulado aos atuadores, para que esses possam promover alguma atenuação de ruído no sistema.

A Fig.2.7, ilustra um sistema básico de controle ativo de ruído, para o caso em que se tem uma fonte primária, uma fonte secundária e um sensor, conhecido como 1-1-1 (KUO; MORGAN, 1996).

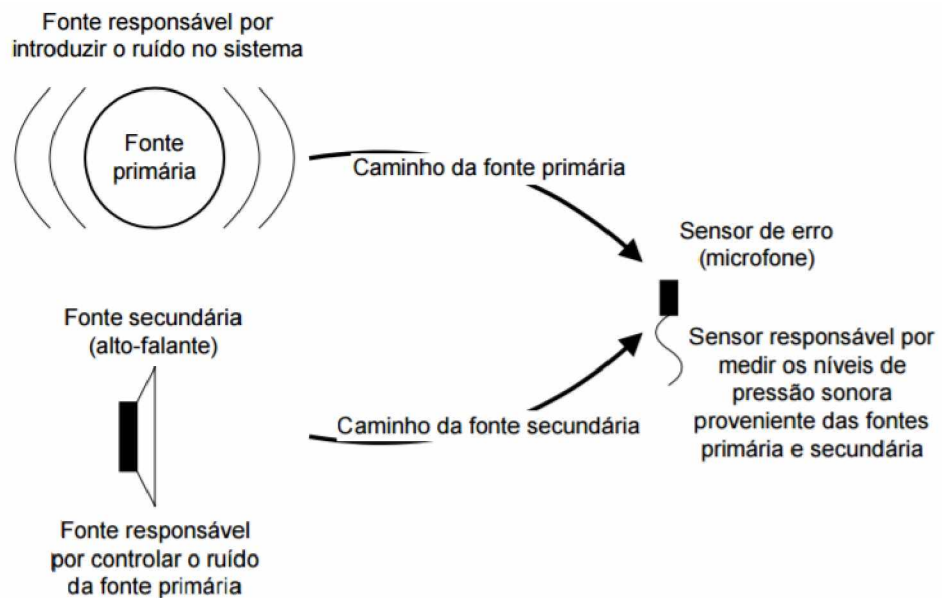


Figura 2.7 - Sistema básico de controle ativo de ruído.

Fonte: Donadon (2002).

### 2.2.3 Atuadores

Os atuadores empregados nos sistemas de controle ativo de ruído podem ser do tipo eletrodinâmicos (“shakers”), piezelétricos (PZT), ou alto falantes. De acordo com Donadon (2002) os eletrodinâmicos são normalmente utilizados como atuadores estruturais (vibracionais) impondo velocidade, aceleração, deslocamento ou força e podem ser do tipo inercial ou acionado por molas. Os inerciais apresentam a facilidade de não necessitarem de uma base de apoio, podendo ser fixados diretamente na estrutura, enquanto que os acionados por molas necessitam de uma base externa. Por serem mais simples e de fácil aquisição, os excitadores eletrodinâmicos são os mais utilizados, porém, por serem de tamanho relativamente grande, são inviáveis para algumas aplicações.

Já os atuadores piezelétricos, apesar de apresentarem baixa potência e normalmente necessitarem de grande amplificação, são pequenos e facilmente fixados por meio de cola adesiva diretamente na estrutura (LIMA JR., 1999), além disso, são mais leves, mais baratos, podem ser utilizados também como sensores e podem trabalhar em condições ambientais severas. Sendo assim, estes materiais têm sido amplamente utilizados em detrimento dos atuadores eletrodinâmicos.

### 2.2.5 Sensores

Os sensores são as ferramentas utilizadas no sistema de controle ativo de ruído para medir os níveis das alterações provocadas no sistema e podem ser de dois tipos, acústicos ou de vibração. Se o objetivo for controlar o som irradiado os do tipo acústico são mais indicados, sendo os microfones os mais habitualmente empregados. Quando estes não podem ser utilizados, recomenda-se o uso dos de vibração. Nessa classe pode-se escolher entre os acelerômetros e os materiais piezelétricos, mais precisamente as películas de PVDF. Os acelerômetros são facilmente encontrados no mercado, sendo assim, os mais utilizados, devendo ser fixados à superfície vibratória, em localização apropriada. Já a PVDF pode ser adequadamente moldada e distribuída por ser uma forma flexível de um cristal piezo cerâmico. A película de PVDF pode ainda desempenhar o papel de atuador, entretanto, a sua capacidade é demasiado pequena, fazendo com que não seja um atuador prático; mas como é mais barata do que os cristais piezo cerâmicos, é a escolha preferida para um sensor. Outra opção para um sensor de vibração é o de fibra óptica. Todavia este sensor apresenta um custo muito elevado quando comparado aos acelerômetros e as películas de PVDF (HANSEN; BIES, 2003).

#### 2.2.6 *Sistemas de Controle*

Um sistema de controle nada mais é do que um conjunto de processos, cujo objetivo é obter uma saída desejada com certo desempenho para uma dada entrada. Os sistemas de controle podem ser de dois tipos:

1. **Malha aberta.** É a forma mais básica de controle, onde a saída do sistema não exerce influência alguma sobre a entrada do controle. Um diagrama de blocos de um sistema de controle de malha aberta típico é mostrado na Fig. 2.8, onde uma entrada de referência, é transmitida ao controlador para produzir uma entrada de controle para o sistema dinâmico ou planta. Sendo assim, os sistemas de malha aberta não corrigem perturbações e são direcionados pela entrada. Como exemplo prático desse sistema podemos citar o micro-ondas, onde a variável controlada (de saída) é o cozimento do alimento. Este eletrodoméstico é projetado admitindo que o usuário já saiba o tempo necessário para cozinhar o alimento que se deseja, pois ele não é capaz de medir o cozimento ou a temperatura do alimento, ou seja, se a entrada dada que é o tempo, não for suficiente para cozinhar o que se deseja, o micro-ondas não se auto ajustará. O alimento simplesmente não ficará cozido.

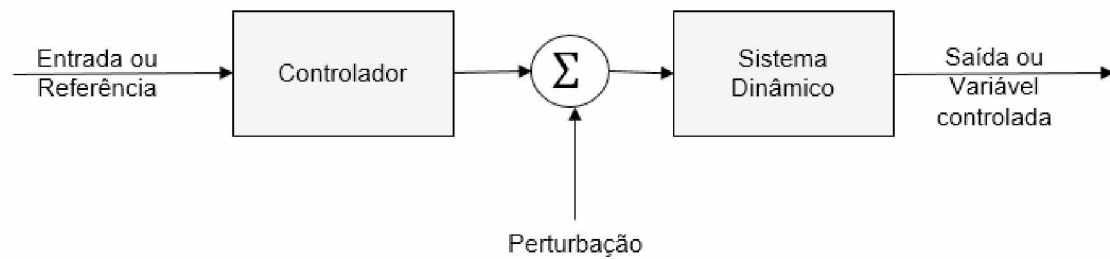


Figura 2.8 - Sistema de controle em malha aberta.

2. Malha fechada. A saída do sistema tem influência sobre a entrada do controle. Um diagrama de blocos de um sistema de controle em malha fechada típico é mostrado na Fig. 2.9. Aqui, alguma quantidade de saída é medida e comparada com um valor desejado, e o erro resultante é usado para corrigir a saída do sistema. Por exemplo, se o micro-ondas fosse equipado com um sistema de controle em malha fechada para garantir que o alimento colocado em seu interior estivesse completamente cozido ou aquecido, haveria um sensor de erro responsável por medir a temperatura ou avaliar o cozimento do alimento que seriam então comparados com a temperatura e/ou cozimento desejados, e a ação do sistema de controle se basearia nesta comparação. Se a temperatura não fosse a alcançada, por exemplo, o micro-ondas adicionaria mais tempo em seu timer, ou seja, continuaria em funcionamento. Este tipo de sistema é também chamado de *feedback*.

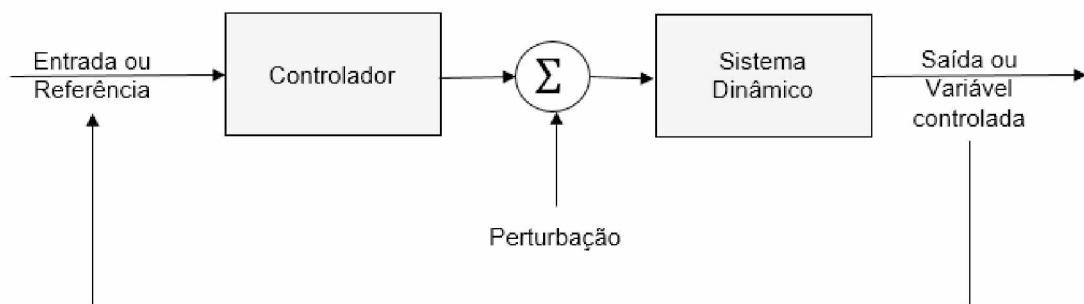


Figura 2.9 - Sistema de controle em malha fechada.

Em alguns casos, como em uma perturbação propagando ao longo de um duto, é possível realizar uma medição a priori da entrada de uma perturbação (chamado sinal de referencia), o que possibilita a utilização de um sistema de controle do tipo *feedforward*.

Quando sistemas desse tipo podem ser implementados, eles oferecem uma melhor atenuação do que o *feedback*.

Heuristicamente, o *feedforward* pode ser visto como um sistema que oferece uma prevenção do distúrbio, produzindo uma saída para neutraliza-lo na sua chegada, enquanto o *feedback* tem que esperar o distúrbio ocorrer para então medi-lo na saída do sistema, antes que ele possa atenua-lo. Os dois sistemas podem ser implementados juntos para produzir um sistema de controle que será efetivo atenuando o distúrbio referenciado ao máximo possível e promovendo alguma atenuação da componente do distúrbio não referenciada (HANSEN,2006). A adaptação mais comumente utilizada do sistema *feedforward* é mostrada na Fig. 2.10.

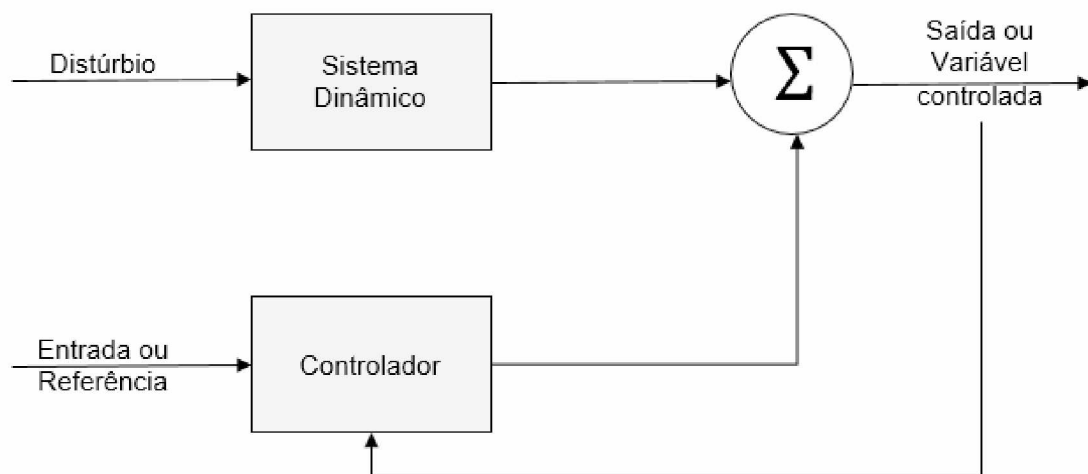


Figura 2.10 - Sistema de controle *feedforward* adaptativo mais comumente usado.

De acordo com Hansen (2006), apesar do sistema de controle *feedforward* mais comumente utilizado, mostrado na Fig. 2.10 ser um sistema de malha fechada adaptativo, o sistema proposto por Paul Lueg em 1933 era um *feedforward* em malha aberta configurado para produzir uma entrada de controle 180° defasada da perturbação primária no ponto de aplicação. Entretanto, tal estratégia de controle é incapaz de lidar com as mudanças no sistema e a atenuação acabaria sendo reduzida após algum período de tempo. Esse sistema proposto por Lueg é ilustrado na Fig. 2.11



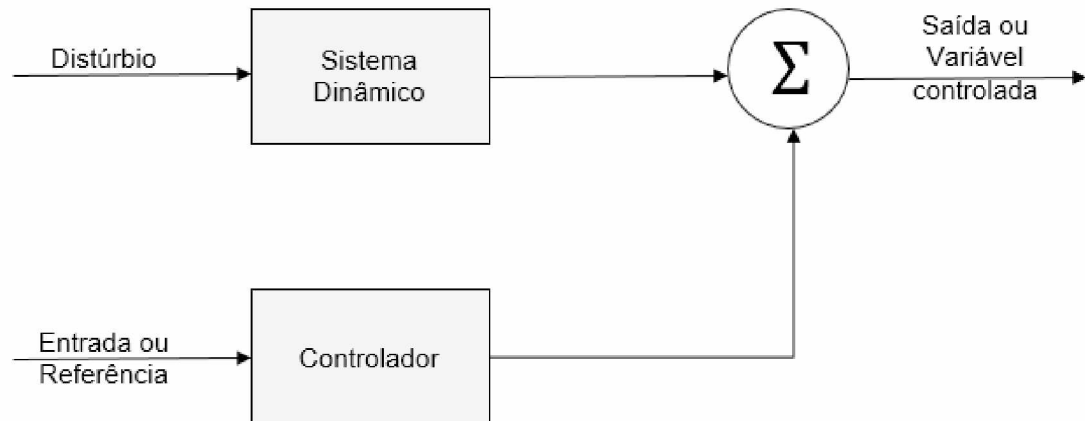


Figura 2.11 - Sistema de controle *feedforward* proposto por Lueg.

### 2.3 Materiais Piezelétricos no Controle Ativo de Ruído

Pointon (1982) ressalta que o fenômeno denominado de piezeletricidade por sugestão de Hankel, foi descoberto no laboratório de mineralogia da Sorbonne, Paris, em 1880, por dois irmãos, Jacques e Pierre Curie, que demonstraram que quando um estresse sob a forma de um peso é aplicado a um Cristal de quartzo, é gerada uma polarização eletrostática proporcional, na superfície com magnitude suficiente para ser detectada por um eletrômetro. Este fenômeno foi chamado de efeito piezelétrico direto e pode ser observado quando o mesmo recebe qualquer tipo de tensão. Já Lippmann foi o responsável por mostrar, com base em argumentos termodinâmicos, a existência do efeito piezelétrico inverso, no qual a aplicação de um campo elétrico a um cristal de quartzo resultaria em uma deformação proporcional. Diante disso, durante a Primeira Guerra Mundial Langevin foi responsável pela primeira aplicação prática dos piezelétricos em que estes eram utilizados para gerar ondas sonoras de alta frequência na água para detectar objetos submersos e, em particular, submarinos. Ele tornou-se assim o criador do sistema sonar e da ciência (ou arte) dos ultrassons.

A variedade de materiais piezelétricos disponíveis no mercado é grande, sendo que os mais utilizados são os cerâmicos e os polímeros. Os cerâmicos são feitos de Titanato Zirconato de Chumbo, mais comumente chamados de PZT. Estes são mais facilmente encontrados uma vez que sua fabricação é relativamente simples, são baratos e possuem geometrias variadas. Já os polímeros mais conhecidos são os de Fluoreto de Polivinilideno, ou PVDF, que possuem maior flexibilidade quando comparado com os cerâmicos, mas necessitam de uma tensão de alimentação mais elevada (MAO; PIETRZKO, 2013).

No controle ativo de ruído geralmente utilizam-se os piezelétricos cerâmicos. A sua forma mais barata para esse tipo de aplicação são os chamados piezo Buzzer. O piezo buzzer é formado por uma fina camada de material piezelétrico fixada a uma camada metálica, geralmente latão, que permite flexões periódicas do piezelétrico quando este é submetido a tensões alternadas (efeito piezelétrico inverso), o que provoca ainda a movimentação do ar circuncidante, dando origem ao som, com boa intensidade e na mesma frequência em que se excitou este sistema (PEREIRA,2016).

Os primeiros a utilizarem materiais piezelétricos aplicados em sistemas de controle ativo de ruído foram Bailey e Hubbard (1985), que fizeram um amortecedor de vibração ativo utilizando PVDF. Em seguida Dimiatriids *et al.*(1989) adaptaram este modelo para PZT com a função de reduzir a pressão sonora radiada por placas finas e dessa forma foi possível comprovar a eficiência desses materiais.

Wang, Fuller e Dimitriadis (1991) demonstrou analiticamente a utilização de vários atuadores piezelétricos aplicados diretamente a uma placa para reduzir a transmissão sonora. Uma onda plana harmônica incidindo sobre uma placa retangular simples, montada em um defletor infinito foi considerada como a fonte primária. Como fonte secundária foram utilizados múltiplos atuadores piezelétricos e eletrodinâmicos. Um processo de otimização foi aplicado para obter as tensões de entrada dos atuadores piezelétricos e a magnitude das forças que deveria ser oferecida pelos atuadores eletrodinâmicos, de modo que a potência acústica irradiada fosse minimizada. Os resultados mostraram que uma redução da transmissão sonora pode ser obtida com êxito, se o tamanho apropriado, o número e a posição dos atuadores piezoelétricos, ou dos eletrodinâmicos, forem selecionados adequadamente. Além disso, os autores realizaram uma comparação entre os desempenhos destes diferentes tipos de atuadores e constataram que os eletrodinâmicos fornecem um controle mais efetivo do que os piezelétricos. Entretanto, enfatizaram que a utilização dos piezelétricos é mais vantajosa uma vez que sua implementação é mais prática, são de baixo custo e leves.

Fuller et al. (1991) avaliaram o desempenho de um elemento piezo cerâmico como atuador para controlar ativamente a radiação sonora. Para isso, aplicaram o elemento a um painel retangular fino utilizaram apenas um sensor de erro (microfone). Foram considerados casos, correspondentes à ressonância dos modos de painel (1, 1) e (3, 1). Os resultados mostraram que, em ambos os casos, se obtém uma excelente atenuação global de níveis sonoros da ordem de 45 dB.

Seguindo nesta mesma linha de pesquisa, Clark e Fuller (1992) avaliaram experimentalmente a aplicabilidade de atuadores piezelétricos para promover o controle ativo da radiação sonora de uma placa retangular, excitada por um atuador eletrodinâmico. Constataram que a posição dos atuadores piezelétricos na placa foi crítica para obter a

resposta estrutural desejada e que o aumento do número de atuadores de controle está diretamente correlacionado com a melhora na atenuação do ruído. O mesmo foi provado por Santana (2002).

