

EDUARDO MORAES SOUZA

**ANÁLISE DE UM SISTEMA DE CONTROLE ATIVO DE
RUÍDO APLICADO EM VENEZIANAS**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2019

EDUARDO MORAES SOUZA

**ANÁLISE DE UM SISTEMA DE CONTROLE ATIVO DE RUÍDO
APLICADO EM VENEZIANAS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **ENGENHEIRO MECÂNICO**.

Orientador:
Prof. Dr. Marcus Antonio Viana Duarte

UBERLÂNDIA - MG

2019

FOLHA DE APROVAÇÃO

“A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso”

AGRADECIMENTOS

À Universidade Federal de Uberlândia por tornar possível o sonho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica.

Aos familiares, que sempre deram total apoio nesta etapa importante de nossa vida acadêmica.

Ao professor orientador Dr. Marcus Antônio Viana Duarte, pela ajuda durante toda a execução do projeto.

Aos professores, amigos, técnicos e demais colaboradores pelas ideias e soluções para o desenvolvimento do projeto.

E a todos que não foram citados aqui, mas que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

“He that breaks a thing to find out what it is has left the path of wisdom.”
J.R.R Tolkien, *The Lord of the Rings*

SOUZA, Eduardo Moraes. **Análise de um sistema de controle ativo de ruído aplicado a venezianas**: 2018. 48 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal de Uberlândia. Uberlândia, 2019.

Resumo

O presente trabalho teve como objetivo a análise de um sistema de controle de ruído, constituído por venezianas dotadas de atuadores piezelétricos, de forma que o sistema alie métodos ativos e passivos de controle de ruído. A análise do sistema foi realizada através de simulações em elementos finitos no software comercial ANSYS Mechanical APDL®, com avaliação do potencial de mitigação de ruído do sistema proposto. Os resultados encontrados comprovaram o potencial do sistema proposto, indicando a viabilidade técnica de construção de uma bancada experimental para testes.

Palavras-chave: Acústica. Método dos elementos finitos. Controle ativo de ruído.

SOUZA, Eduardo Moraes. **Analysis of an active noise control system applied on louvres**: 2018. 48 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal de Uberlândia. Uberlândia, 2019.

Abstract

The proposed work aimed to provide an analysis of a noise control system, consisting of louvres with piezoelectric actuators, resulting in a system with both active and passive noise control methods. The system analysis was performed through finite elements simulations in the commercial software ANSYS Mechanical APDL®, with the evaluation of its noise reduction potential. The results have shown that the proposed system has a great noise reduction potential, indicating the technical viability to build a experimental model for testing.

Key-words: Acoustics. Finite element method. Active noise control.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Estetoscópio eletrônico para avaliação de rolamentos da empresa.	6
Figura 2: Exemplo de enclausuramento de equipamento com espuma de absorção acústica.	7
Figura 3: Microestrutura dos materiais de absorção acústica.....	8
Figura 4: Microestrutura de diferentes materiais de absorção acústica	8
Figura 5: Ressonador de Helmholtz.....	9
Figura 6: Modelo de sistema de controle ativo de ruído proposto por Lueg (1936)	10
Figura 7: Sistema de controle ativo apresentado por Kuo e Morgan (1999).....	11
Figura 8: Modelos diversos de protetores auriculares.....	11
Figura 9: Modelo real e modelo em elementos finitos de uma chave e um parafuso	13
Figura 10: Venezianas acústicas da fabricante MERFORD.	14
Figura 11: Distribuição da pressão acústica em um duto de diâmetro d	16
Figura 12: Pressão Acústica $P(y)$ para diferentes modos.....	19
Figura 13: Dimensões da veneziana proposta	20
Figura 14: Posição dos atuadores.....	21
Figura 15: Posição dos atuadores em relação às faces da veneziana	21
Figura 16: Distribuição dos elementos criados.....	22
Figura 17: Destaque dos elementos criados para modelar a membrana do atuador.....	23
Figura 18: Distribuição dos elementos na seção em corte da veneziana.	24
Figura 19: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 100 Hz.....	27
Figura 20: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 125 Hz.....	27
Figura 21: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 160 Hz.....	28
Figura 22: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 200 Hz.....	28
Figura 23: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 250 Hz.....	28

Figura 24: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 315 Hz.....	29
Figura 25: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 400 Hz.....	29
Figura 26: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 500 Hz.....	29
Figura 27: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 100 Hz.....	30
Figura 28: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 125 Hz.....	31
Figura 29: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 160 Hz.....	31
Figura 30: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 200 Hz.....	31
Figura 31: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 250 Hz.....	32
Figura 32: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 315Hz.....	32
Figura 33: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 400 Hz.....	32
Figura 34: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 500 Hz.....	33
Figura 35: Comparação entre os sistemas propostos	33

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Níveis de pressão sonora admissíveis em diversos ambientes.	4
Tabela 2: Perda de transmissão sonora de modelos comerciais de Venezianas Acústicas .	15
Tabela 3: Resultados das simulações realizadas com o atuador localizado a jusante (mesmo lado da fonte).....	26
Tabela 4: Resultados das simulações realizadas com o atuador localizado a montante (lado contrário ao da fonte).....	30

SUMÁRIO

CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO	1
1.1 Objetivos	2
CAPÍTULO II – FUNDAMENTOS TEÓRICOS	3
2.1 Conceitos básicos de acústica	3
2.2 Métodos de controle de ruído.....	5
2.3 Ondas planas e suas características.....	12
2.4 O método dos elementos finitos	12
2.5 Ventilação natural e controle de ruído	13
CAPÍTULO III - MÉTODOS	16
3.1 Dimensionamento do sistema proposto	16
3.2 Modelagem do sistema	21
3.2.1 Pré-Processamento.....	21
3.2.2 Solução	24
3.2.3 Pós-Processamento	25
CAPÍTULO IV - RESULTADOS	26
CAPÍTULO V - CONCLUSÃO	35
CAPÍTULO VI – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	37

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

O som é parte da vida diária e apresenta-se, por exemplo, como: música, canto dos pássaros, uma batida na porta, o tilintar do telefone, as ondas do mar etc. Entretanto, na sociedade moderna, muitos sons são desagradáveis e indesejáveis, e esses são definidos como ruído. O efeito do ruído no indivíduo não depende somente das suas características (amplitude, frequência, duração...etc.), mas também da atitude do indivíduo frente a ele (GERGES, 1992).