Cuesta (2006) propôs a utilização de atuadores piezelétricos na criação de um “absorvedor” híbrido (utiliza técnicas de controle de ruído ativas e passivas) em um tubo circular de ondas estacionárias. Como atuador utilizou-se uma placa de alumínio de 0,5 mm de espessura acionada por uma pastilha piezelétrica. Seu desempenho foi verificado em experimentos para absorção ativa de ruído de banda larga com incidência normal. As medidas de coeficiente de absorção passiva e ativa para o absorvedor proposto foram realizadas em um tubo de impedância com um material passivo e o atuador trabalhando juntos, formando assim o que seria o absorvedor híbrido. Observou-se que a absorção na baixa frequência foi melhorada com o atuador operando. Os resultados experimentais demonstraram que é possível obter alta absorção de banda larga, incluindo baixas frequências, com absorvedores muito finos.

Pereira et al. (2016) avaliou o desempenho de uma placa instrumentada com material piezelétrico operando como atuador de controle de ruído em baixa frequência. O experimento foi realizado utilizando um tubo de impedância e um controlador híbrido, sendo possível criar uma região de silêncio em torno do microfone de erro, apresentando atenuação superior a 30 dB.

## **2.4 Controle Ativo de Ruído em Edificações**

Conforme destacou De Salis et al.(2002) as aberturas de ventilação natural oferecem pouca resistência à passagem de ruído, e a introdução de tratamentos tradicionais passivos de controle geralmente acarreta em uma grande restrição ao fluxo de ar. Sendo assim, sugere-se que as técnicas ativas podem, possivelmente, complementar a atenuação passiva convencional, especialmente na região de baixa frequência, ao mesmo tempo em que adiciona restrição mínima ao fluxo de ar.

Já em 1996, Wright e Vuksanovic (1996) estudaram a viabilidade de controlar-se o ruído ambiental ativamente. Foi utilizado um método em que era gerado um sinal eletronicamente a partir da fonte acústica primária e seu potencial de reduzir o ruído foi comprovado através de modelagens numéricas.

Alguns anos depois Bai (1998), avaliou a utilização de diferentes algoritmos na promoção do controle ativo de ruído (CAR) para um gabinete tridimensional, além de avaliar a influência da posição e do número de atuadores e sensores. Um ruído aleatório de banda

larga e um ruído de motor foram empregados como ruídos primários nas experiências. Os resultados experimentais indicaram que a estrutura *feedforward* produzia uma banda de atenuação mais larga do que a estrutura de *feedback*.

Farshad e Roux (2004) introduziram um novo sistema de barreira ativa para janelas, paredes e telhados objetivando a redução de ruído. O principal conceito foi induzir a uma vibração mecânica através de excitação eletromagnética. Essa excitação foi produzida por uma série de eletroímãs colocados ao longo de perfis de borracha. Foram utilizados vários tipos de condições de contorno mecânico e, para cada caso, foi medida a resposta vibracional sob um sinal de entrada do tipo retangular. Também foi realizada uma simulação dinâmica via elementos finitos. Os experimentos mostraram que com uma entrada de energia elétrica relativamente pequena, poderiam ser produzidas vibrações mecânicas com frequências abaixo de 200 Hz, revelando o potencial de aplicação desse novo sistema.

Naticchia e Carbonari (2007) propuseram um sistema de controle estrutural ativo de ruído para fachadas envidraçadas, baseado na redução das vibrações estruturais através da utilização de atuadores piezelétricos ligados às superfícies vibratórias, movidos por um sistema de controle automatizado, cuja tarefa era minimizar essas vibrações e conseqüentemente, o som irradiado. A tecnologia proposta foi testada através de experimentos e simulações numéricas, a fim de calcular a redução do ruído interior que poderia ser obtido com o uso destes atuadores. Foram avaliadas duas configurações para disposição dos sensores, conforme ilustra a Fig. 2.12. Foi possível obter uma redução sonora de até 15 dB dentro da sala de ensaio.

Tarabini e Roure (2008) investigaram, por meio de um modelo numérico, a possibilidade de utilizar uma barreira acústica ativa para reduzir o nível de pressão sonora dentro de um recinto. Sua performance foi analisada em uma faixa de frequência de 25 a 300 Hz. Observou-se que as dimensões da sala e a posição da fonte têm efeitos insignificantes e uma boa eficiência do sistema.

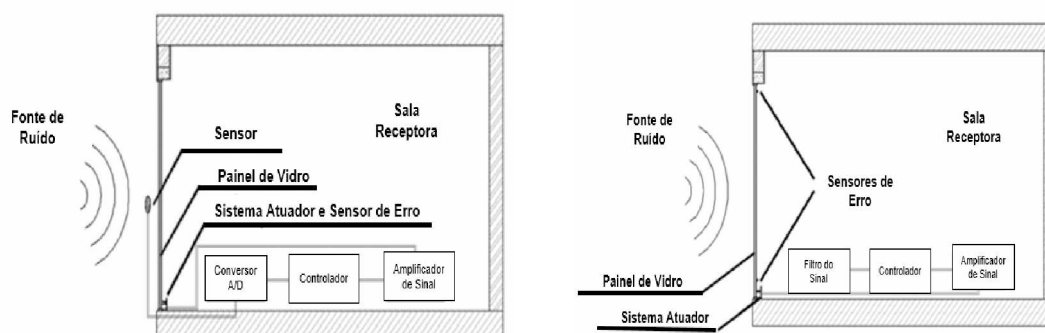


Figura 2.12 - Sistema de controle estrutural ativo de ruído para fachadas envidraçadas proposto por Naticchia e Carbonari (2007).

Fonte: Adaptado de Naticchia e Carbonari (2007).

Huang, Qiu e Kang (2011) examinaram por meio de uma abordagem analítica e numérica, a viabilidade da aplicação de técnicas de controle ativo de ruído para atenuar a transmissão de ruído na baixa frequência em uma janela que permite ventilação e iluminação naturais. Além disso, foram testadas diferentes posições para a fonte e para o receptor. O sistema considerado é mostrado na Fig. 2.13. O melhor resultado foi alcançado para as fontes secundárias colocadas no centro da porção inferior da janela e a atenuação máxima obtida foi de 20 dB.

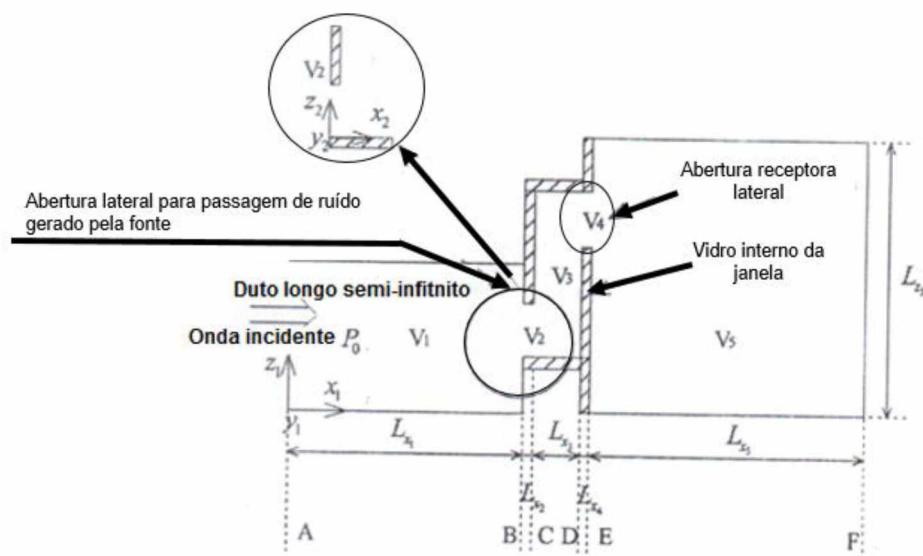


Figura 2.13 - Sistema de controle de ruído ativo para uma janela ventilada proposta por Huang, Qiu e Kang (2011).

Fonte: Adaptado de Huang, Qiu e Kang (2011).

Kwon e Park (2013) também avaliaram a implementação do controle ativo em janelas ventiladas, propuseram um sistema composto por sensores fora da sala e fontes de controle na armação da janela como mostra a Fig. 2.14, de forma a permitir a ventilação natural. Além disso, o sistema utilizou o esquema de controle *feedforward* de forma que não fosse necessário utilizar sensores de erro, tendo em consideração uma facilitação da sua aplicabilidade. O desempenho do sistema foi verificado experimentalmente a partir de um modelo em escala. Dessa forma, foi possível garantir uma redução média do nível de pressão sonora de até 10 dB na faixa de frequências de 400 a 1000 Hz.

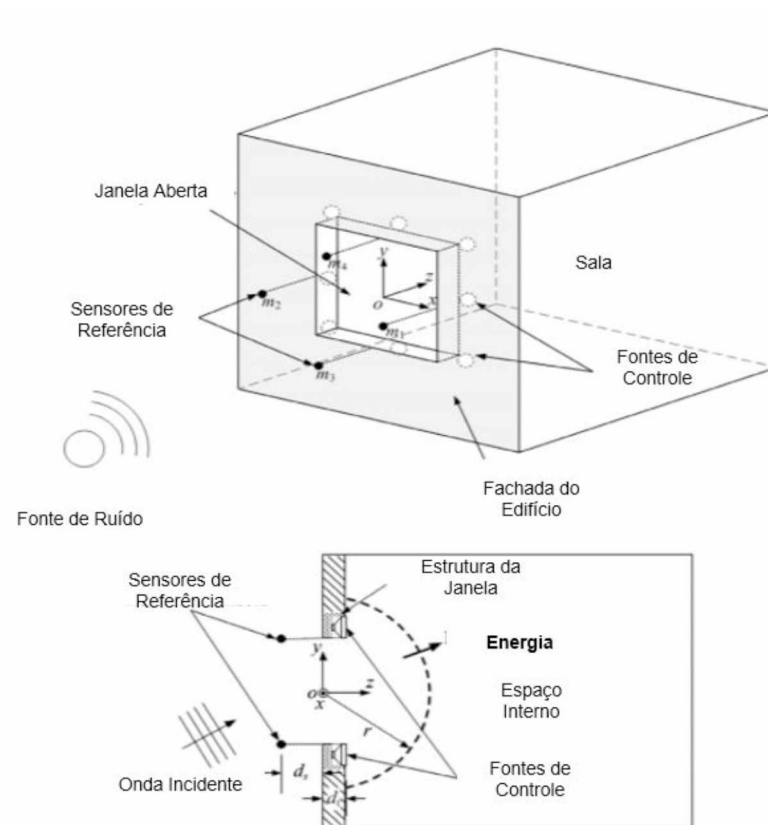


Figura 2.14 - Sistema de cancelamento de ruído ativo para uma janela ventilada. proposto por Kwon e Park (2013).

Fonte: Adaptado de Kwon e Park (2013).

Hu, Rajamani e Yu (2013) focaram em um sistema de cancelamento de ruído ativo para uma janela doméstica usando um transdutor acústico transparente. Em um sistema de cancelamento de ruído ativo tradicional, medições de microfone direto são usados para referência e sinais de erro. No caso da aplicação de janela, tanto o som externo como o interno seriam captados por esses microfones. Para superar esse empecilho, um sistema de cancelamento de ruído ativo foi então proposto utilizando uma técnica de separação de ondas para as medições de erro e de sinal de referência. O desempenho do sistema resultante foi testado experimentalmente em uma cabine equipada com uma janela como ilustra a Fig. 2.15. Foi possível obter uma redução do ruído a 600 Hz de quase 20 dB.

Wang e Hui (2014) avaliaram o desempenho de três tipos de silenciadores para janela ventiladas: um tubo com cavidade aberta cheio de material de absorção transparente de poliéster, um tubo com cavidade aberta com múltiplos ressonadores de um quarto de onda e um tubo com cavidade fechada com membrana de plástico transparente, como ilustra a Fig.2.16.

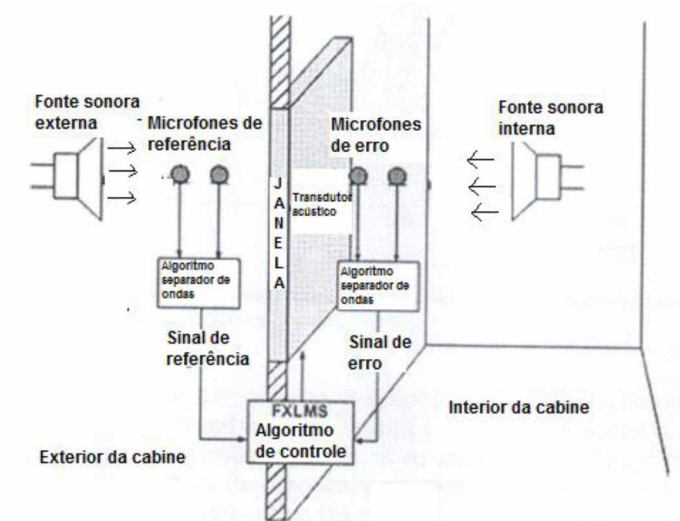


Figura 2.15 - Sistema de cancelamento de ruído ativo para uma janela doméstica proposto por Hu, Rajamani e Yu (2013).

Fonte: Adaptado de Hu, Rajamani e Yu (2013).

Além disso, Wang e Hui (2014) propuseram um novo modelo de janela ventilada, mostrado na Fig. 2.17, que combina vários ressonadores de quarto de onda à uma janela aberta com “asa”. A atenuação de ruído do novo modelo de janela ventilada melhorou significativamente com os efeitos de absorção flexível e de ressonador de um quarto de onda, promovendo uma perda por transmissão de 10-22 dB na faixa de frequência de 500 Hz-4 kHz.

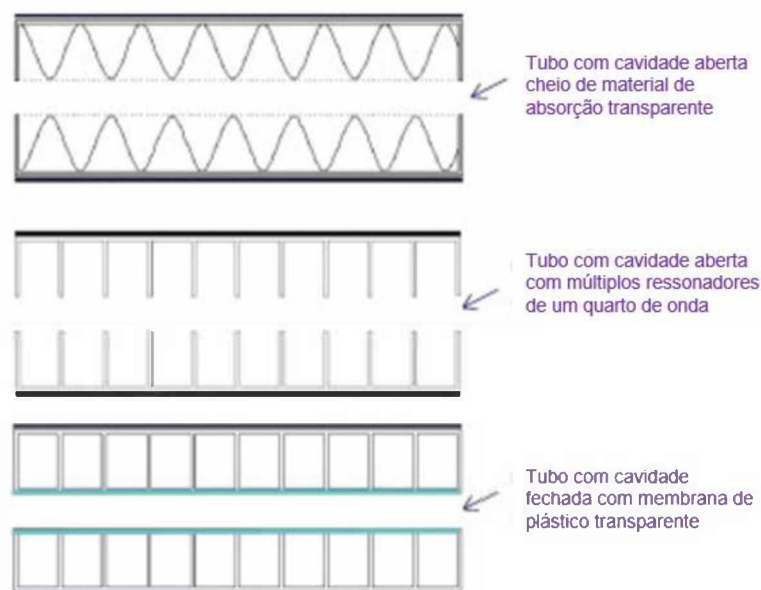


Figura 2.16 - Tipos de silenciadores avaliados por Wang e Hui (2014).

Fonte: Adaptado de Wang e Hui (2014).

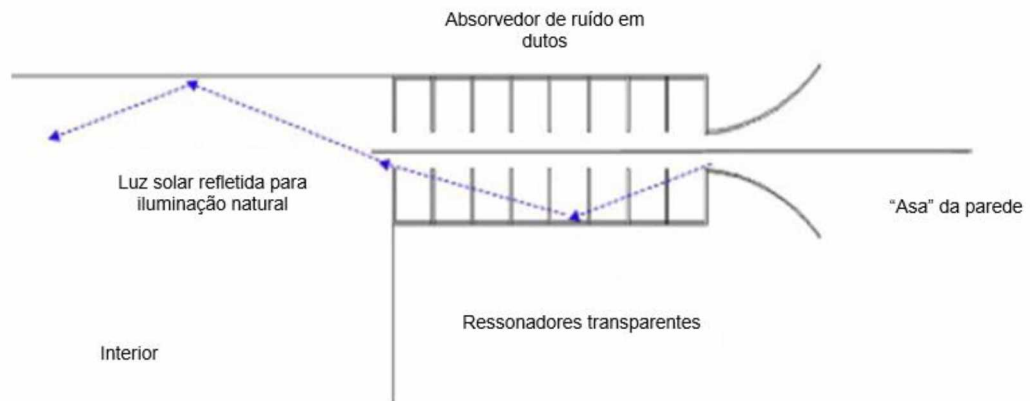


Figura 2.17 - Novo modelo de janela ventilada proposto por Wang e Hui (2014).

Fonte: Adaptado de Wang e Hui (2014).

Maciel (2014) apresentou a definição de venezianas acústicas como sendo elementos utilizados em edificações para obter atenuação sonora, iluminação e ventilação naturais, sendo que os módulos disponíveis no mercado utilizam apenas técnicas passivas para atenuação de ruído. Além disso, estão disponíveis em configurações com módulo simples (L) ou duplo (2L), com profundidade (P) de até 0,3 m a 0,6 m, abertura (b) igual a metade da largura e laminais com inclinação de  $45^\circ$ , tal como mostra a Fig. 2.18.

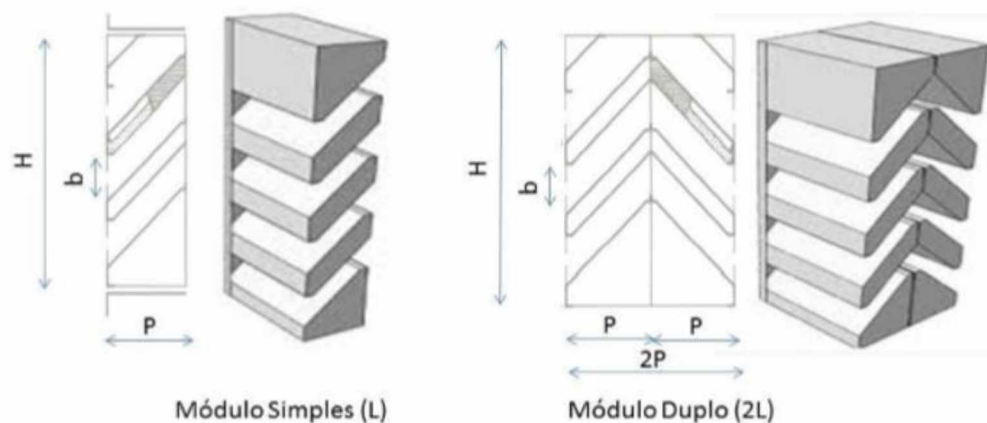


Figura 2.18 - Definição de Venezianas Acústicas.

Fonte: Adaptado de Maciel (2014).

Dessa forma, seus principais mecanismos de atenuação de ruído são: mudança de impedância, absorção acústica e interferências construtivas e destrutivas de onda, não sendo capazes de oferecer desempenho satisfatório nas baixas frequências. Tendo isso em mente, Maciel (2014) propôs a incorporação de materiais piezelétricos às laminais destas venezianas,



com o objetivo de implementar o controle ativo de ruído, como alternativa ao seu baixo desempenho nas baixas frequências. Esse novo sistema recebeu o nome de Veneziana Acústica Ativa (VAA) e teve seu desempenho avaliado analítica e numericamente, o que revelou a sua capacidade de atenuar até 35 dB. A Fig. 2.19 ilustra a VAA proposta por Maciel(2014), que a princípio atende a todas as exigências da norma NBR 15.575-4 (ABNT,2013).

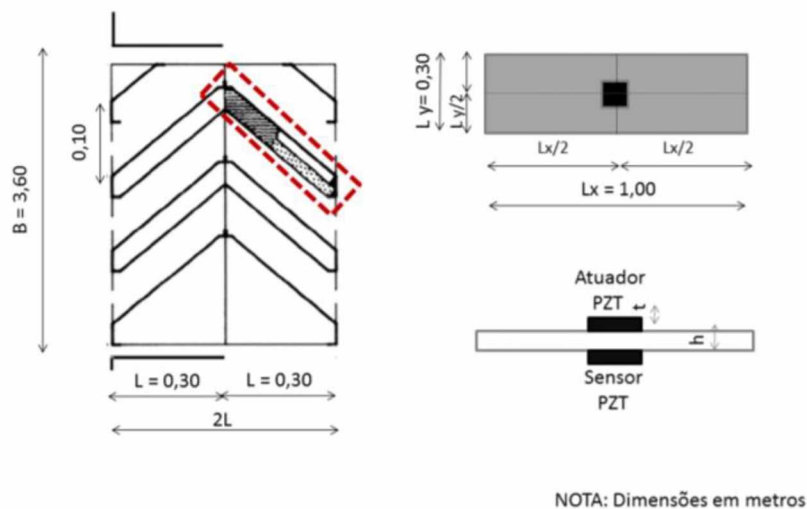


Figura 2.19 - Venezianas Acústicas Ativas.

Fonte: Adaptado de Maciel (2014)

Diante o que foi aqui exposto nota-se que, a maioria dos trabalhos comentados sobre o assunto foram desenvolvidos para janelas fechadas, não permitindo a ventilação natural e os que foram desenvolvidos para janelas abertas, não apresentaram uma análise para frequências inferiores a 400 Hz e nenhum deles obteve uma atenuação de ruído equivalente a exigida pelas normas nacionais, exceto o desenvolvido por Maciel (2014). Apesar das VAA, apresentarem boa capacidade de atenuação de ruído na baixa frequência e cumprirem com todas as exigências das normas nacionais referentes a acústica de edificações, seu desempenho foi avaliado apenas numérica e analiticamente, não permitindo saber se este sistema será realmente viável e se será capaz de oferecer esta atenuação na prática. Sendo assim, é importante analisar mais a fundo e otimizar a implementação do controle ativo de ruído a partir de materiais piezelétricos de forma a comprovar e a possibilitar sua aplicabilidade em um possível produto para o consumidor, que seja também acessível economicamente. Este trabalho visa então dar continuidade as pesquisas relacionadas à VAA, de forma a melhorar o sistema proposto, viabiliza-lo e comprovar a eficiência dos materiais piezelétricos no controle ativo de ruído.

## **CAPÍTULO III**

### **MODELAGEM NUMÉRICA**

Neste capítulo, pretende-se determinar o melhor conjunto configuração/área da Veneziana Acústica para atuação do controle ativo de ruído, a partir de simulações numéricas em 2D. Em seguida, a partir de uma simulação 3D, será determinada qual a melhor posição para o atuador nesta área. Isso será feito a partir da técnica de elementos finitos e de uma otimização da força que representa a atividade requerida dos atuadores piezelétricos para obter a máxima atenuação de ruído do dispositivo proposto.

#### **3.1 Metodologia**

O Método de Elementos Finitos (MEF) é um método numérico que pode ser usado para calcular a resposta de uma estrutura complicada devido a excitações, tais como forças mecânicas ou fontes acústicas. Além disso, também pode ser usado para estimar a potência sonora irradiada por uma estrutura ou a distribuição do campo sonoro em um espaço fechado. Métodos analíticos convencionais são comumente utilizados para calcular campos acústicos e vibração estrutural de sistemas mais simples, com geometrias tipicamente limitadas a retângulos e círculos e seus equivalentes em 3D. Qualquer geometria mais complexa do que estas é onerosa para analisar e opta-se por um método numérico, como o MEF ou pelo método de análise de fronteira. A análise de elementos finitos de sistemas acústicos tem numerosas aplicações, incluindo a análise acústica de campos sonoros de interiores, a

radiação sonora de estruturas, a perda de transmissão de painéis, a concepção de silenciadores e a difusão em torno de objetos. O MEF leva em consideração o acoplamento bidirecional entre uma estrutura e um fluido, como ar ou água. Em problemas acústicos de interação fluido-estrutura, as equações relacionadas à dinâmica estrutural precisam ser consideradas juntamente com a descrição matemática da acústica do sistema, dada pelas equações de Navier-Stokes e pela equação da continuidade, que por sua vez, são simplificadas para formar a equação da onda acústica usando as seguintes suposições:

- i. A pressão acústica no fluido é determinada pela equação de onda.
- ii. O fluido é compressível quando alterações de densidade são devidas a variações de pressão.
- iii. Não há fluxo médio do fluido.
- iv. A densidade e a pressão do fluido podem variar ao longo dos elementos e a pressão acústica é definida como a pressão em excesso da pressão média.
- v. As análises de elementos finitos são limitadas a pressões acústicas relativamente pequenas, de modo que as alterações na densidade são pequenas em comparação com a densidade média.

A equação de onda acústica é então utilizada para descrever a resposta acústica do fluido. Existem duas formulações de elementos finitos que são utilizados para analisar problemas acústicos: pressão e deslocamento. O elemento finito mais comumente usado para analisar problemas acústicos é o elemento formulado sob pressão, (Howard e Cazzolato, 2014), que será o utilizado neste trabalho e descrito nas seções seguintes.

Dessa forma, um dos *softwares* comerciais mais comumente utilizados para aplicar as técnicas de Elementos Finitos a acústica é o *software* Ansys®, que será o empregado nas simulações numéricas deste trabalho. O procedimento utilizado na elaboração dos modelos simulados no software bem como os elementos escolhidos, materiais e malhas serão detalhados mais adiante.

### 3.2 Sistema proposto

O sistema proposto para operar como atuador de controle ou fonte secundária, responsável por realizar o controle ativo de ruído na veneziana acústica neste trabalho, é composto por uma membrana de nylon de seis polegadas com um atuador piezelétrico do tipo piezo *buzzer* fixado em seu centro, como mostra a Fig. 3.1. Em todas as simulações o comportamento do piezo *buzzer* será aproximado por uma força aplicada.

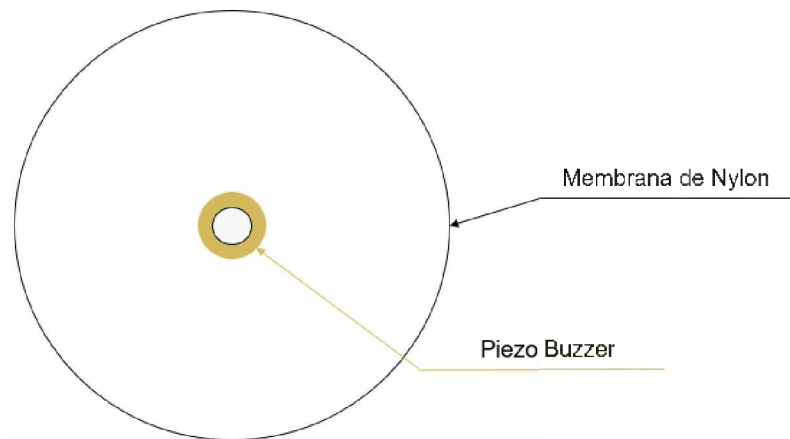


Figura 3.1 - Atuador utilizado como fonte secundária na implementação do controle ativo de ruído na veneziana acústica.

Além disso, visa-se avaliar o controle ativo de ruído apenas para ondas planas harmônicas em baixa frequência, logo as dimensões da veneziana foram escolhidas de forma que fosse possível garantir a propagação apenas de ondas planas na frequência abaixo de 500 Hz (frequência de corte da veneziana). Para isso, foi utilizada a Eq. (3.1) apresentada por Gerges (2000) que permite calcular qual é a maior dimensão aceitável para tal.

$$f_c = \frac{c_0}{2D} \quad (3.1)$$

- $f_c$ : Frequência de corte [Hz]  
 $c_0$ : Velocidade do som no meio [m/s]  
 $D$ : Maior dimensão da veneziana [m]

Dessa forma, as configurações a serem avaliadas constituem-se em duas:

1. Duas laminas de 0,3 m formando entre si um ângulo de 90° e uma cavidade de 0,1 m, como mostra a Fig. 3.2

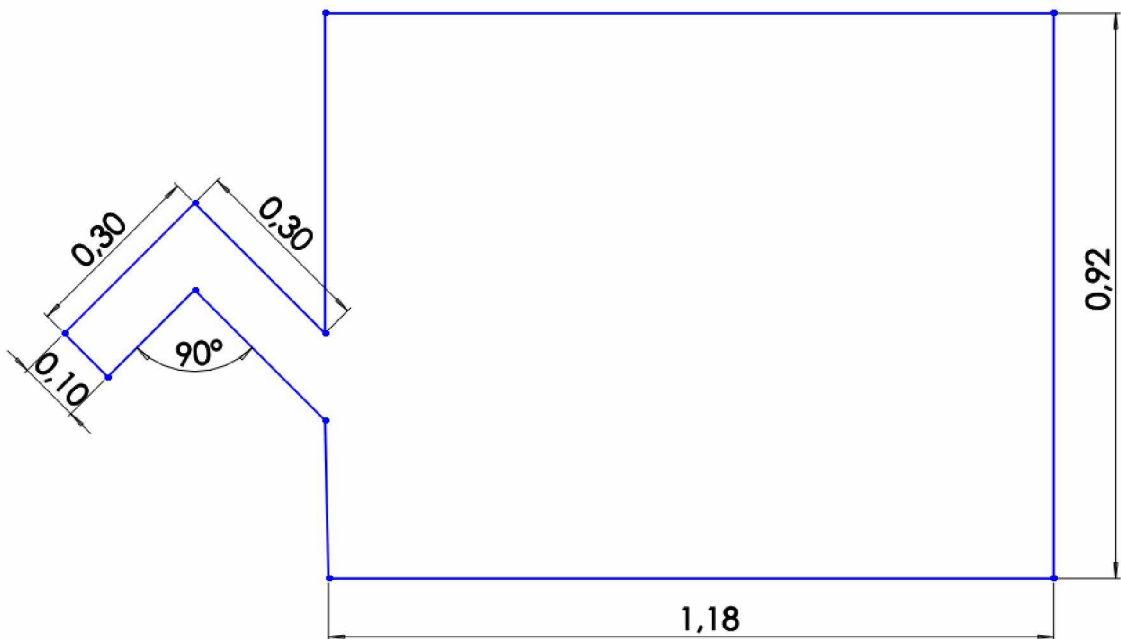


Figura 3.2 - Dimensões da configuração 1 em metros.

2. Três lâminas de 0,3 m, formando entre si ângulos de  $135^\circ$  e uma cavidade também de 0,1 m, como pode ser visto na Fig. 3.3.

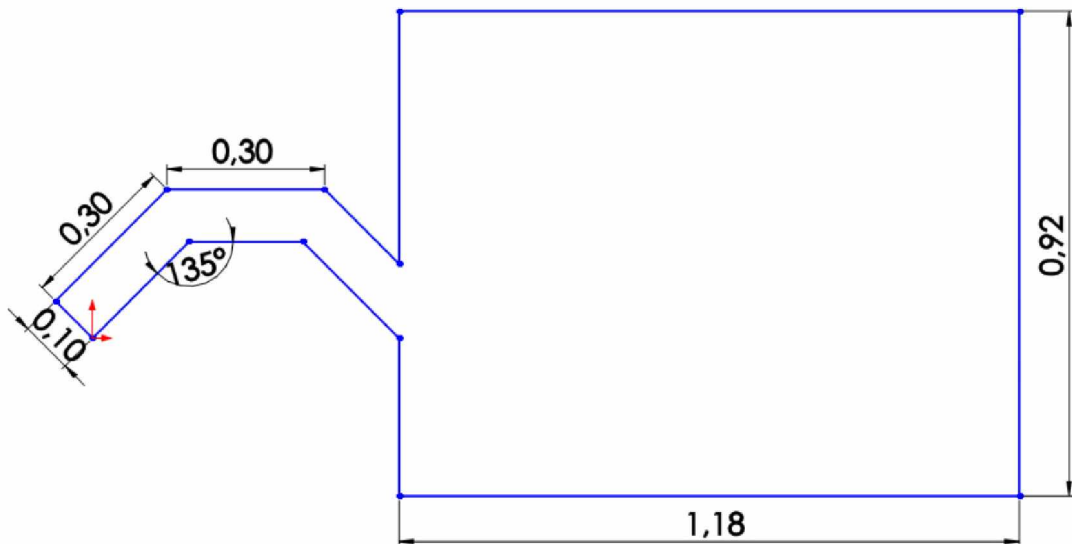


Figura 3.3 - Dimensões da configuração 2 em metros.

O desempenho acústico dessas duas configurações será avaliado numericamente por meio de uma simulação feita em 2D via MEF, que levará em consideração também a área em

que será fixado o atuador de controle. Sendo assim, serão avaliadas cinco possíveis áreas, tal como mostra a Fig. 3.4.

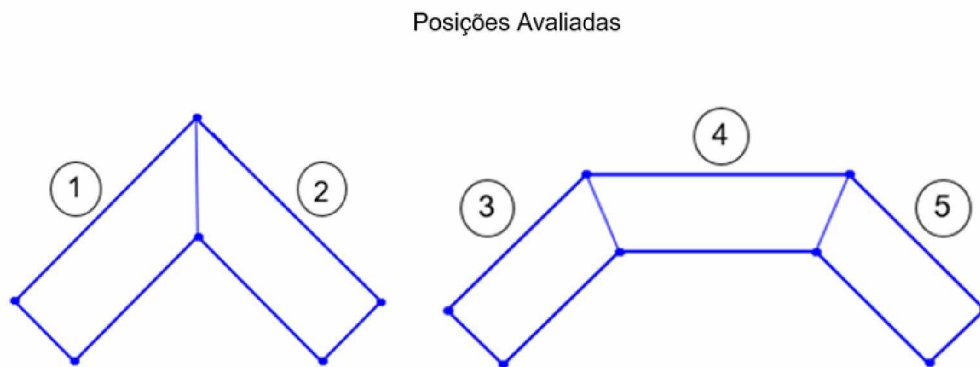


Figura 3.4 - Posições avaliadas para fixação do atuador de controle.

A área, juntamente com a configuração que apresentar maior capacidade de atenuação de ruído será então simulada em 3D, para que seja possível otimizar, nesta área, a posição do atuador de controle. Para manter a propagação apenas de ondas planas, a profundidade do modelo em 3D, de acordo com a equação 2.1, será de 0,3 m.

### 3.3 Modelagem em Elementos Finitos 2D

Para determinar o melhor conjunto configuração/área da Veneziana Acústica para atuação do controle ativo que maximiza a atenuação de ruído, o presente trabalho utilizou-se de metodologia completamente numérica, lançando mão do MEF para simular o comportamento da veneziana. Dessa forma, utilizou-se o software Ansys®, seguindo as etapas de pré-processamento, solução e pós-processamento, para em seguida, dispor do nível de pressão acústica obtido na saída da veneziana, otimizar a força do atuador utilizando algoritmos genéticos através do software MATLAB®, de forma a minimizar este nível de pressão.

Sendo assim, na primeira etapa são selecionados os tipos de elementos a serem utilizados, com suas respectivas constantes reais, em seguida os materiais são caracterizados a partir da inserção de seus módulos de elasticidade, constantes de Poisson, densidades e coeficientes de absorção (MU) no sistema. Além disso, escolhe-se o melhor tipo de malha

para o sistema em questão e fazem-se os refinamentos necessários para garantir uma boa análise dos resultados. Na etapa seguinte aplicam-se as condições de contorno as quais o modelo deverá ser submetido e seleciona-se o tipo de análise que será feita, para então simular a situação que se pretende estudar e ler os resultados obtidos na etapa de pós-processamento.

### 3.3.1 Pré-processamento

Para simular o comportamento acústico da veneziana ativa foram selecionados dois elementos, cuja disposição pode ser vista nas Fig. 3.5 e 3.6.

O Elemento FLUID29, no modo ausente, é usado para modelar a cavidade acústica (ar), e foi distribuído por todo o interior da área. Já no modo presente, este elemento foi utilizado para modelar a interação fluido-estrutura, sendo distribuído pelo seu contorno. Dessa forma, este elemento é capaz de simular a propagação da onda sonora e a dinâmica da estrutura submersa, uma vez que utiliza a equação da onda 2D considerando o acoplamento da pressão acústica e o movimento estrutural na interface. O elemento tem quatro nós de canto com três graus de liberdade por nó: translações nas direções nodais  $x$  e  $y$  e pressão. As translações, no entanto, são aplicáveis apenas nos nós que estão na interface fluido-estrutura.

Já o elemento BEAM188 foi utilizado para modelar a película onde será fixado o atuador, modelado por uma força aplicada, uma vez que por basear-se na teoria de Timoshenko, ou seja, por considerar que a deformação transversal é constante através da seção (isto é, as seções permanecem planas e não distorcidas após a deformação), permite simular o comportamento da deformação da membrana.

Em seguida são definidos os materiais. Para modelar a cavidade acústica define-se o material como sendo do tipo acústico distribuído por todo o interior do volume representado pela cor roxa nas Fig. 3.6 e 3.7. Este tipo de material tem como dados de entrada a absorção acústica (MU), a massa específica e a velocidade de propagação de som no meio. Neste caso, considera-se o ar e são então inseridas suas propriedades tal qual a Tab. 3.1.

A caixa que se encontra acoplada a saída da veneziana é revestida com espuma acústica, como mostrado em laranja nas Fig. 3.7 e 3.8 e, sendo definido como material do tipo acústico e os dados inseridos no software estão presentes na Tab. 3.1.