A geração de ruído é uma situação recorrente na indústria, gerando perdas relacionadas tanto a saúde do trabalhador quanto a multas e indenizações aplicadas pelos órgãos de regulamentação ambiental, sendo o nível de pressão sonora admissível definido pela norma NBR 10152. Portanto, o desenvolvimento de métodos para controle do ruído produzido é vital para ampliar a qualidade do ambiente industrial e seus arredores.

Controle ativo de ruído é uma técnica utilizada para reduzir a intensidade de ruído ou vibração utilizando dispositivos que fornecem energia ao sistema. Assim, o termo “ativo” é utilizado em contraponto ao “passivo”, em que apenas os mecanismos de dissipação de energia interna dos materiais já são suficientes para atenuações de ruído significativas (MACIEL, 2014).

O método de avaliação proposto para ser usado no sistema é denominado método dos elementos finitos, uma análise matemática que consiste na discretização de um meio contínuo em pequenos elementos, mantendo as mesmas propriedades do meio original. Esses elementos são descritos por equações diferenciais e resolvidos por modelos matemáticos, para que sejam obtidos os resultados desejados (LOTTI et.al, 2006). Em resumo, o método permite ao usuário representar o sistema físico por meio de equações que possam ser resolvidas computacionalmente.

1.1 Objetivos

O trabalho desenvolvido teve como principais objetivos:

- Analisar o potencial de mitigação de ruído do sistema proposto;
- Reavaliar os resultados encontrados por MACIEL (2014);
- Avaliar os efeitos do posicionamento da membrana do atuador sobre o potencial de mitigação de ruído do sistema;
- Comprovar a viabilidade do sistema antes da construção de uma bancada experimental;

CAPÍTULO II

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 Conceitos básicos de acústica

A norma NBR 12179 define o som como “Toda e qualquer vibração ou onda mecânica que se propaga num meio dotado de forças internas (P.ex.: elástico, viscoso, etc.), capaz de produzir no homem uma sensação auditiva.” e o ruído como: “Mistura de sons cujas frequências não seguem nenhuma lei precisa, e que diferem entre si por valores imperceptíveis ao ouvido humano; Todo som indesejável.” A mesma norma define ainda o Decibel (dB) como unidade padrão de nível de pressão sonora, sendo:

$$i = 10 \log_{10} \frac{I}{I_0} \quad (2.1)$$

Onde:

i = intensidade física relativa (dB).

I = intensidade física absoluta do mesmo som.

I_0 = intensidade correspondente ao limiar da percepção

A norma ABNT 10151, por sua vez, estabelece o procedimento de avaliação de ruído em áreas habitadas, enquanto a norma ABNT 10152 estabelece os níveis recomendados de ruído de forma a se proporcionar conforto acústico. Nessa última, é apresentado o nível de pressão sonora ponderado LPA, em decibel (A), dado pela Equação 2.2.

$$L_{PA} = 10 \log_{10} \left(\frac{P_A}{P_0} \right)^2 \quad [dB(A)] \quad (2.2)$$

Onde:

L_{PA} = nível de pressão sonora ponderado dB(A).

P_A = valor eficaz da pressão, em pascais.

P_0 = pressão sonora de referência (20 μ Pa).

Segundo Gerges (1992), qualquer perda de sensibilidade de audição é considerada perda de audição, perdas essas que podem ser causadas tanto pela exposição a altos níveis de ruídos quanto por envelhecimento. Gerges (1992) afirma ainda que o primeiro efeito fisiológico da exposição a níveis elevados de ruído é a perda da audição na banda de frequência de 4 a 6 kHz, efeito comumente acompanhado pela percepção do ruído após afastamento do campo ruidoso. Esse efeito é denominado Mudança Temporária do Limiar de Audição, e pode ser revertido caso a exposição à fonte seja interrompido, ou pode ser permanente caso haja nova exposição antes da completa recuperação.

Para evitar os danos ao sistema auditivo, é apresentada na NBR 10152 uma tabela com os níveis de ruído estabelecidos para uma série de ambientes, cujos dados adaptados são apresentados na Tabela 1:

Tabela 1: Níveis de pressão sonora admissíveis em diversos ambientes.

Locais		dB(A)
Hospitais	Apartamentos, Enfermarias, Berçários, Centros Cirúrgicos	35 - 45
	Laboratórios, Áreas para uso do público	40 - 50
	Serviços	45 - 55
	Escolas	
Escolas	Bibliotecas, Salas de música, Salas de desenho	35 - 45
	Salas de aula, Laboratórios	40 - 50
	Circulação	45 - 55
Hotéis	Apartamentos	35 - 45
	Restaurantes, Salas de Estar	40 - 50
	Portaria, Recepção, Circulação	45 - 55
Residências	Dormitórios	35 - 45

Auditórios	Salas de estar	40 - 50
	Salas de concertos, Teatros	30 - 40
	Salas de conferências, Cinemas, Salas de uso múltiplo	35 - 45
Restaurantes		40 - 50
Escritórios	Salas de reunião	30 - 40
	Salas de gerência, Salas de projetos e de administração	35 - 45
	Salas de computadores	45 - 65
	Salas de mecanografia	50 - 60
Igrejas e templos (cultos meditativos)		40 - 50
Locais para esporte	Pavilhões fechados para espetáculos e atividades esportivas	45 - 60

Fonte: Adaptado de NBR 10152.

Para que sejam alcançados os níveis de ruído estabelecidos para garantia do conforto acústico, são usados diversos métodos de controle de ruído, que podem ser divididos entre métodos de controle ativo e passivo de ruído.

2.2 Métodos de controle de ruído

Crocker et al. (2007), descreve os problemas envolvendo ruídos como um simples modelo, do tipo fonte-meio-receptor. Nesse modelo, a fonte é a origem do ruído, isto é, o elemento que gera o campo sonoro em estudo. O meio corresponde ao “caminho” em que as ondas sonoras se propagam até chegar ao receptor, na maioria dos casos o ouvido humano.

Considerando o sistema proposto, qualquer tipo de intervenção para mitigação dos efeitos do ruído no receptor se dá em um dos três elementos: fonte, meio ou receptor. Realizar uma intervenção diretamente na fonte é considerado como a opção ideal por Crocker et al. (2007), porém o autor cita que na maioria dos casos não é possível alterar substancialmente a fonte do ruído, de forma que intervenções no meio ou no receptor sejam mais comuns.

Ainda que sejam menos comuns, intervenções na fonte de ruído podem acontecer. Geralmente, essas estão atreladas ao próprio projeto da fonte, como a busca da indústria automotiva por motores cada vez mais silenciosos. Outra prática comum é a realização de manutenção em equipamentos para mitigar o ruído produzido pelo mesmo durante o seu funcionamento. O ruído produzido pelo equipamento pode ser ainda usado como indicativo para se avaliar o estado de conservação de componentes específicos, como é o caso da verificação de desgaste de rolamentos através do monitoramento do ruído e/ou vibração presentes no sistema, como o equipamento mostrado na Figura 1. (NSK, 2016).



Figura 1: Estetoscópio eletrônico para avaliação de rolamentos da empresa.

Fonte: Imagem retirada do site: <https://www.skf.com/group/products/condition-monitoring/basic-condition-monitoring-products/stethoscopes/index.html>. Acesso em 30/06/2019

Outro método de controle de ruído consiste em realizar intervenções no meio pelo qual as ondas sonoras se deslocam da fonte até o receptor, isto é, diminuindo a transmissão sonora. Comumente são usadas barreiras físicas para enclausurar a fonte, podendo essas serem constituídas de materiais simples, como acrílico, ou mais complexos, como paredes duplas ou placas de espumas acústicas, como exemplificado na Figura 2.

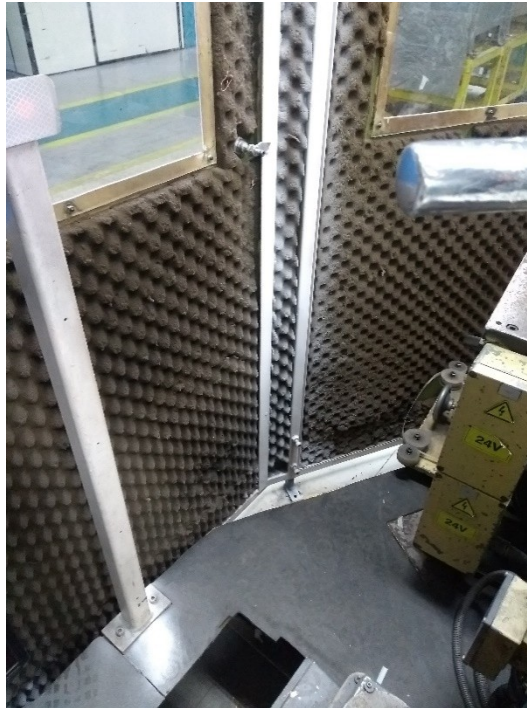


Figura 2: Exemplo de enclausuramento de equipamento com espuma de absorção acústica.
Fonte: Autoria própria

Gerges (1992), propõe que nos casos em que não é possível uma intervenção direta na fonte (método mais recomendável), podem ser usados meios de controle de ruído, como o uso de dispositivos resistivos (materiais de absorção acústica), dispositivos reativos e dispositivos ativos.

Os dispositivos resistivos consistem no uso de materiais porosos ou fibrosos, que se utilizam da viscosidade do ar para transformar parte da energia acústica em energia térmica. Normalmente são utilizados como revestimento interno das paredes dos ambientes a serem controlados. A estrutura desses materiais é demonstrada na Figura 4.

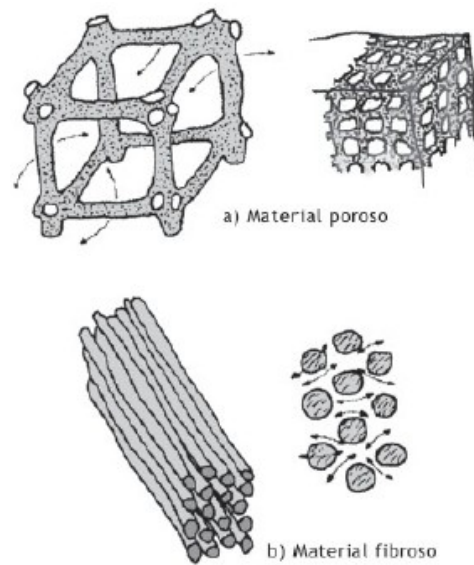


Figura 3: Microestrutura dos materiais de absorção acústica.