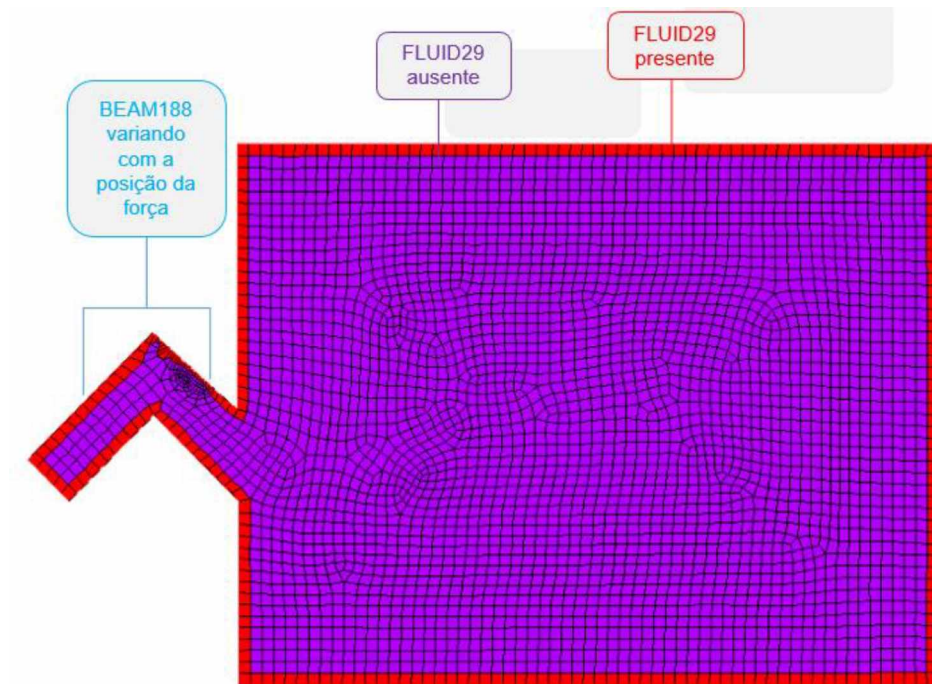


Figura 3.5 - Disposição dos elementos utilizados na modelagem da configuração 1 na simulação 2D via Ansys®.

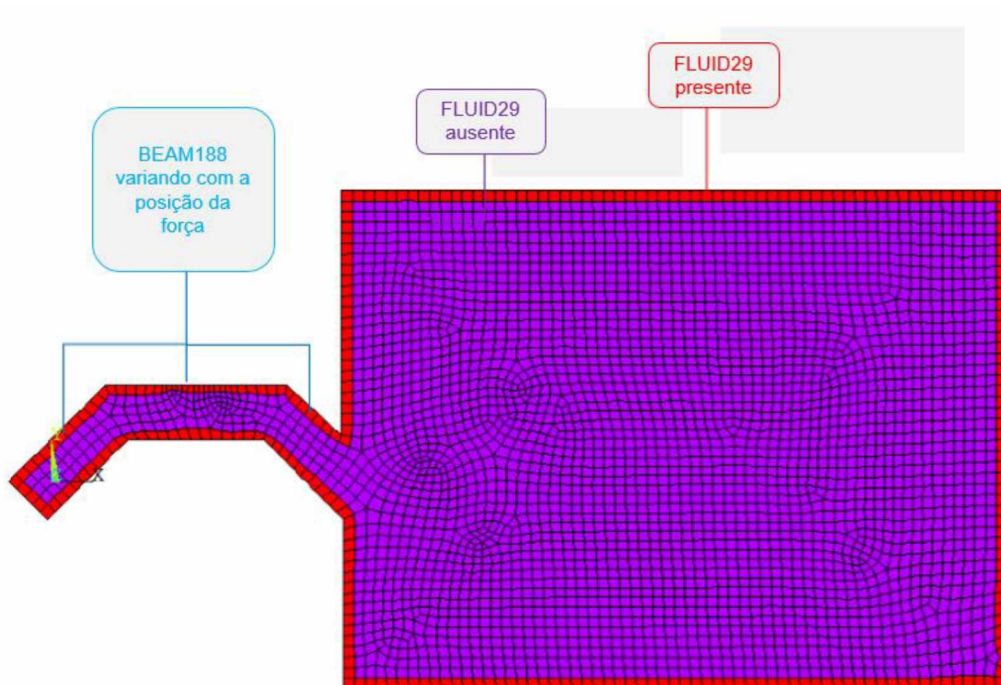


Figura 3.6 - Disposição dos elementos utilizados na modelagem da configuração 2 na simulação 2D via Ansys®.

O material utilizado para fixar os atuadores piezelétricos foi o Nylon e tratando-se como material do tipo estrutural sendo necessário fornecer sua densidade (DENS), seu módulo de



elasticidade (EX) e seu coeficiente de Poisson (PRXY), cujos valores encontram-se na Tab.3.1. Este material, juntamente com o elemento BEAM188 foi aplicado de acordo com a área de aplicação do atuador que se pretendia avaliar, sendo colocado no centro do que seria a lamina da veneziana, como é ilustrado em azul pelas Fig. 3.7 e 3.8, tendo um comprimento de 0,15 m (6") e uma espessura de 20  $\mu\text{m}$ , equivalente as medidas da película de Nylon de um tamborim.

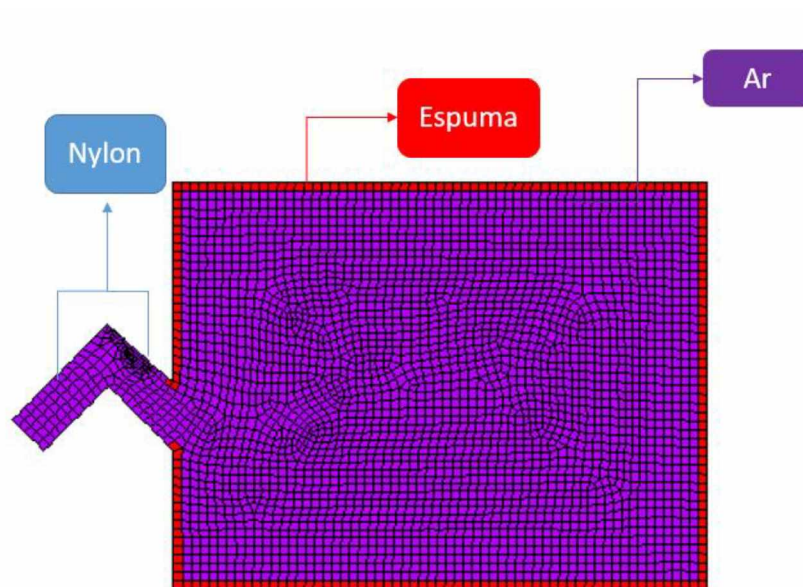


Figura 3.7 - Disposição dos materiais utilizados na modelagem da configuração 1 na simulação 2D via Ansys®.

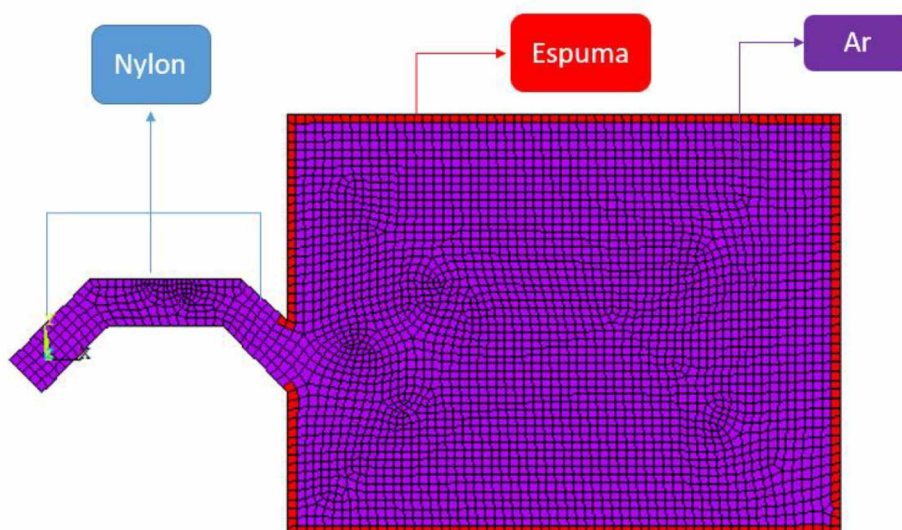


Figura 3.8 - Disposição dos materiais utilizados na modelagem da configuração 2 na simulação 2D via Ansys®.

Tabela 3.1 - Propriedades mecânicas dos materiais utilizados na modelagem via Ansys®.

Material	Propriedade	Valor
Nylon	Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]	1100
	Módulo de Elasticidade [N/m <sup>2</sup> ]	3,00E+09
	Coefficiente de Poisson	0,41
Ar	Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]	1,21
	Velocidade propagação do som no meio [m/s]	343
	Coefficiente de Absorção	0,01
Espuma	Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]	1,21
	Velocidade propagação do som no meio [m/s]	343
	Coefficiente de Absorção	1

Nesta etapa é necessário definir o tamanho da malha, os locais onde serão feitos os refinamentos da mesma e então, aplica-la ao modelo. O tamanho dos maiores elementos presentes na malha é elegido em conformidade com as recomendações de Silva (1998), que sugere que o tamanho dos elementos deve estar entre 1/12 e 1/6 do comprimento de onda, sendo que apenas nas regiões de interface com a película de Nylon é feito um refinamento.

### 3.3.2 Solução

Neste passo foram aplicadas as condições de contorno que modelam o problema, sendo elas: a pressão sonora distribuída por toda a entrada do sistema com o valor de 0,1 Pa, tal como ilustram as Fig. 3.9 e 3.8, simulando a fonte de ruído a ser controlada, e o engaste do contorno da estrutura, simulando uma estrutura rígida, deixando livre para vibrar apenas a película, onde, por sua vez é aplicada a força que simula a atuação do piezolétrico.

Em seguida foi definido o tipo de análise a ser realizada, harmônica, e as frequências a serem avaliadas. Sendo assim, foi realizada uma análise do tipo harmônica em banda de terço de oitava, iniciando em 100 Hz e finalizando em 500 Hz.

Além disso, foram realizadas simulações para dois valores de força, afim de efetuar o cálculo da Função Resposta em Frequência do Sistema (FRF), para utiliza-la na otimização da força, que será melhor detalhada posteriormente.

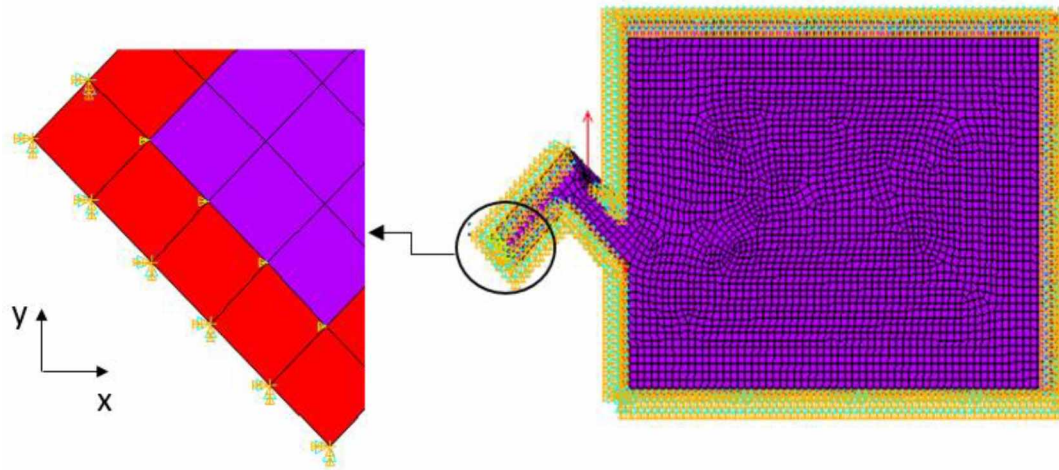


Figura 3.9 - Condições de contorno e forças aplicadas ao modelo da configuração 1 na simulação 2D via Ansys®.

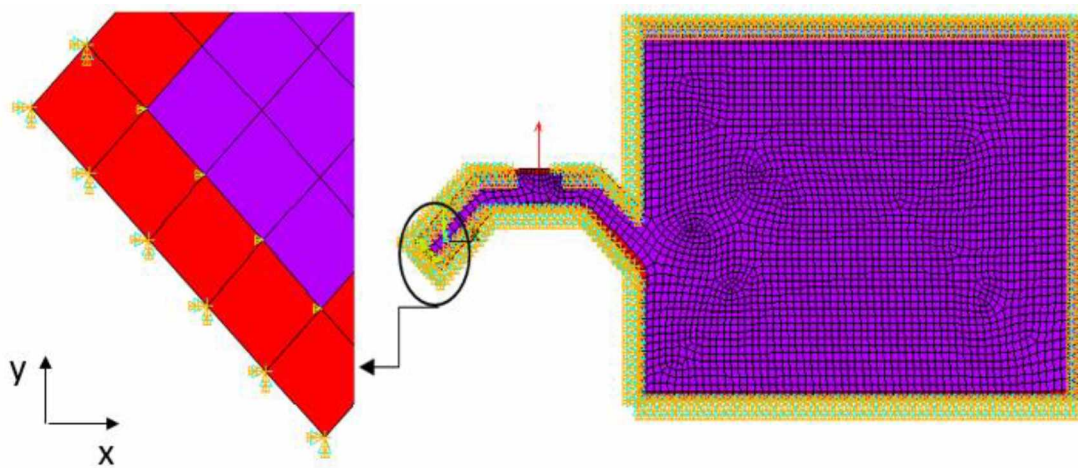


Figura 3.10 - Condições de contorno e forças aplicadas ao modelo da configuração 2 na simulação 2D via Ansys®.

### 3.3.3 Pós-processamento

Os resultados obtidos na etapa anterior são carregados para serem analisados. Neste caso o que se deseja avaliar é o nível de pressão sonora (NPS) na saída da veneziana, uma vez que se deseja diminuir ao máximo o nível de ruído que está sendo gerado na entrada da mesma.

### 3.3.4 Otimização

Neste trabalho, a amplitude e a fase da excitação, necessária para promover o controle ativo de ruído, são obtidas através de um procedimento de otimização feito a partir do algoritmo genético clássico do *software* MATLAB®. A lógica utilizada no processo de otimização pode ser vista na Fig. 3.11.

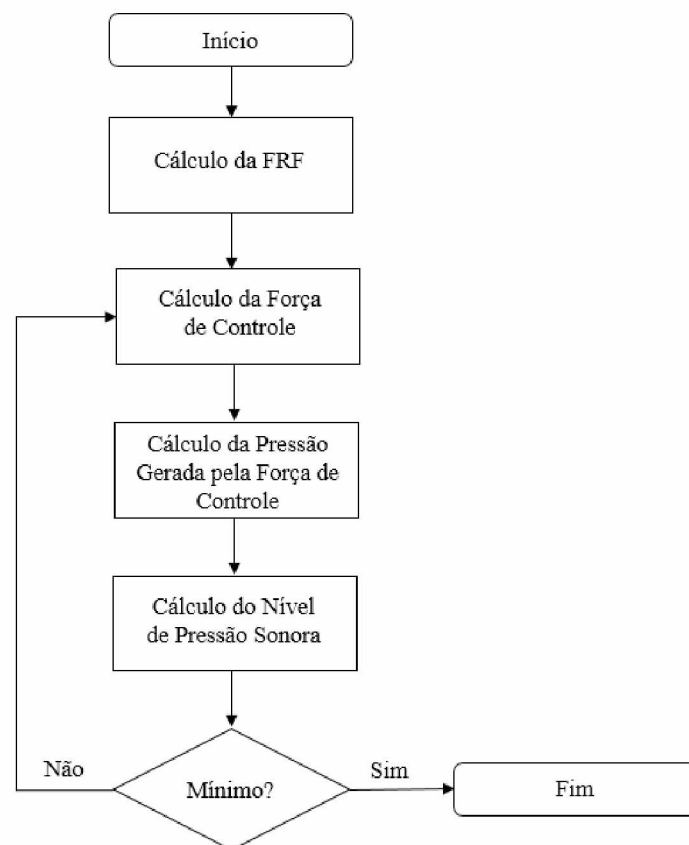


Figura 3.11 – Fluxograma da lógica utilizada na otimização da Força de Controle.

Para calcular a Função Resposta em Frequência (FRF), o sistema foi considerado como sendo MISO (multiple-input/single-output), ou seja, haviam duas entradas (duas forças aplicadas), a pressão na entrada do sistema e a força arbitraria aplicada sobre a membrana de nylon simulando a ação do piezolétrico, dando origem a uma única saída, a pressão na saída da veneziana acústica, onde deseja-se cancelar o ruído. Este processo foi aplicado sobre a simulação para dois valores distintos da força, mantendo-se a pressão na entrada constante. O esquema deste processo é apresentado na Fig. 3.12, onde  $p$  é a pressão na entrada da veneziana,  $f_1$  é a primeira força aplicada sobre o nylon e  $y_1$  é a pressão na saída da veneziana causada pela ação de  $f_1$  e  $p$ .  $H_1$  é a FRF devido a pressão na entrada e  $H_2$  é

a FRF devido a força aplicada sobre o nylon. A segunda força aplicada sobre a membrana de nylon é representada por  $f_2$ , sendo assim a saída devido a ação de  $f_2$  e  $p$  representada por  $y_2$ .

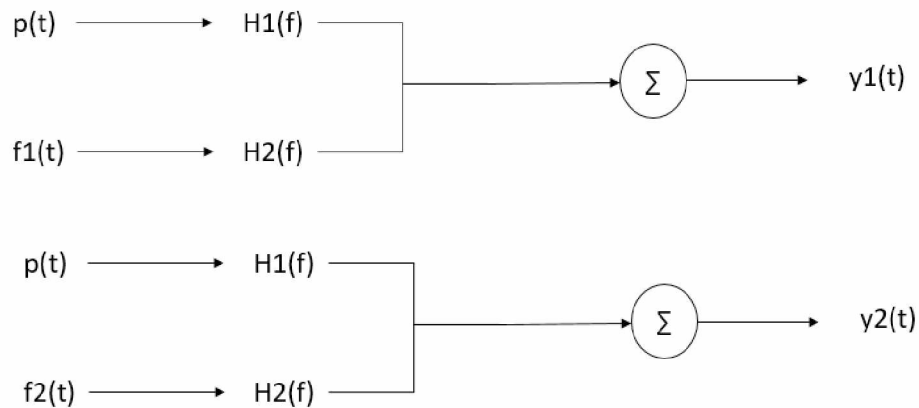


Figura 3.12 - Esquema do processo realizado para obter a FRF do sistema.

Em posse dos valores de  $p$ ,  $f_1$ ,  $f_2$ ,  $y_1$  e  $y_2$ , no domínio do tempo é necessário aplicar a transformada de Fourier, para obter estes valores no domínio da frequência. Feito isso, na forma matricial, tem-se a equação (3.1):

$$\underbrace{\begin{bmatrix} Y_1(f) \\ Y_2(f) \end{bmatrix}}_{Y(f)} = \underbrace{\begin{bmatrix} H_1(f) \\ H_2(f) \end{bmatrix}}_{H(f)} \underbrace{\begin{bmatrix} P(f) & F_1(f) \\ P(f) & F_2(f) \end{bmatrix}}_{X(f)} \quad (3.1)$$

Sendo assim, para obter a FRF da veneziana ( $H$ ), basta aplicar a equação (3.2):

$$H(f) = \frac{Y(f)}{X(f)} \quad (3.2)$$

A Força de Controle é dada pelo Algoritmo Genético. Em posse dessa e da FRF do sistema, é possível calcular a pressão gerada por ela na saída da Veneziana, a partir da equação (3.3).

$$P(f) = F(f) * H(f) \quad (3.3)$$

Onde  $F(f)$  é o vetor formado pela pressão aplicada na entrada da veneziana e a força de controle calculada pelo algoritmo genético e  $P(f)$  é a pressão na saída da veneziana resultante dessas entradas. Para então calcular o Nível de Pressão Sonora (NPS) neste local, utiliza-se a equação (3.4):

$$NPS = 10 * \log\left(\frac{2 * Y(f)^2}{400^{-12}}\right) \quad (3.4)$$

A função objetivo do algoritmo é minimizar este NPS, ou seja, se o mínimo do NPS a partir da Força de Controle proposta foi alcançado, o processo iterativo, como ilustrado na Fig. 3.11, termina, caso contrário, ele propõe outro valor de força e o NPS é recalculado, sendo este processo continuado até que se alcance o objetivo de minimizar o NPS.