Fonte: Adaptada de Gerges (1992)

Arenas e Crocker (2010), citam ainda os materiais granulados, presentes na Figura 5, como um importante fator a se considerar nos casos em que se deseja controlar o ruído em ambientes externos. São exemplos desses materiais asfaltos granulares, areias, argilas porosas, entre outros.

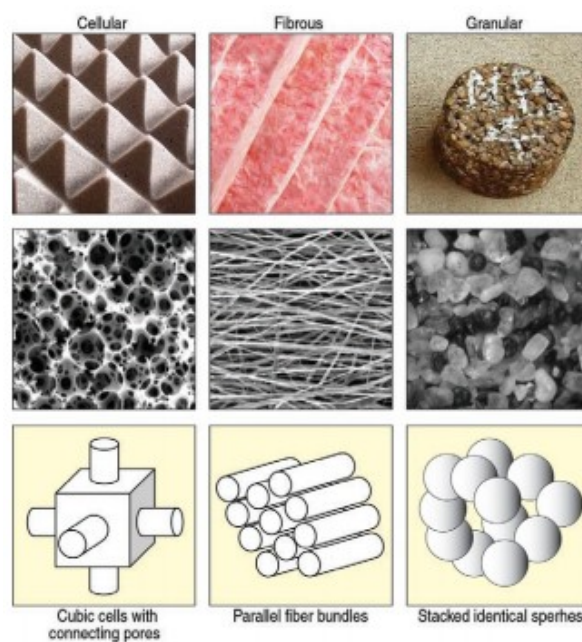


Figura 4: Microestrutura de diferentes materiais de absorção acústica

Fonte: Adaptado de Arenas e Crocker (2010)

Os dispositivos reativos são aqueles em que a atenuação do ruído se dá através da excitação da ressonância do dispositivo. Gerges (1992) descreve o funcionamento desses dispositivos como efeito da reflexão das ondas sonoras de volta à fonte, esse efeito ocorre pois as ondas encontram uma mudança de impedância para um valor muito baixo ou muito alto, o que faz com que uma pequena parcela da energia se propague através do silenciador e a maior parte retorne para a fonte. Esses dispositivos são econômicos e têm pouco efeito de perda de pressão do fluido carregado, o que faz com que sejam usados em silenciadores de compressores, escapamentos de motores automotivos e aplicações afins.

Esses dispositivos têm grande eficiência na atenuação de frequências discretas (tons puros), e suas características acústicas são determinadas exclusivamente pela sua geometria. (GERGES, 1992).

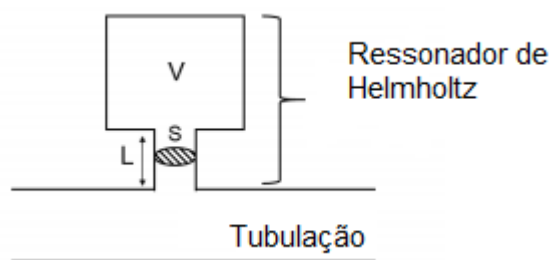


Figura 5: Ressonador de Helmholtz

Fonte: Adaptado de Wang (2017)

O terceiro método proposto por Gerges (1992), constitui o uso de dispositivos de controle ativo de ruído, cujo princípio de funcionamento se baseia na criação de um campo sonoro invertido, isto é, cujas ondas sejam defasadas em 180° em relação ao campo a ser atenuado. Apesar de ter sido patenteado em 1936 por Paul Lueg, só foi possível sua utilização com o avanço das técnicas digitais de processamento e análise de sinais.

Na patente registrada por Lueg (1936), é descrito o tipo mais básico de sistema para controle ativo de ruído, composto por um sensor (microfone), um sistema de controle (responsável pela leitura do sinal do sensor e geração do sinal do atuador) e um atuador (alto-falante). O sistema é representado na Figura 7, onde o elemento “A” representa a fonte de ruído, que gera um campo sonoro s_1 , o elemento “M” representa o microfone de aquisição do campo sonoro da fonte “A”, o sistema de processamento “V”, que analisa o sinal do microfone “M” e gera o sinal defasado “ s_2 ”, que é transformado em campo sonoro pelo alto-falante “L”.

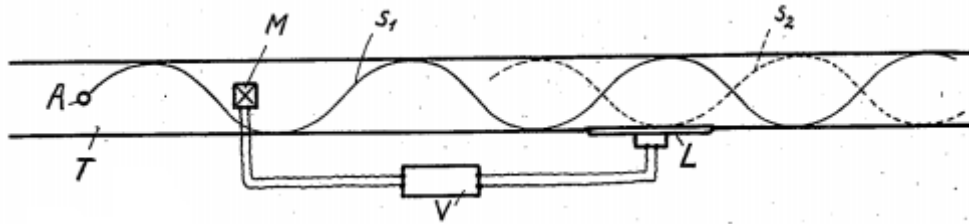


Figura 6: Modelo de sistema de controle ativo de ruído proposto por Lueg (1936)

Fonte: Figura retirada de Lueg (1936)

Ao longo dos anos, o sistema proposto por Lueg (1936) foi sendo melhorado através da adoção de técnicas modernas de controle e aquisição de sinais, principalmente com o advento da eletrônica, o que possibilitou a adoção de processadores (hardware) cada vez mais poderosos, o que possibilitam a adoção de algoritmos cada vez mais complexos e eficientes para realizar o controle do ruído.

Kuo e Morgan (1999) descrevem como um desafio o controle em fontes não-estacionárias, isto é, há a necessidade de que o sistema de controle se adapte de acordo com as variações do campo sonoro gerado pela fonte. Como solução, é proposta a adoção de sistemas de filtro adaptativos, com o uso de um microfone localizado após o atuador, atuando como microfone de erro, de forma que o campo sonoro resultante após o atuador é constantemente testado para validar se o sinal enviado para o atuador está conforme com o necessário.

O sistema descrito por Kuo e Morgan (1999) é apresentado na Figura 8. O sistema é composto por uma fonte de ruído, que gera um sinal de ruído, registrado por um microfone de referência, que gera um sinal $x(n)$. O sinal $x(n)$ é analisado pelo sistema de controle, que gera um sinal $y(n)$, transformado em campo sonoro pelo alto-falante que funciona como atuador. O campo sonoro no duto após a intervenção do autofalante é captado por um microfone de erro, que envia um sinal $e(n)$ para o sistema de controle, de forma que o sistema se adapte constantemente para emitir um sinal ótimo para o atuador e minimizar o erro.

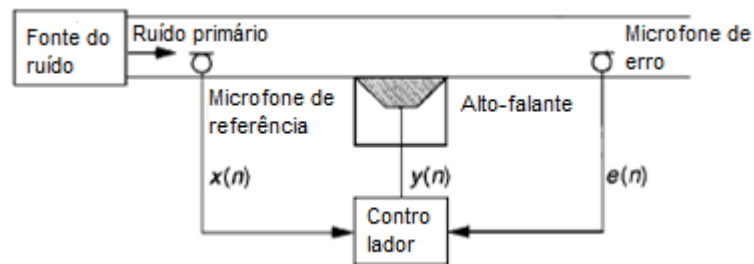


Figura 7: Sistema de controle ativo apresentado por Kuo e Morgan (1999)

Fonte: Adaptado de Kuo e Morgan (1999)

Segundo Elliot e Nelson (1993), o uso de métodos de controle ativo de ruído são indicados para os casos em que deseja-se mitigar ruído em baixas frequências. Nesses casos, o uso de métodos passivos, como espumas acústicas, apresenta grandes desafios devido à necessidade do uso de grande espessuras de material absorvente para que seja eficiente para atenuar os grandes comprimentos de onda das ondas sonoras em baixa frequência.

A terceira forma de intervenção, segundo o modelo proposto por Crocker et al. (2007), é a intervenção diretamente no receptor. Esse tipo de intervenção é o tipo mais comum de se ver no dia-a-dia, uma vez que na maioria dos casos é mais econômico proteger o operador com o uso de protetores auriculares do que realizar intervenções no meio ou na fonte. Alguns modelos de protetores são mostrados na Figura 3.



Figura 8: Modelos diversos de protetores auriculares.

Fonte: Retirado do site: <http://endutek.com.br/produtos/equipamentos-de-seguranca/protetores-auriculares/>. Acesso em 30/06/2019

2.3 Ondas planas e suas características

As ondas planas são definidas por Kinsler et al. (1950) como a mais simples forma de onda propagada através de meios fluidos. Essas ondas são unidimensionais, e todas suas características (pressão acústica, deslocamento da partícula... etc.) possuem mesma amplitude e fase em todos os pontos de qualquer plano perpendicular à direção de propagação. Ondas divergentes em meio homogêneo também podem assumir a forma de ondas planas, desde que se propaguem a uma grande distância da fonte.

A propriedade das ondas planas de manter suas características constantes ao longo dos planos perpendiculares à sua direção de propagação as tornam especialmente interessantes para o presente trabalho, uma vez que assim algumas suposições quanto às propriedades das ondas do campo sonoro analisado podem ser feitas com segurança.

2.4 O método dos elementos finitos

Os método dos elementos finitos é utilizado para se obter soluções aproximadas para modelos matemáticos que representem o comportamento de meios contínuos (FILHO, 2000). São exemplos de comportamentos físicos usualmente analisados através desse método: deformações e tensões em estruturas sujeitas a carregamentos, escoamento de fluidos, análises termodinâmicas de motores a combustão, etc.

É comum o uso de softwares específicos para esse tipo de análise, que já fornecem elementos específicos para as mais diversas situações. Esses elementos são usados para se dividir o modelo real (meio contínuo), em um modelo discreto (simples), em que o meio contínuo é dividido em um número finito de elementos com propriedades definidas, isto é, de forma a se haver um número finito de parâmetros para serem obtidos durante a solução do modelo. A divisão de um modelo real em um modelo de elementos finitos pode ser visualizado na Figura 8, que representa a discretização de um modelo real envolvendo uma chave de boca e um parafuso sextavado em um modelo de elementos finitos.