### 3.3.5 Resultados

As configurações e posições propostas, foram otimizadas, conforme descrito nas seções anteriores, apresentando os NPS exibidos na Tab.3.2 e no gráfico da Fig. 3.17 medidos na saída da veneziana .

Nas Fig. 3.12, 3.13, 3.14, 3.15 e 3.16 são apresentados os NPS obtidos para as configurações e posições propostas, na frequência de 250 Hz sem a atuação do controle e com a atuação de controle. Essa frequência foi escolhida arbitrariamente apenas para ilustrar o comportamento do sistema, sendo que os resultados obtidos para toda a faixa de frequências simulada encontra-se na Tab.3.2. Nota-se que a capacidade de redução que pode ser obtida para as duas configurações em 250 Hz ficou em torno de 40 dB, sendo que os melhores resultados foram obtidos para a configuração 2 que apresentou capacidade de redução média superior à da configuração 1 e dessa forma mostrou-se como sendo a melhor configuração.

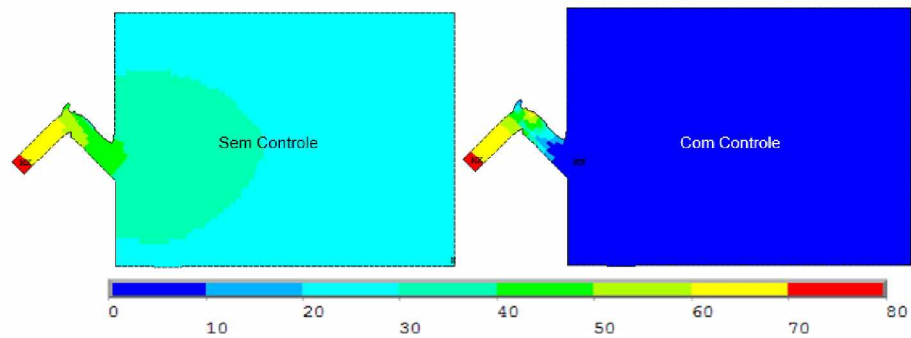


Figura 3.12 - Resultados obtidos para a Posição 1, sem controle e com controle em 250 Hz.

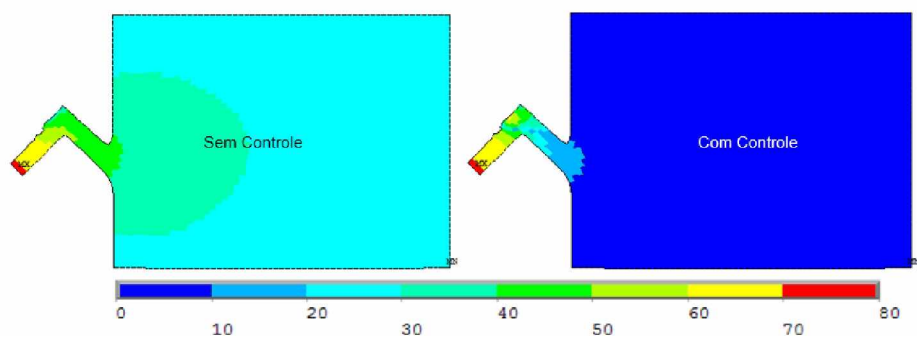


Figura 3.13 - Resultados obtidos para a Posição 2, sem controle e com controle em 250 Hz.

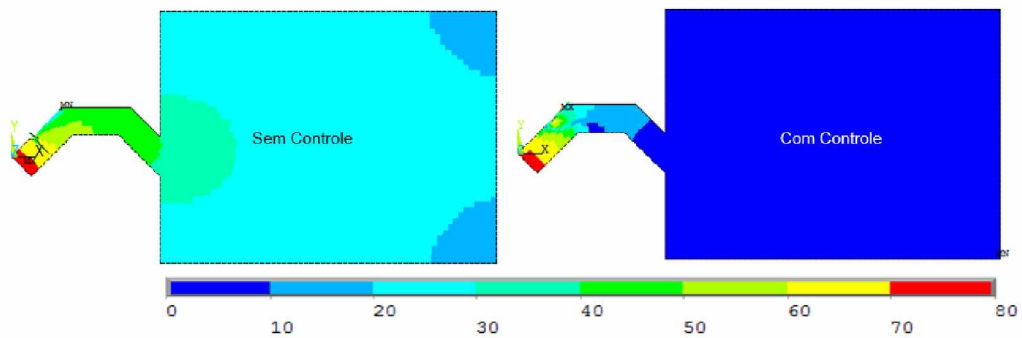


Figura 3.14 - Resultados obtidos para a Posição 3, sem controle e com controle em 250 Hz.

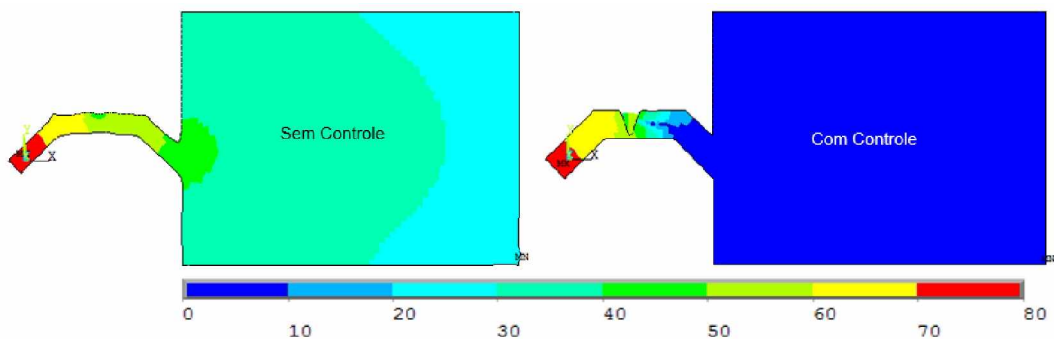


Figura 3.15 - Resultados obtidos para a Posição 4, sem controle e com controle em 250 Hz.

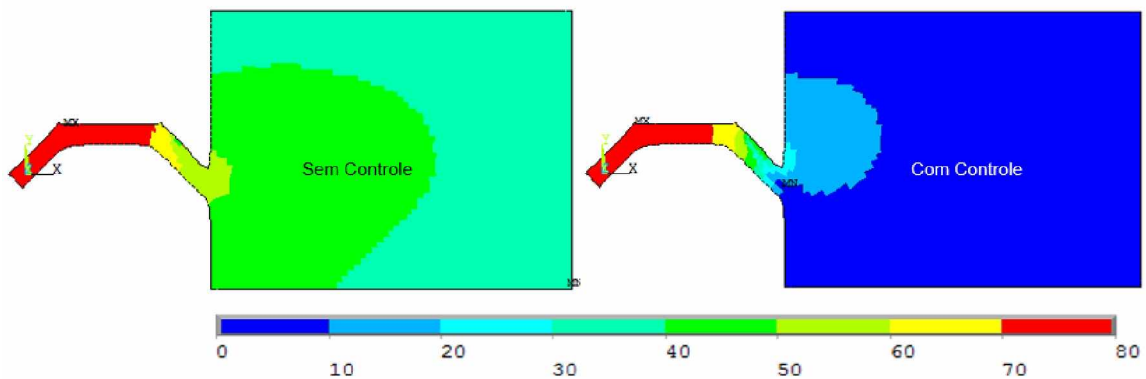


Figura 3.16 - Resultados obtidos para a Posição 5, sem controle e com controle em 250 Hz.

Tabela 3.2. Resultados obtidos em dB para as frequências de 100 – 400 Hz

Posição	1 [dB]		2 [dB]		3 [dB]		4 [dB]		5 [dB]	
Frequência [Hz]	SC	CC	SC	CC	SC	CC	SC	CC	SC	CC
100	46	0	46	6	12	1	20	9	39	2
125	47	1	46	0	38	3	40	5	39	1
160	47	4	47	7	53	6	51	4	40	8
200	48	1	47	1	52	15	49	4	42	7
250	49	1	48	1	60	10	52	4	45	3
315	50	1	50	1	69	8	70	27	51	17
400	54	1	52	2	50	9	55	23	56	2
SC	Sem Controle									
CC	Com Controle									

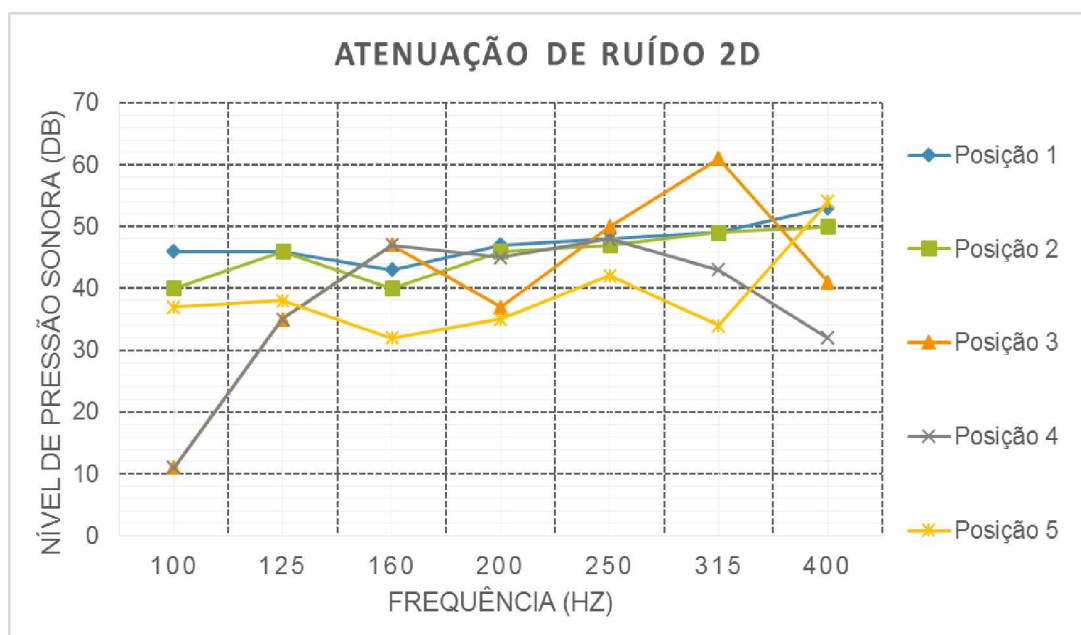


Figura 3.17 - Gráfico contendo as atenuações de ruído obtidas para cada uma das posições avaliadas na simulação 2D.



Dentre as duas possíveis posições para atuação da força de controle nesta configuração, tem-se que a melhor posição para a força de controle seria na entrada da veneziana (posição 1), visto que esta posição apresentou uma redução do ruído na saída superior ao da atuação na posição 2, tal qual pode ser percebido no gráfico da Fig.3.17, que nos mostra que a posição 1 apresentou atenuação de ruído superior a posição 2 nas frequências de 100 Hz, 160 Hz, 200 Hz e 400 Hz e igual nas demais frequências.

### **3.4 Modelagem em Elementos Finitos 3D**

No item anterior, foi determinado o melhor conjunto configuração/área da Veneziana Acústica para atuação do controle ativo de ruído capaz de maximizar a atenuação de ruído da mesma, por meio de uma simulação em 2D via elementos finitos aliada a uma otimização numérica.

Posto isso, faz-se necessário determinar qual a posição mais apropriada, dentro da área determinada anteriormente, para a colocação do atuador, de forma a maximizar a atenuação de ruído. Para tal, será feita uma simulação numérica em 3D, via elementos finitos, através do software Ansys®, seguindo as mesmas etapas enunciadas anteriormente de pré-processamento, solução e pós-processamento, para em seguida, ser realizada a otimização da amplitude e da fase da força necessárias para que o atuador seja capaz de minimizar o NPS na saída da veneziana, sendo que para isso será utilizado também o algoritmo genético disponibilizado pelo software MatLab®.

As posições a serem avaliadas constituem-se em sete: centro superior (posição 1), canto esquerdo superior (posição 2), canto direito superior (posição 3), canto esquerdo inferior (posição 4), centro inferior (posição 5), canto direito inferior (posição 6) e centro (posição 7), como pode ser visto na Fig. 3.18. As dimensões da configuração utilizada são as mesmas da Fig. 3.2, com profundidade de 0,3 m.

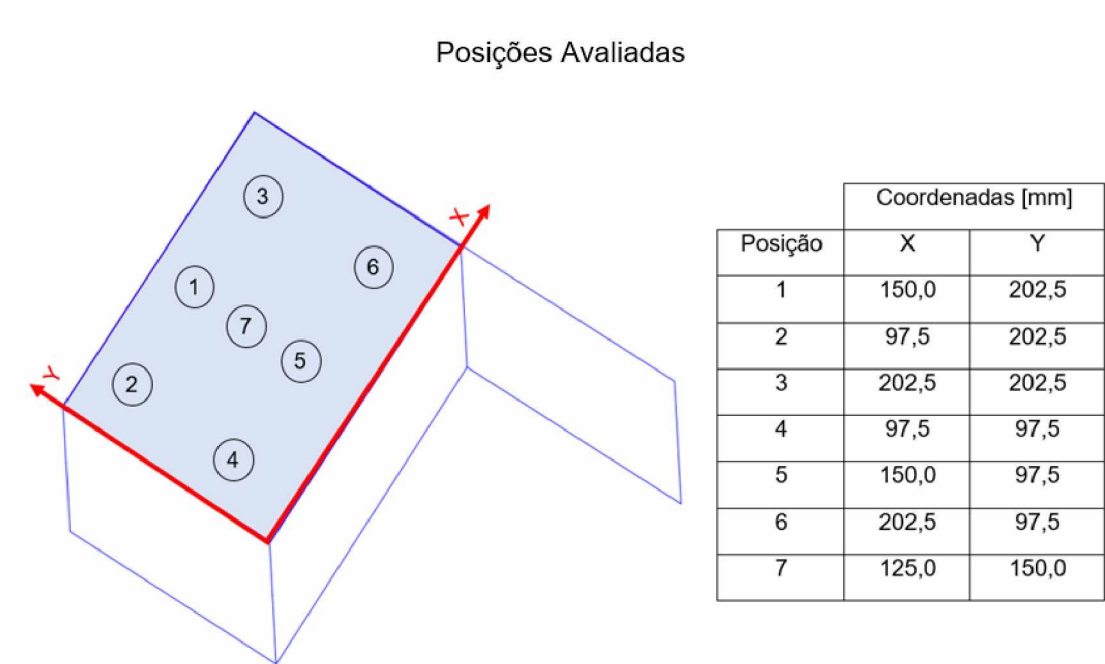


Figura 3.18 - Disposição das sete posições para fixação do atuador a serem avaliadas.

### 3.4.1 Pré-processamento

Para simular o comportamento acústico da veneziana ativa foram selecionados dois elementos, cuja disposição pode ser vista na Fig. 3.19.

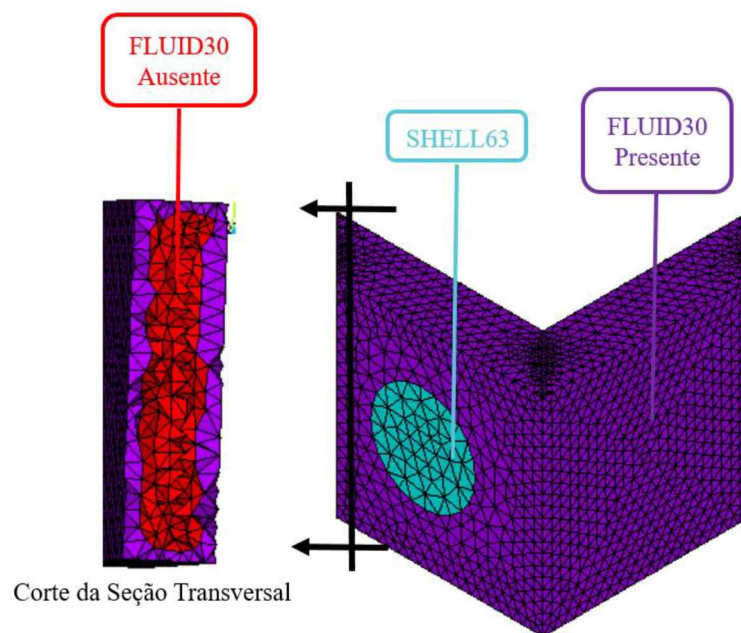


Figura 3.19 - Disposição dos elementos utilizados na simulação 3D via Ansys®.

O Elemento FLUID30, no modo ausente, é usado para modelar a cavidade acústica (ar), e foi distribuído por todo o interior do volume, conforme pode ser visualizado a esquerda da Fig. 3.19, em vermelho. Já no modo presente, este elemento foi utilizado para modelar a interação fluido-estrutura, sendo distribuído pelo exterior da veneziana (casca), como mostra em roxo a Fig. 3.19.

Este elemento é comumente utilizado para modelar o meio fluido e a interface em problemas de interação fluido / estrutura em três dimensões. Para tal ele utiliza a equação de onda 3-D da acústica, discretizada considerando o acoplamento da pressão e o movimento estrutural na interface. Além disso, este elemento é definido por oito nós, sendo que cada um deles possui quatro graus de liberdade: translações nas direções x, y e z e pressão, sendo que as translações são aplicáveis somente em nós da interface.

Seus dados de entrada são: a pressão de referência (PREF), usada para calcular o nível de pressão sonora do elemento (padrão  $20 \times 10^{-6}$  N /m<sup>2</sup>), a velocidade de propagação do som no fluido (SONC), sendo neste caso 342 m/s (ar), e a densidade média do fluido (DENS), 1,21 Kg/m<sup>3</sup>.

O elemento utilizado para modelar a membrana de Nylon foi o SHELL63, representado na Fig. 3.19 pela cor azulada, por possuir grande capacidade de flexão. Para este, são permitidas cargas normais e no plano, sendo que cada um de seus nós possui seis graus de liberdade: translações nas direções x, y, z e rotações sobre os eixos x, y e z.