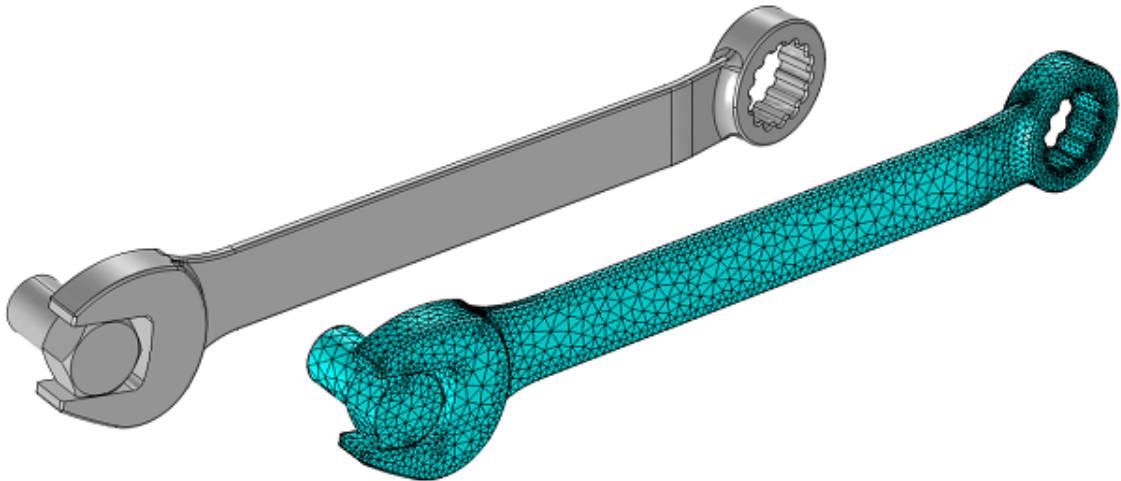


Figura 9: Modelo real e modelo em elementos finitos de uma chave e um parafuso

Fonte: Figura retirada do site: <https://br.comsol.com/blogs/parameterizing-dimensions-imported-cad-files/>. Acesso em 30/06/2019

Para o presente trabalho, foi escolhido o software comercial ANSYS Mechanical APDL, que se baseia em uma linguagem própria denominada ANSYS Parametric Design Language (APDL), cujos comandos são usados para realizar as análises. A análise realizada nesse software passa por três etapas: pré-processamento, solução e pós processamento.

A etapa de pré-processamento é aquela em que são definidas todas as características necessárias para se obter a solução para o problema apresentado. São definidos os tipos de elemento usados para modelar o sistema, as propriedades dos materiais, geometria e demais condições de contorno.

A etapa de solução representa a escolha do tipo de análise que será realizada (modal, estática, etc.). São ainda definidas condições externas ao sistema, como pressão acústica e frequência de excitação do sistema.

No pós-processamento são analisados os resultados obtidos após a etapa de solução. Os dados gerados podem ser exibidos em diversas formas: gráficos, tabelas, ou até mesmo no próprio modelo. Algumas situações exigem ainda a exportação dos dados para outros softwares, o que também é feito na etapa de pós-processamento.

2.5 Ventilação natural e controle de ruído

Os métodos de controle de ruído que atuam no aumento da perda de transmissão entre a fonte e o receptor muitas vezes esbarram na necessidade de se deixar brechas para

ventilação natural, seja para conforto térmico dos humanos no ambiente ou para refrigeração de equipamentos. Gerges (1993), demonstra que uma abertura de 1% da área total de uma parede isoladora provoca uma redução da perda de transmissão de 30 dB para 19,6 dB, o que representa que qualquer abertura em uma parede isoladora (portas, janelas, frestas) tem grande efeito negativo sobre a capacidade de isolamento acústico, podendo inclusive amplificar o ruído em determinadas frequências devido à ocorrência de ressonância.

Tendo em vista a necessidade de aliar controle de ruído com ventilação natural, surgiram as venezianas acústicas, que fornecem um potencial de mitigação de ruído considerável, sem sacrificar a ventilação natural necessária. Na figura 10 é possível visualizar algumas configurações de venezianas acústicas.



Figura 10: Venezianas acústicas da fabricante MERFORD.

Fonte: Figura retirada do site: <https://www.merford.com/en-gb/products/noise-control/acoustic-louvres/>. Acesso em 30/06/2019

Na tabela 2, retirada de um catálogo de venezianas acústicas disponíveis no mercado, é possível analisar as perdas de transmissão de acordo com a frequência de banda de oitava do campo sonoro. A tabela nos fornece uma interessante constatação: a perda de transmissão sonora em baixas frequências é sensivelmente menor do que em altas frequências.

Tabela 2: Perda de transmissão sonora de modelos comerciais de Venezianas Acústicas

Perda de transmissão sonora das Venezianas da linha NoShield® [dB]									
Frequência de banda de oitava [Hz]	Espessura da Veneziana [mm]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Modelo R	305	5	7	11	12	13	144	12	9
Modelo 2R	610	6	12	15	21	24	27	25	20
Modelo LP	305	4	5	8	9	12	9	7	6
Modelo 2LP	610	5	8	12	16	22	18	15	14

Fonte: Retirado do catálogo da empresa IAC Acoustics, disponível em <http://www.iac-noisecontrol.com/downloads/Acoustic%20Louvres/Acoustic-Louvre%20Catalogue.pdf>.

Acesso em 30/06/2019

Frente à necessidade de se aumentar a perda de transmissão também nas baixas frequências, diversos trabalhos desenvolvidos no Laboratório de Acústica e Vibrações (LAV) da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia (FEMEC-UFU), culminaram na proposta de um sistema de venezianas com controle ativo de ruído. Essa proposta alia as propriedades de perda de transmissão encontradas nas venezianas em altas frequências com o potencial de redução em baixas frequências dos métodos de controle ativo.

Os trabalhos desenvolvidos por Nunes (2009) apontaram a viabilidade do uso de técnicas de controle ativo em dutos através de métodos numéricos, sendo posteriormente validados experimentalmente por Oliveira (2012). Nishida (2012) acrescentou o uso de materiais inteligentes como atuadores nos sistemas de dutos propostos, o que foi estendido para lajes de edificações por Holanda (2012). Miranda (2013) contribuiu com a otimização da posição dos sensores e atuadores utilizados.

Todos esses trabalhos culminaram nos sistemas propostos por Maciel (2014) e Zuffi (2017), que provaram por métodos numéricos, analíticos e experimentais a viabilidade de um sistema de venezianas com controle ativo de ruído.

CAPÍTULO III

MÉTODOS

3.1 Dimensionamento do sistema proposto

Para garantir que o campo sonoro do sistema seja formado apenas por ondas planas, é preciso tomar alguns cuidados quanto ao dimensionamento das venezianas.

A análise deve partir da equação da onda sonora, retirada da obra de Gerges (1992), representada na Equação 3.1:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = 0 \quad (3.1)$$

As condições de contorno de velocidade da partícula nula nas paredes rígidas de um duto de diâmetro d são dadas por:

$$\frac{\partial P}{\partial y} = 0 \quad \text{em} \quad y = 0 \quad \text{e} \quad y = d$$

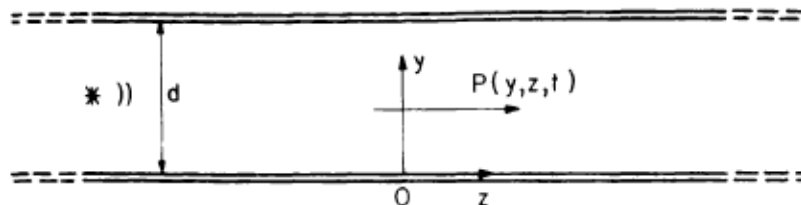


Figura 11: Distribuição da pressão acústica em um duto de diâmetro d .

FONTE: Adaptado de Gerges (1992)

Considerando a solução da equação da onda com variação harmônica simples, retirada de Gerges (1992), tem-se:

$$P(y, z, t) = P(y, z)e^{i\omega t} \quad (3.2)$$

Substituindo a Equação 3.2 na Equação 3.1, tem-se:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} + k^2 P = 0 \quad (3.3)$$

Onde $k = \omega/c$ é o número da onda acústica.

Uma solução separando as variáveis y e z , pode ser escrita na forma:

$$P(y, z) = P_1(y)P_2(z) = A_1 e^{\lambda_1 y} e^{\lambda_2 z} \quad (3.4)$$

Substituindo a Equação 3.4 na Equação 3.3, tem-se:

$$(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + k^2)A_1 = 0 \quad (3.5)$$

Onde:

- λ_1 e λ_2 são, em geral, valores complexos
- A_1 é uma amplitude constante

A solução não trivial é dada por:

$$\lambda_1^2 + \lambda_2^2 = -k^2 \quad (3.6)$$

Ou

$$\lambda_1 = \pm i\sqrt{k^2 + \lambda_2^2} \quad (3.7)$$

Substituindo a Equação 3.7 nas Equações 3.2 e 3.4:

$$P(y, z, t) = e^{i\omega t} \left\{ A e^{\lambda_2 z} e^{iy\sqrt{k^2 + \lambda_2^2}} + B e^{\lambda_2 z} e^{-iy\sqrt{k^2 + \lambda_2^2}} \right\} \quad (3.8)$$

As condições de contorno da Equação 3.1 requerem que:

$$\frac{\partial P}{\partial y} = e^{i\omega t} e^{\lambda_2 z} \left\{ iA\sqrt{k^2 + \lambda_2^2} e^{iy\sqrt{k^2 + \lambda_2^2}} - iB\sqrt{k^2 + \lambda_2^2} e^{iy\sqrt{k^2 + \lambda_2^2}} \right\} = 0 \quad (3.9)$$

Aplicando a condição de contorno em $y=0$:

$$A = B$$

Então:

$$P(y, z, t) = 2Ae^{i\omega t} e^{\lambda_2 z} \cos \left(y\sqrt{k^2 + \lambda_2^2} \right) \quad (3.10)$$

Aplicando a condição de contorno em $y = d$:

$$\sqrt{k^2 + \lambda_2^2} = n\pi \quad n = 0, 1, 2, 3, \dots$$

Então, os valores de λ_1 e λ_2 são:

$$\lambda_1 = \pm i \left(\frac{n\pi}{d} \right) \quad (3.11)$$

E

$$\lambda_2 = \pm i \sqrt{k^2 - \left(\frac{n\pi}{d} \right)^2}$$

A solução então fica:

$$P(y, z, t) = 2A \cos \left[\left(\frac{n\pi}{d} \right) y \right] e^{\pm iz \sqrt{k^2 - \left(\frac{n\pi}{d} \right)^2}} e^{i\omega t} \quad (3.12)$$

$P(y)$ tem a forma de distribuição de onda estacionária ao longo do duto. Somente valores inteiros de n são permitidos, sendo que cada um deles corresponde a um modo de propagação no duto, conforme Figura 12.

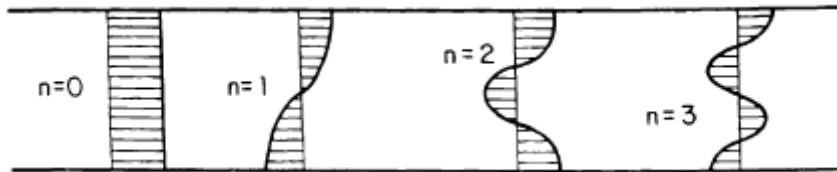


Figura 12: Pressão Acústica $P(y)$ para diferentes modos

Fonte: Adaptado de Gerges (1992)

Cada modo propaga-se na direção z como um número de onda dado por:

$$k_n = \sqrt{k^2 - \left(\frac{n\pi}{d}\right)^2} = \frac{1}{c} \sqrt{\omega^2 - \left(\frac{n\pi c}{d}\right)^2} \quad (3.13)$$

Então, o modo n pode propagar-se somente se k_n for um valor real, ou seja:

$$\omega > \frac{n\pi c}{d} \quad (3.14)$$

Ou

$$f > \frac{nc}{2d} \quad (3.15)$$

Portanto, existe um valor de f para cada n , ou $f_n = nc/2d$, que é a chamada frequência de corte para o modo n . Quando uma fonte acústica de frequência f Hz (ou número de onda k) excita o fluido no duto, somente aqueles modos tendo $f > f_n$ (ou $k > n\pi/d$) podem levar a energia acústica para longe da fonte. Por outro lado, modos tendo $f < f_n$ (ou $k < n\pi/d$) decaem exponencialmente próximo da fonte. A onda plana de modo $n=0$ propaga-se em todas as frequências, abaixo de $f_1 = c/2d$ (GERGES, 1993).