Definidos os elementos, em seguida é dada entrada aos materiais utilizados. Para modelar a cavidade acústica define-se o material como sendo do tipo acústico distribuído por todo o interior do volume representado pela cor roxa na Fig. 3.20. Este tipo de material tem como dados de entrada a absorção acústica (MU), a massa específica e a velocidade de propagação de som no meio. Neste caso, considera-se o ar, ou seja, MU=0,01, DENS=1,21 Kg/m<sup>3</sup> e SONC=342 m/s. Na saída da veneziana, ilustrado pela cor vermelha na Fig. 3.20, foi definido um material do mesmo tipo, com as mesmas propriedades, porém com coeficiente de absorção distinto (MU=1), simulando a saída para campo aberto (espuma com absorção total de ruído), com o objetivo de evitar reflexão da onda acústica dentro da cavidade.

O material utilizado para fixar os atuadores piezelétricos foi o Nylon, definido como material do tipo estrutural sendo necessário fornecer sua densidade (DENS=1100 kg/m<sup>3</sup>), seu módulo de elasticidade (EX=3e9 N/m<sup>2</sup>) e seu coeficiente de Poisson (PRXY=0,41).

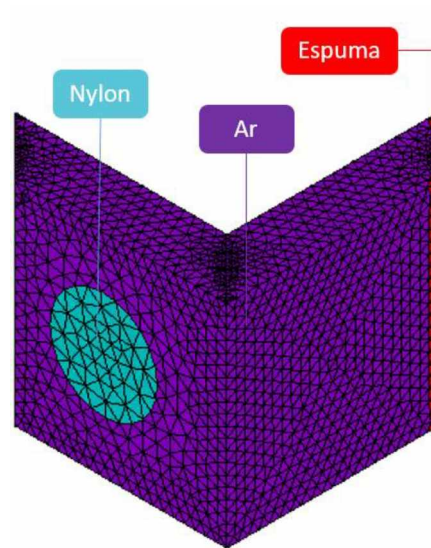


Figura 3.20 - Disposição dos materiais utilizados na simulação 3D via Ansys®.

#### 3.4.2 Solução

Nesta etapa foram aplicadas as condições de contorno que modelam o problema, sendo elas: a pressão sonora distribuída por toda a área de entrada do sistema com o valor de 0,1 Pa, tal como ilustra a Fig. 3.21, simulando a fonte de ruído a ser controlada; o engaste do contorno da estrutura, simulando uma estrutura rígida, permitindo a vibração apenas a película, que se encontra engastada; e a força que simula a atuação do piezelétrico, a ser otimizada.

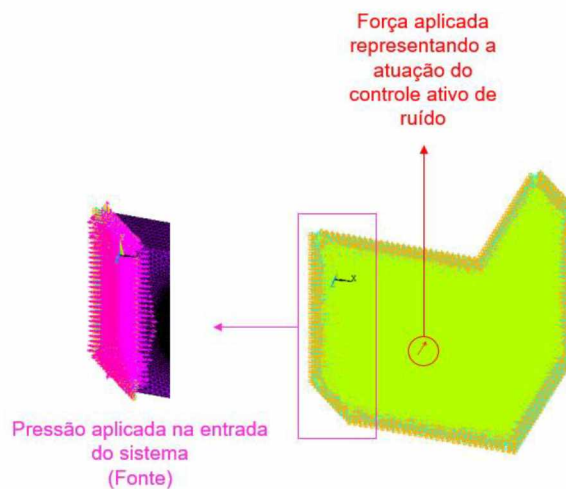


Figura 3.21 - Condições de contorno e forças aplicadas ao modelo na simulação 3D via Ansys®.

Na sequência, foi definido o tipo de análise a ser realizada, harmônica, e a frequência estudada, banda de terço de oitava, iniciando em 100 Hz e finalizando em 500 Hz, assim como na simulação em 2D. Também, foram realizadas simulações para dois valores de força arbitrários, afim de efetuar o cálculo da Função Resposta em Frequência do Sistema (FRF), para utiliza-la na otimização da força de controle.

#### 3.4.3 Pós-processamento

Os níveis de pressão sonora (NPS) obtidos na saída da veneziana, são carregados para serem utilizados no MatLab® no cálculo da FRF.

#### 3.4.4 Otimização

Assim como na Modelagem em Elementos Finitos em 2D, deseja-se otimizar a amplitude e a fase da força de controle, de modo que o controle ativo de ruído seja capaz de atenuar ao máximo o ruído que chega na saída da Veneziana, e isso é feito da mesma forma, através do algoritmo genético clássico do software MATLAB®, utilizando a mesma lógica apresentada na Fig. 3.11 do item 3.1.4.

#### 3.4.5 Resultados

Os resultados obtidos via otimização numérica foram aplicados ao modelo 3D elaborado via elementos finitos, e o NPS em dB obtido na Veneziana para cada uma das posições avaliadas, na frequência de 250 Hz pode ser visto nas Fig. 3.22, 3.23, 3.24, 3.25, 3.26, 3.27 e 3.28. Dessas figuras, observa-se que após a aplicação da força de controle sobre a membrana, o ruído de maior intensidade fica concentrado na entrada da Veneziana. Os demais resultados obtidos para as frequências de 100 Hz a 400 Hz, em banda de terço de oitava, com e sem controle podem ser vistos na Tab.3.2, enquanto que a atenuação acústica pode ser visualizada no gráfico da Fig. 3.29.

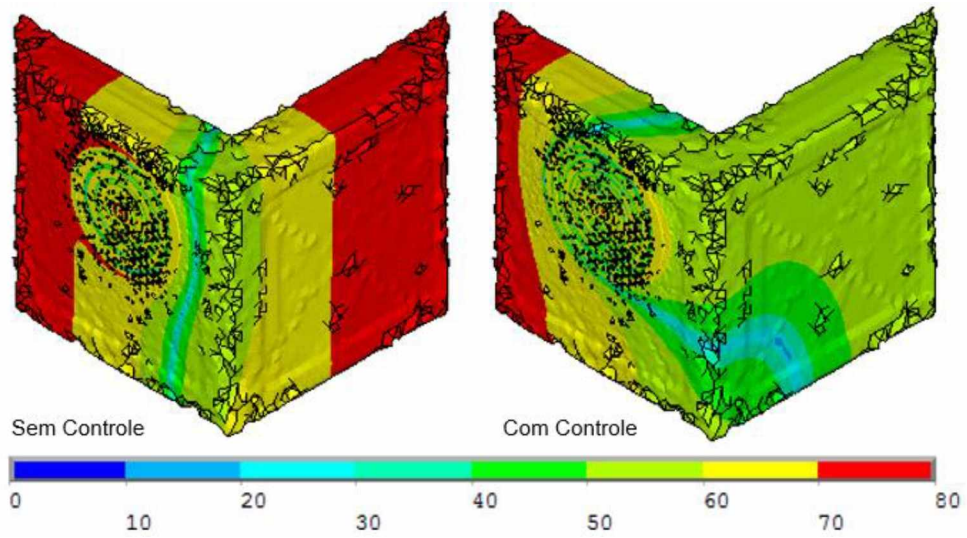


Figura 3.22 - Resultados obtidos para a Posição 1, sem controle e com controle em 250 Hz.

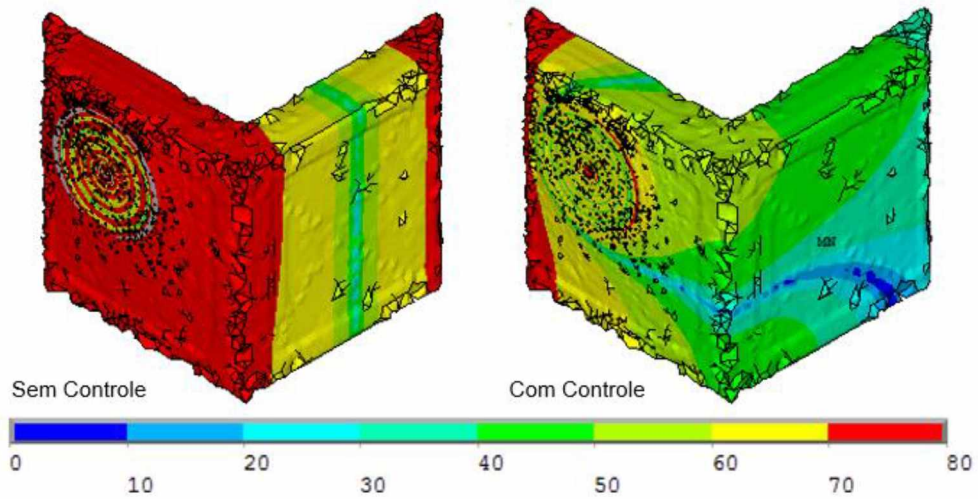


Figura 3.23 - Resultados obtidos para a Posição 2, sem controle e com controle em 250 Hz.

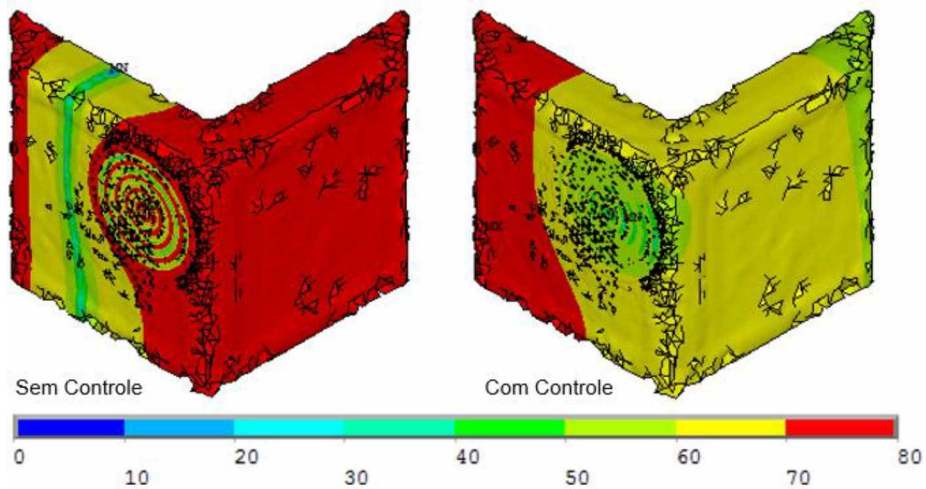


Figura 3.24 - Resultados obtidos para a Posição 3, sem controle e com controle em 250 Hz.

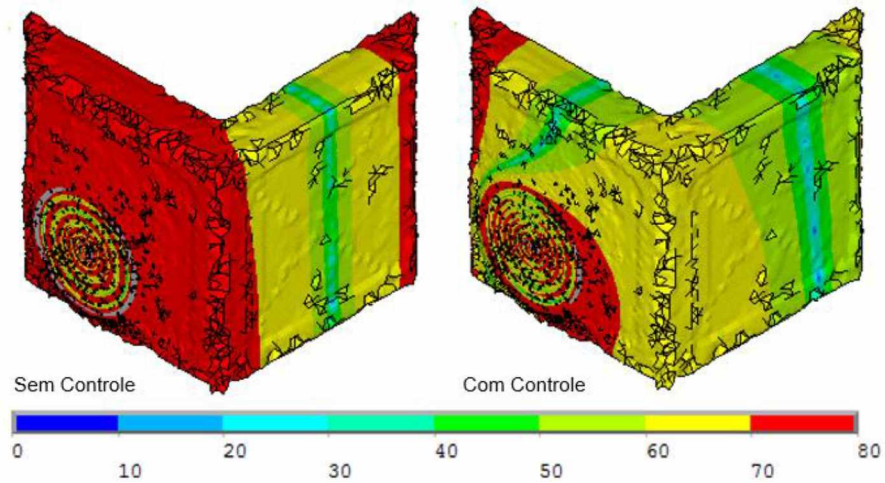


Figura 3.25 - Resultados obtidos para a Posição 4, sem controle e com controle em 250 Hz.

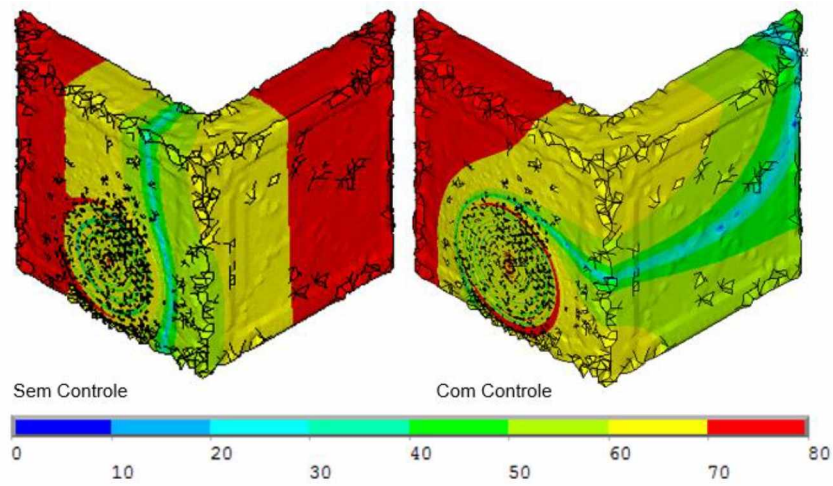


Figura 3.26 - Resultados obtidos para a Posição 5, sem controle e com controle em 250 Hz.

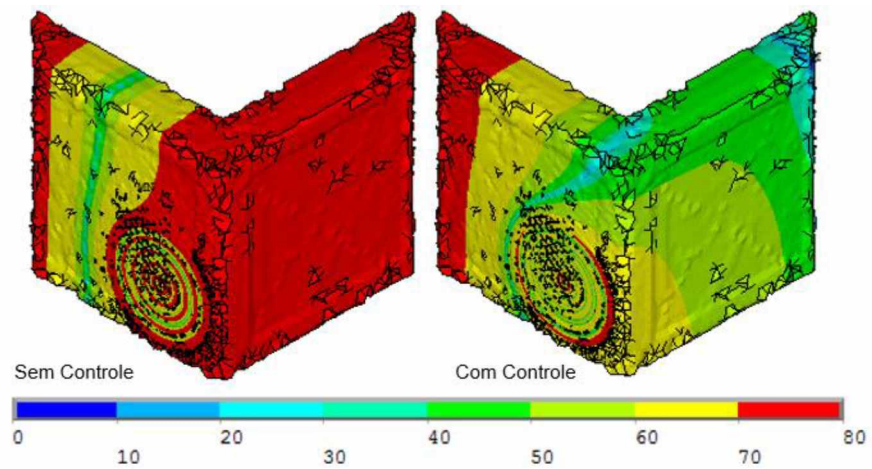


Figura 3.27 - Resultados obtidos para a Posição 6, sem controle e com controle em 250 Hz.

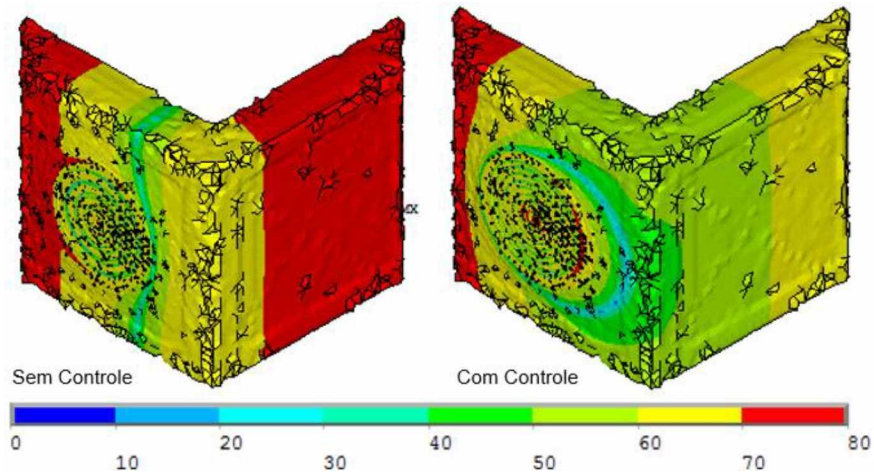


Figura 3.28 - Resultados obtidos para a Posição 7, sem controle e com controle em 250 Hz.

Tabela 3.3. Resultados obtidos em dB para as frequências de 100 – 400 Hz

Posição	1 [dB]		2 [dB]		3 [dB]		4 [dB]		5 [dB]		6 [dB]		7 [dB]	
Frequência [Hz]	SC	CC	SC	CC	SC	CC	SC	CC	SC	CC	SC	CC	SC	CC
100	56	26	55	27	56	96	56	28	56	29	58	27	68	32
125	53	25	52	22	53	28	53	25	53	34	56	47	70	45
160	47	39	43	14	48	22	45	43	47	39	52	34	71	53
200	38	56	53	44	34	26	49	50	37	43	53	79	86	56
250	78	58	75	60	76	64	75	67	78	76	77	55	80	65
315	59	23	65	32	56	27	64	37	59	36	45	33	69	37
400	69	27	67	26	97	42	68	19	70	28	69	30	70	33
SC	Sem Controle													
CC	Com Controle													

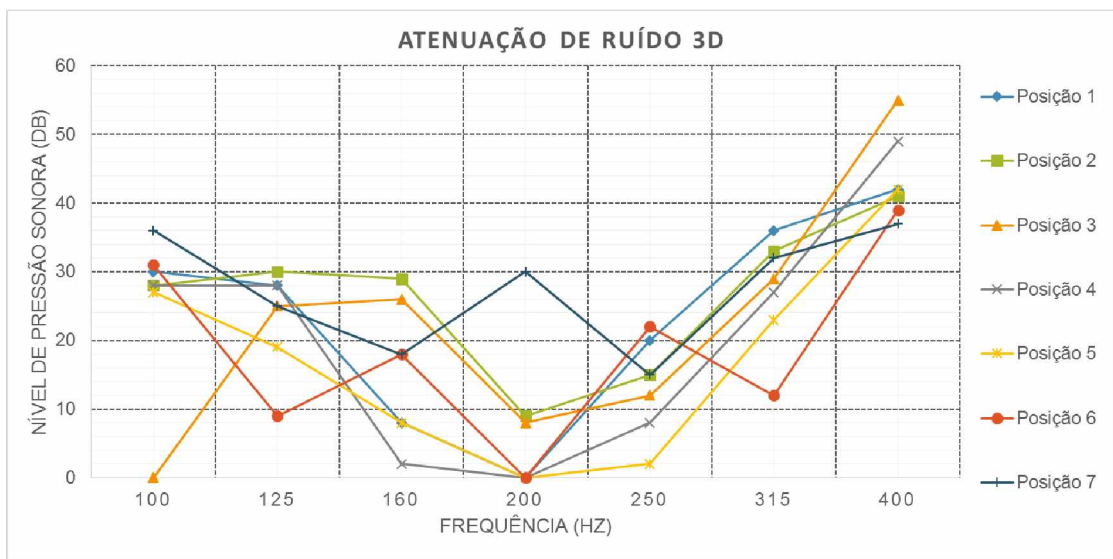


Figura 3.29 - Gráfico contendo as atenuações de ruído obtidas para cada uma das posições avaliadas na simulação 3D.



Analisando o gráfico da Fig. 3.29 e a Tab. 3.3 observa-se que a posição que oferece a melhor atenuação de ruído em 100 Hz e em 200 Hz é a posição 7, em 125 Hz e em 160 Hz é a posição 2, em 250 Hz é a posição 6, em 315 Hz é a posição 1 e em 400 Hz é a posição 3. As posições 1, 4, 5 e 6 não foram capazes de atenuar o ruído na frequência de 200 Hz, enquanto a posição 3 não o fez para 100 Hz, sendo assim as únicas posições capazes de obter alguma atenuação de ruído em todas as frequências analisadas, foram a 2 e a 7. Entretanto, a posição 7 foi capaz de obter uma atenuação de ruído superior a 30 dB para quatro frequências (100 Hz, 200 Hz, 315 Hz e 400 Hz), enquanto a posição 2 o fez apenas para três frequências (100 Hz, 315 Hz e 400 Hz) e não conseguiu obter uma atenuação igual ou superior a 15 dB para todas as frequências analisadas, como a posição 7. Dessa forma, a posição 7 foi considerada como sendo a que apresentou o melhor desempenho dentre as avaliadas.

# CAPÍTULO IV

## AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL

Neste capítulo, pretende-se avaliar experimentalmente a aplicabilidade de materiais piezelétricos, em substituição aos tradicionais alto-falantes, na configuração e na posição elegidas no capítulo anterior como sendo as mais adequadas para se obter a máxima atenuação de ruído na saída da veneziana acústica.

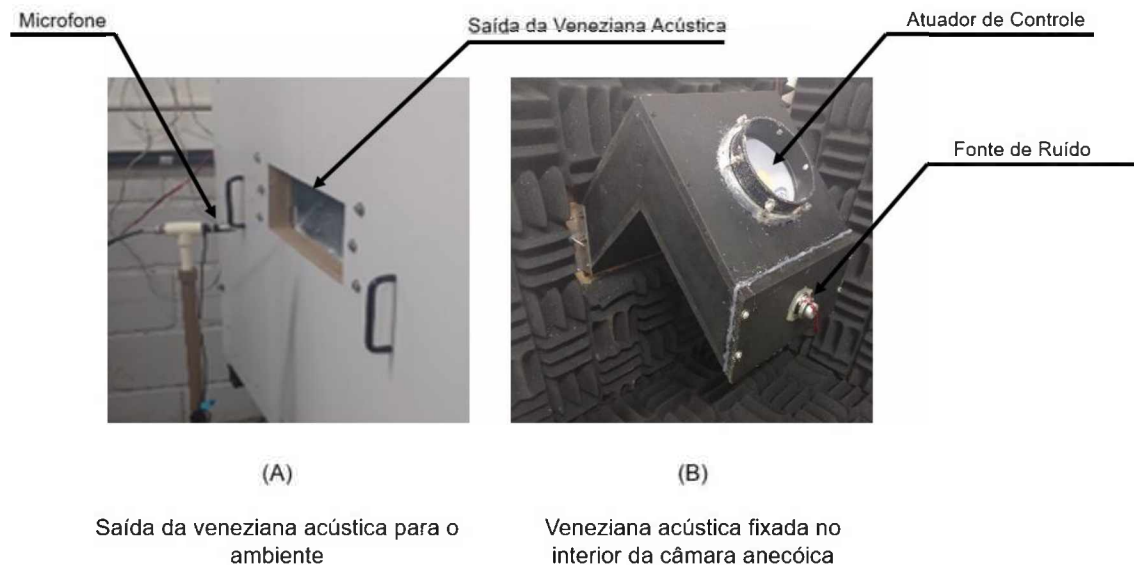
Para isso, tendo como base o princípio da interferência destrutiva de onda, será utilizado um *arduino due* para defasar o sinal de forma a ajustar um campo sonoro através do atuador de controle que seja capaz de cancelar o campo de ruído gerado pela fonte primária (alto falante). Será ainda avaliado qual o material que melhor funciona como amortecedor no atuador de controle de modo a melhorar sua performance.

### 4.1 Metodologia

Para testar experimentalmente a aplicabilidade de materiais piezelétricos no controle ativo de ruído em venezianas acústicas, montou-se uma bancada experimental, composta por uma veneziana acústica confeccionada em madeira do tipo MDF, alto-falante (fonte de ruído), microfone (sensor de erro), condicionadores de sinais, gerador de sinais, atuador de controle, placa de aquisição de sinais, computador e um arduino do tipo due.

A seguir, na Fig. 4.1 é mostrado a montagem da veneziana acústica. A veneziana foi fixada no interior de uma câmara semi anecóica confeccionada no LAV. Em uma de suas extremidades posicionou-se o alto falante e na outra extremidade, do lado de fora da câmara,

foi posicionado o microfone, conforme mostra a Fig. 4.1 A. Na área superior do alto falante foi fixado o atuador de controle, como pode ser visto na Fig. 4.1 B



.Figura 4.1 - Montagem experimental da veneziana acústica.

O alto falante utilizado, apresenta impedância de  $8\Omega$  e potência máxima de 15W RMS. Para aciona-lo foi empregado um amplificador de áudio, feito no Laboratório de Acústica e Vibrações (LAV) da Universidade Federal de Uberlândia (UFU), com circuito integrado monolítico TDA2030, classe AB de baixa frequência. Tipicamente esses circuitos são capazes de fornecer até 12W de potência de saída em cargas de  $4\Omega$  e 8W em  $8\Omega$ . O TDA2030 é capaz de fornecer alta corrente de saída com pequena distorção, tornando-se ideal para a aplicação, tal como evidenciou (DELFINO, 2005).

Para realizar a aquisição do ruído transmitido da veneziana acústica para o ambiente externo foi utilizado um microfone ICP® de  $\frac{1}{2}$ " do tipo campo livre da marca PCB® pré-amplificado, modelo 377B02, com sensibilidade de 50 mV/Pa e faixa de frequência de 5 a 10 kHz ( $\pm 1$  dB).

Para gerar os sinais de alimentação do sistema foi utilizado o gerador de sinais Ultra Low Distortion Function Generator, modelo DS360 disponível no LAV, mostrado na Fig. 4.2.

.Por sua vez, para dar origem ao sinal transmitido para o atuador de controle, responsável pelo cancelamento ativo de ruído da fonte primária, foi utilizado o Arduino Due, mostrado na Fig. 4.3, e cujas especificações fornecidas pelo fabricante, encontram-se na Tab. 4.1. Ele foi escolhido por possuir duas saídas de 12 bits, possibilitando mensurar o ruído e controla-lo.



Figura 4.2 - Gerador de sinais Ultra Low Distortion Function Generator, modelo DS360 disponível no LAV.

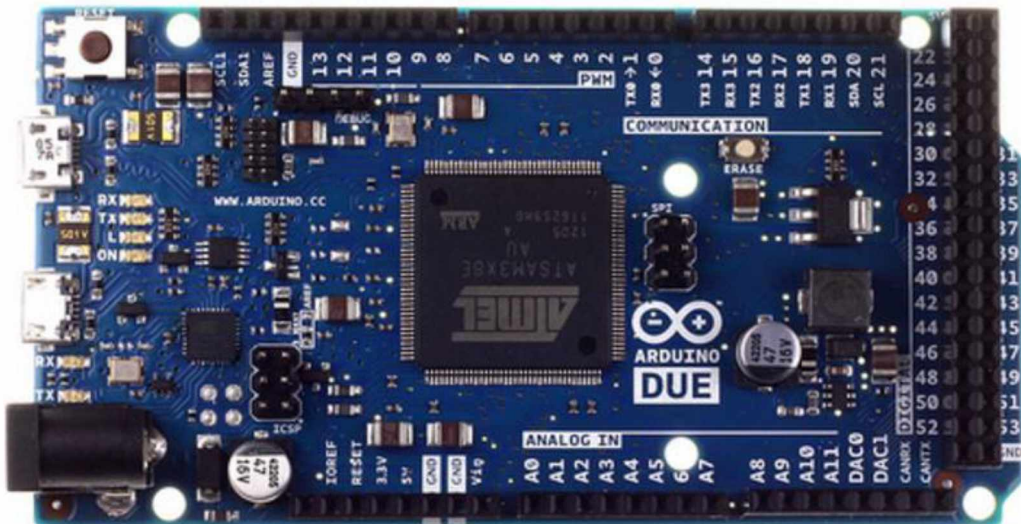


Figura 4.3 - Arduino Due utilizado para defasar o sinal de acionamento do piezo buzzer.

Tabela 4.1. Especificações do Arduino Due fornecidas pelo fabricante

Micro controlador	AT91SAM3X8E
Voltagem de Operação	3,3 V
Voltagem de Entrada Recomendada	7-12 V
Entradas Analógicas	12
Saídas Analógicas	2
Corrente DC para entrada de 3,3 V	800 mA
Velocidade de Processamento	84 MHz
Memória Flash	512 KB

O algoritmo desenvolvido para conceber o sinal do atuador de controle, foi desenvolvido na própria plataforma do Arduino e será detalhado na seção 4.3, juntamente com todo o procedimento realizado para efetuar o controle ativo de ruído com o atuador de controle proposto.

O atuador de controle, consiste em um piezo buzzer fixado no centro de uma membrana de Nylon, como mostra a Fig.4.4. Visando obter o seu melhor desempenho, na próxima seção serão comparadas as respostas adquiridas para o atuador de controle instrumentado com dois tipos de amortecedores comumente utilizados por músicos, e sem os amortecedores, para então eleger como será composto o atuador de controle utilizado na implementação do controle ativo.

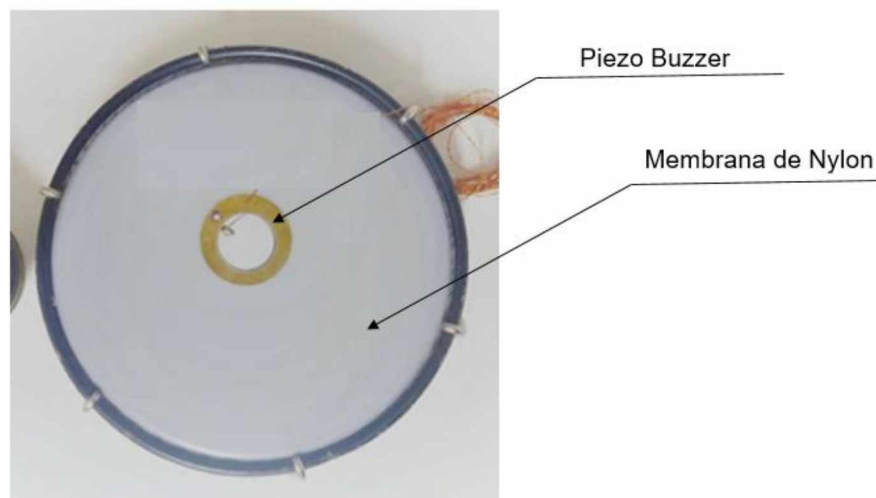


Figura 4.4 - Atuador de controle.

As principais especificações do piezo buzzer fornecidas pelo fabricante se encontram na Tab. 4.2.

Tabela 4.2. Especificações do piezo buzzer fornecidas pelo fabricante

Parâmetros	Valores
Frequência de Ressonância [Hz]	2800 ± 500
Impedância de Ressonância Máxima	300
Máxima Tensão de Entrada [Vpp]	30
Capacitância em 1 kHz [pF]	30000 ± 30%
Material da Placa	Latão
Temperatura de Operação [°C]	-20 ~+60
Temperatura de Armazenamento [°C]	-20 ~+60

Para amplificar a tensão de alimentação do piezo buzzer, foi empregue um amplificador operacional de transcondutância (“Operational Transconductance Amplifier - OTA”). Tal amplificador é comumente usado em microeletrônica para produzir filtros e acionar cargas capacitivas sendo responsável por transformar a diferença entre as tensões de entrada em uma corrente de saída. O circuito integrado utilizado por ele foi o LT@3469 da Linear Technology, indicado para micro atuadores e alto falantes piezo cerâmicos, capaz de produzir até 33 volts de saída a partir de uma alimentação de cinco ou doze volts e capaz de acionar cargas capacitivas na faixa de 5nF a 300 nF, estando em conformidade com as exigências de alimentação do piezo buzzer utilizado neste trabalho. o diagrama esquemático do circuito eletrônico encontra-se no Anexo I.

#### 4.2 Avaliação da utilização de amortecedores no atuador de controle.

Para realizar a análise experimental da utilização de amortecedores no atuador de controle foram utilizados o microfone e a veneziana acústica, montados tal qual foi descrito na seção anterior, o gerador de sinais, os amplificadores e o atuador também ali descritos, com o objetivo de obter a Função Resposta em Frequência (FRF), para o atuador de controle sem amortecedor, para o atuador de controle instrumentado com manta asfáltica e para o atuador de controle instrumentado com Salonpas®, tal como mostra a Fig. 4.5, onde a FRF, entre o atuador de controle e o microfone (entre a entrada e a saída do sistema) é representada por “P2”.

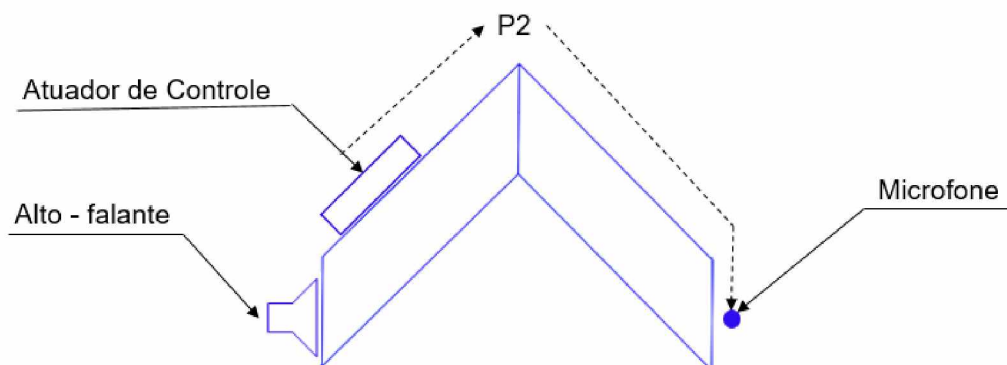


Figura 4.5 - Esquema de montagem para obtenção da FRF, entre o atuador de controle e o microfone.

Para isso, o atuador de controle a ser avaliado foi fixado na veneziana, como mostrado na Fig. 4.1 (B) e acionado por um sinal do tipo ruído rosa. O sinal (ruído) então

gerado pelo sistema foi captado pelo microfone posicionado na saída da veneziana para o ambiente externo. Este sinal, por sua vez, foi adquirido por uma placa de aquisição A/D da National Instruments (NI) modelo USB 9162 + 9233 com BNC, que permite amostragem analógica simultânea de quatro canais, com tensão de entrada de  $\pm 5V$  e amostragem máxima de 50 kS/s por canal, com resolução de 24 bits, faixa dinâmica de 102 dB, acoplamento AC (0,5 Hz) e condicionamento de sinais IEPE de 2 mA para microfones e acelerômetros. O esquema de montagem da bancada para adquirir a FRF é mostrado na Fig.4.6.

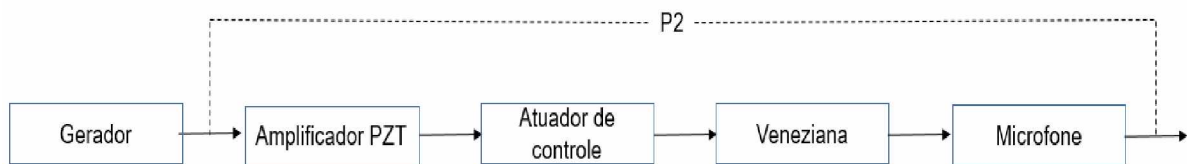


Figura 4.6 - Esquema de montagem da bancada para adquirir a FRF do atuador de controle.

Os resultados obtidos no ensaio experimental apresentados na Fig. 4.7 mostram que o sistema capaz de oferecer uma maior amplitude, ou intensidade sonora é o atuador de controle sem amortecimento, que foi capaz de oferecer uma magnitude de 0,28 V para a frequência de 265 Hz, sendo esta a única frequência que apresentou coerência superior a 80% para este sistema na faixa analisada. O segundo sistema a obter a maior magnitude foi o do atuador de controle com manta asfáltica. Este sistema foi capaz de produzir uma magnitude de 0,2 V para a frequência de 260 Hz, entretanto a faixa de coerência ainda encontra-se muito estreita sendo que para este sistema ela se manteve acima de 80% apenas de 226 a 358 Hz. Dentre os sistemas analisados, o que apresentou a menor magnitude foi então o do atuador de controle com amortecedor Salompas, com 0,15 V na frequência de 175 Hz. Apesar disso, este foi o sistema que apresentou a maior faixa de coerência acima de 80%, de 130 a 330 Hz, sendo portanto um dos sistemas que terá seu desempenho como atuador de controle da veneziana acústica testado.

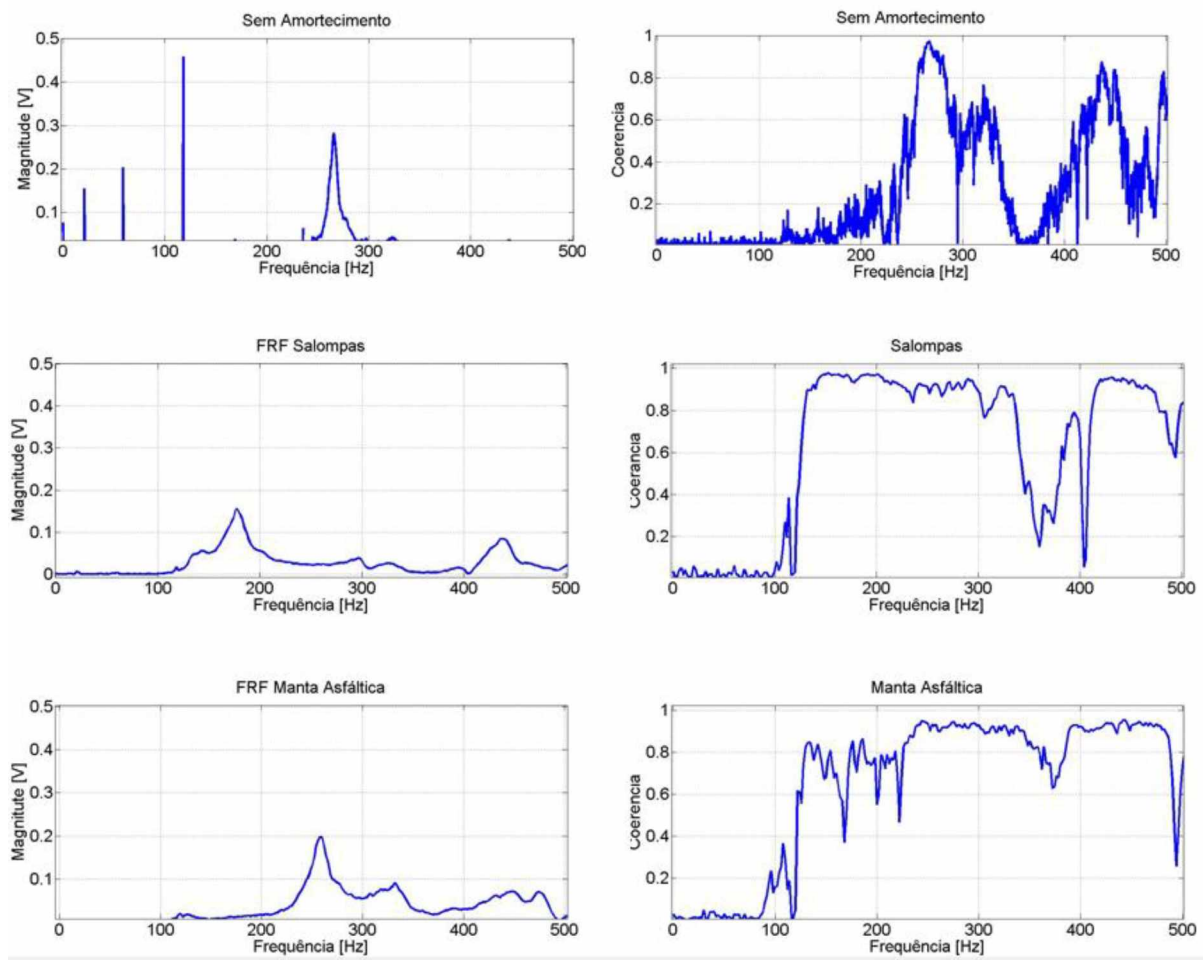


Figura 4.7 - Funções resposta em frequência obtidas no ensaio experimental, com suas respectivas coerências.

### 4.3 Avaliação do Controle ativo de ruído utilizando atuador de controle piezolétrico

Para testar experimentalmente a utilização de materiais piezolétricos no controle ativo de ruído em venezianas acústicas, escolheu-se um dispositivo chamado piezo buzzer, por desejar-se desenvolver um sistema de controle que fosse de baixo custo. Este tipo de atuador piezolétrico pode ser comprado por \$ 1,00 (R\$ 3,15). Para garantir o seu funcionamento pleno, é necessário ainda que o sinal transmitido para ele passe antes por um amplificador próprio. Além disso, optou-se por utilizar o arduino due em detrimento das placas de controle normalmente utilizadas, como a dSPACE DS1104 disponível no LAV, uma vez que essa placa custa em torno de \$6.311,50, enquanto o arduino due custa \$ 28,40 (R\$ 89,44).



Sendo assim, o atuador de controle proposto é formado por um piezo buzzer, fixado no centro de uma membrana de nylon. Esta membrana custa em torno de \$4,12 (R\$ 12,97). Este atuador de controle terá seu desempenho de atenuação de ruído avaliado com e sem amortecimento. O amortecedor escolhido, como sendo o capaz de melhorar o desempenho do atuador proposto foi elegido na seção anterior como sendo o Salonpas®. Este emplastro pode ser adquirido nas farmácias por até \$3,33 (R\$ 10,49). O atuador de controle acaba tendo um custo total de \$50,45 (R\$ 161,47). Essa cotação dos valores dos equipamentos utilizados foi feita dia 20/04/2017. O valor do dólar nesta data era de R\$ 3,15.

Dessa forma, para finalmente avaliar experimentalmente o desempenho do sistema proposto, montou-se uma bancada experimental, cujo esquema de montagem é apresentado na Fig. 4.8.

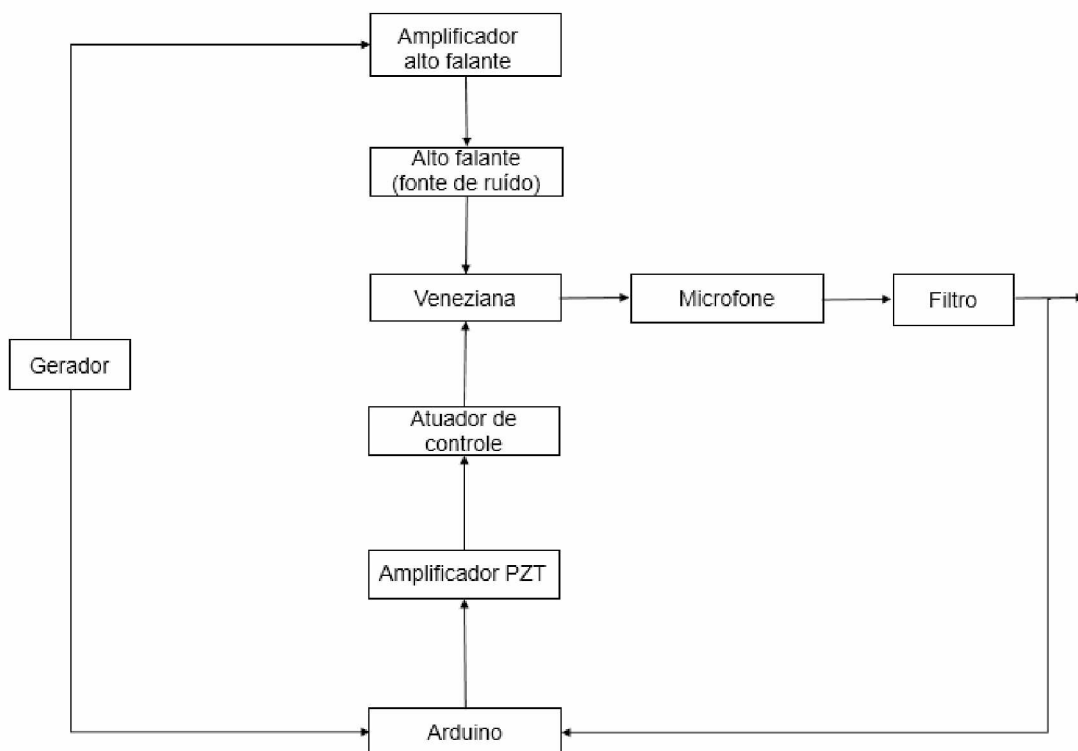


Figura 4.8 - Esquema de montagem da bancada utilizada para aplicar o controle ativo de ruído.

O alto falante (fonte de ruído) e o arduino foram alimentados pelo gerador de sinais com a mesma onda harmônica. O arduino era então responsável por defasar e amplificar o sinal do gerador para em seguida repassa-lo para o atuador de controle, de maneira tal que o nível de pressão sonora medido na saída da veneziana pelo microfone fosse o mínimo possível, ou seja, o sinal do gerador foi manipulado no arduino por meio de programação, de

modo a produzir um sinal que quando repassado para o atuador de controle, fosse capaz de cancelar ao máximo o ruído produzido pela fonte de ruído (alto falante). Para isso, o algoritmo de controle foi desenvolvido utilizando o método da seção áurea (Golden section search) e sua lógica é apresentada no fluxograma da Fig. 4.9.

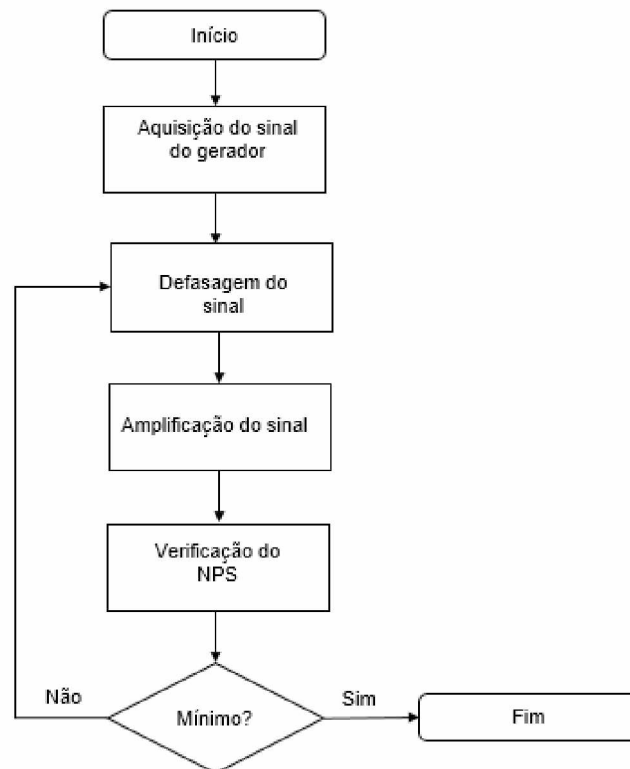


Figura 4.9 - Fluxograma da lógica do algoritmo utilizado para produzir o sinal do atuador de controle.

Posto isso, o controle ativo de ruído em venezianas acústicas foi realizado utilizando o atuador de controle proposto com e sem amortecimento. Deste modo foi possível obter os resultados apresentados na Tab. 4.3.

Tabela 4.3: Resultados obtidos experimentalmente para o atuador de controle proposto.

	Frequência (Hz)	SC	CC
Atuador de Controle			
Sem Amortecimento	270	87 dB	70 dB
Com Amortecimento (Salonpas)	150	78 dB	60 dB
	240	80 dB	67 dB
SC	Sem Controle		
CC	Com Controle		

Analisando a Tab.4.3, percebe-se que utilizando o atuador de controle sem amortecimento na frequência de 270 Hz, foi possível obter uma atenuação de 17 dB, com uma defasagem de  $197^\circ$  em relação ao sinal da fonte de ruído, entretanto, não foi possível realizar o controle nestas condições para outras frequências. Por outro lado, utilizando o atuador de controle com amortecedor Salonpas®, foi possível realizar o controle ativo de ruído para duas frequências, obtendo uma atenuação de 18 dB para a frequência de 150 Hz e 13 dB para a frequência de 240 Hz, com defasagens em relação ao sinal da fonte de ruído de  $80^\circ$  e  $37^\circ$ , respectivamente.

Sendo assim, conclui-se que materiais piezelétricos, mais especificamente o piezo buzzer, possuem uma grande capacidade de atenuação de ruído na baixa frequência dentro do sistema proposto. Mostrando-se uma alternativa com ótimo custo benefício, que ao ser implementada em venezianas acústicas, além de garantir boa redução do ruído na baixa frequência, pode oferecer iluminação e ventilação naturais do ambiente a baixo custo.

## CAPÍTULO V

### CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A utilização de esquadrias acústicas ventiladas insere-se na busca por alternativas que sejam capazes de compatibilizar desempenho acústico, térmico e lumínico à diminuição do impacto ambiental. Entretanto as disponíveis no mercado, dotadas apenas de técnicas passivas de controle de ruído, possuem desempenho limitado em baixas frequências, impulsionando a busca por novas tecnologias que sejam capazes de eliminar essa deficiência. Dentro deste contexto, o presente trabalho propôs um sistema de controle ativo de ruído formado por materiais piezelétricos fixados a uma membrana de nylon. Este sistema foi então incorporado à venezianas acústicas, a fim de se obter um incremento na atenuação de ruído promovida pelas mesmas nas baixas frequências. O seu desempenho foi avaliado numericamente e experimentalmente, conforme foi descrito no decorrer deste trabalho. Dessa forma, diante o que foi exposto, pode-se concluir:

- a) Os melhores resultados obtidos via simulação numérica em 2D foram para a configuração 1 e o sistema proposto conseguiu obter atenuação de ruído em torno de 40 dB para a frequência de 250 Hz.
- b) Dentre as duas possíveis áreas para atuação da força de controle na configuração 1, tem-se que a melhor área para a força de controle é na entrada da veneziana (posição 1), visto que esta posição apresentou uma redução do ruído na saída superior ao da atuação na posição 2, nas frequências de 100 Hz, 160 Hz, 200 Hz e 400 Hz e igual nas demais.

- c) A partir da simulação em 3D, a posição 7 foi capaz de obter uma atenuação de ruído superior a 30 dB para quatro frequências (100 Hz, 200 Hz, 315 Hz e 400 Hz), sendo assim a que apresentou o melhor desempenho.
- d) Experimentalmente o atuador de controle apresentou bom desempenho, sendo capaz de oferecer uma atenuação de até 18 dB na saída da veneziana acústica, para as frequências analisadas, sendo que o melhor desempenho é observado quando o atuador de controle está instrumentado com amortecedor Salonpas®.

Posto isso, foi possível obter então um sistema de controle ativo de ruído de baixo custo e compacto, que pode ser integrado a qualquer conjunto arquitetônico sem provocar alterações na sua estética, comprovando que os piezo buzzers são viáveis tecnicamente para a aplicação considerada. Como sugestões para trabalhos futuros tem-se:

- i. Implementar outros tipos de controladores.
- ii. Testar o desempenho de diferentes tipos de materiais piezelétricos, tais como o PVDF.
- iii. Confeccionar a veneziana com outros materiais que ofereçam uma capacidade ainda maior de iluminação natural, como por exemplo acrílico.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, **NBR 10.151**: Avaliação do ruído em áreas habitadas visando o conforto da comunidade. Rio de Janeiro, 2000.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, **NBR 10.152**: Níveis de ruído para conforto acústico. Rio de Janeiro, 1987.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, **NBR 15.575**: Edifícios habitacionais de até cinco pavimentos – Desempenho – Parte 4: Sistemas de vedações verticais externas e internas. Rio de Janeiro, 2013.

BAILEY, Thomas; UBBARD, J. E. Distributed piezoelectric-polymer active vibration control of a cantilever beam. **Journal of Guidance, Control, and Dynamics**, v. 8, n. 5, p. 605-611, 1985.

BIES, David A.; HANSEN, Colin H. **Engineering noise control: theory and practice**. CRC press, 2003.

BISTAFA, Sylvio Reynaldo. **Acústica aplicada ao controle do ruído**. Edgard Blücher, 2006.

CLARK, Robert L.; FULLER, Chris R. Modal sensing of efficient acoustic radiators with polyvinylidene fluoride distributed sensors in active structural acoustic control approaches. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 91, n. 6, p. 3321-3329, 1992.

CUESTA, María, et al. "Using a thin actuator as secondary source for hybrid passive/active absorption in an impedance tube." *Applied acoustics* 67.1 (2006): 15-27.

DE SALIS, MH FI, D. J. OLDHAM, and S. SHARPLES. "Noise control strategies for naturally ventilated buildings." *Building and Environment* 37.5 (2002): 471-484.

DIMITRIADIS, E. K.; FULLER, C. R.; ROGERS, C. A. Piezoelectric actuators for distributed noise and vibration excitation of thin plates. **Failure prevention and reliability- 1989**, p. 223-233, 1989.

- DONADON, Lazaro Valentim et al. **Análise teórica e experimental de estratégias de controle ativo de ruído**. 2002. Tese de Doutorado. Tese de D. Sc., FEM/UNICAMP, Campinas, SP, Brasil.
- ELLIOTT, Stephen J.; NELSON, Philip A. Active noise control. **IEEE signal processing magazine**, v. 10, n. 4, p. 12-35, 1993.
- FARSHAD, Mehdi; LE ROUX, Magali. A new active noise abatement barrier system. **Polymer testing**, v. 23, n. 7, p. 855-860, 2004.
- FULLER, C. R., C. H. HANSEN, and S. D. SNYDER. "Experiments on active control of sound radiation from a panel using a piezoceramic actuator." *Journal of Sound and Vibration* 150.2 (1991): 179-
- GERGES, Samir NY. Ruído: fundamentos e controle. In: **Ruído: fundamentos e controle**. Universidade Federal de Santa Catarina, 1992.
- HANSEN, Colin H. "Sensors and actuators for active noise control systems." *Acoustics Australia* 34.2 (2006): 79.
- HUANG, Huahua; QIU, Xiaojun; KANG, Jian. Active noise attenuation in ventilation windows. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 130, n. 1, p. 176-188, 2011.
- HU, S.; RAJAMANI, R.; YU, X. Directional cancellation of acoustic noise for home window applications. **Applied Acoustics**, v. 74, n. 3, p. 467-477, 2013.
- KUO, Sen M., and DENNIS R. Morgan. "Active noise control: a tutorial review." *Proceedings of the IEEE* 87.6 (1999): 943-973.
- KWON, Byoung-ho; PARK, Youngjin. Interior noise control with an active window system. **Applied Acoustics**, v. 74, n. 5, p. 647-652, 2013.
- LIMA JR, JJ de. Modelagem de sensores e atuadores piezelétricos com aplicações em controle ativo de estruturas. **Modelagem de Sensores e Atuadores Piezelétricos com Aplicações em Controle Ativo de Estruturas**, 1999.
- MACIEL, Marcela Alvares et al. Controle ativo de ruído aplicado a venezianas acústicas. 2014.
- MAO, Q.; Pietrzko, S. Control of noise and structural vibration: A MATLAB® - Based Approach. London: Springer, 2013
- NATICCHIA, Berardo; CARBONARI, Alessandro. Feasibility analysis of an active technology to improve acoustic comfort in buildings. **Building and Environment**, v. 42, n. 7, p. 2785-2796, 2007.
- NISHIDA, P. P. R. Estruturas inteligentes aplicadas ao controle ativo de ruído de alta ordem em dutos. F 100, 2012. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.
- PEREIRA, F. A. Estudo de um absorvedor ativo de ruído utilizando material piezoelétrico. 2016. F 80. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

POINTON, A. J. Piezoelectnc devices. IEE Proc. Part A, 1982, 129, 285-307.

SANTANA, Danuza Cristina et al. Controle ativo de ruído empregando placas retangulares com atuadores piezoelétricos distribuídos. 197 f. (Dissertação de Mestrado). Universidade Federal de Uberlândia, 2002.

TARABINI, Marco; ROURE, Alain. Modeling of influencing parameters in active noise control on an enclosure wall. **Journal of Sound and Vibration**, v. 311, n. 3, p. 1325-1339, 2008.

VIVEIROS, E. B.; GIBBS, B. M. An image model for predicting the field performance of acoustic louvres from impulse measurements. **Applied Acoustics**, v. 64, n. 7, p. 713-730, 2003.

WANG, Bor-Tsuen; FULLER, Chris R.; DIMITRIADIS, Emiliós K. Active control of noise transmission through rectangular plates using multiple piezoelectric or point force actuators. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 90, n. 5, p. 2820-2830, 1991.

WANG, Z. H., C. K. HUI, and C. F. Ng. "The acoustic performance of ventilated window with quarter-wave resonators and membrane absorber." *Applied Acoustics* 78 (2014): 1-6.

WRIGHT, S. E., and B. VUKSANOVIC. "Active control of environmental noise." *Journal of sound and vibration* 190.3 (1996): 565-585.

< <http://www.who.int/docstore/peh/noise/guidelines2.html> >, acesso em : 2 de maio de 2016.

< [http://www.guiatrabalhista.com.br/legislacao/nr/nr15\\_anexol.htm](http://www.guiatrabalhista.com.br/legislacao/nr/nr15_anexol.htm) >, acesso em 5 de abril de 2016.



# ANEXO I

Circuito amplificador do piezo buzzer. (PEREIRA, 2016)