No caso das venezianas propostas, a seção transversal do duto é retangular, de dimensões axb , de forma que a frequência de modo (m,n) é dada por:

$$f_{m,n} = \sqrt{\left(\frac{mc}{2a}\right)^2 + \left(\frac{nc}{2a}\right)^2} \quad (3.16)$$

Onde m e n são números inteiros

Então, a frequência de corte é dada por:

$$f_{1,0} = \frac{c}{2a} \quad \text{para} \quad a > b \quad (3.17)$$

Para o sistema proposto, foram consideradas as frequências de um terço de banda de oitava entre 100 Hz e 500 Hz. Considerando-se a velocidade de propagação da onda sonora no ar como 340 m/s, e substituindo os valores na Equação 3.17, temos que a maior dimensão possível é de 340 mm. Ao assumir um valor de 300 mm para a dimensão máxima da veneziana, a frequência de corte se torna 566,67 Hz, tendo uma faixa de segurança para garantir a propagação de ondas planas. As dimensões finais da veneziana proposta podem ser visualizadas na Figura 13.

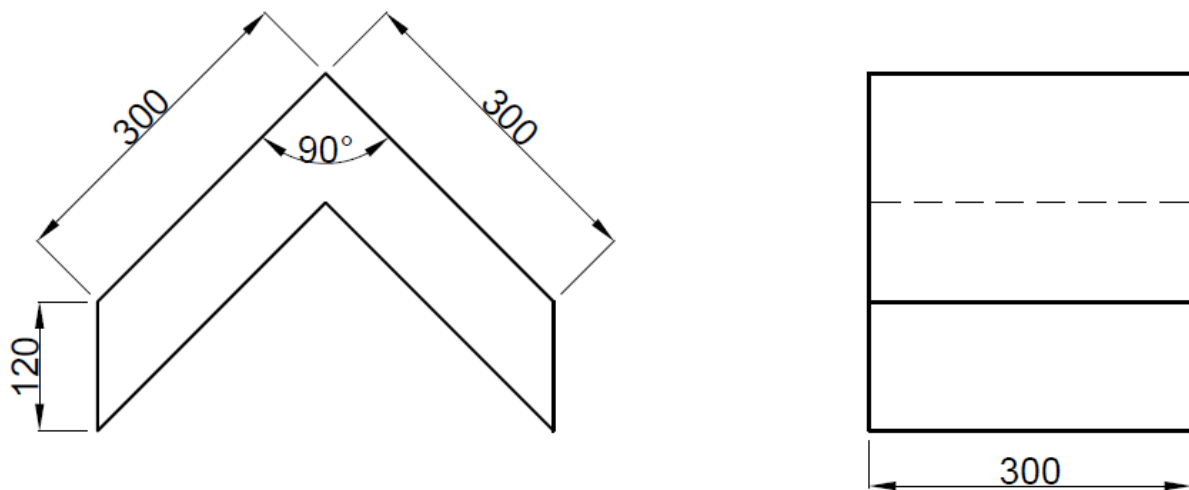


Figura 13: Dimensões da veneziana proposta

Fonte: Autoria Própria

Para o atuador, foi sugerido o uso de uma membrana circular de diâmetro de 6 polegadas, encontrada no comércio como uma pele de pandeiro comum. Foram sugeridas duas posições para o atuador, sendo a primeira na face diretamente ao lado da fonte (a jusante), e a segunda na face oposta (a montante), conforme Figura 14.

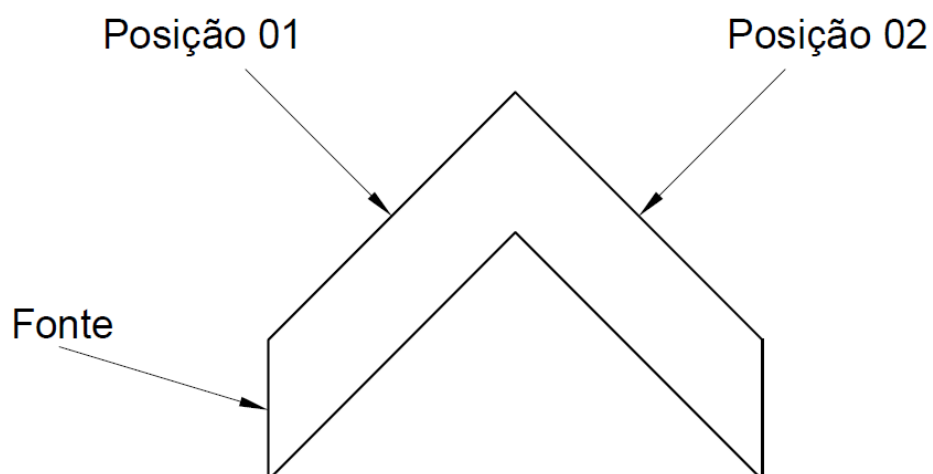


Figura 14: Posição dos atuadores

Fonte: Autoria própria

Os atuadores foram posicionados em posição central em relação às faces, conforme Figura 15.

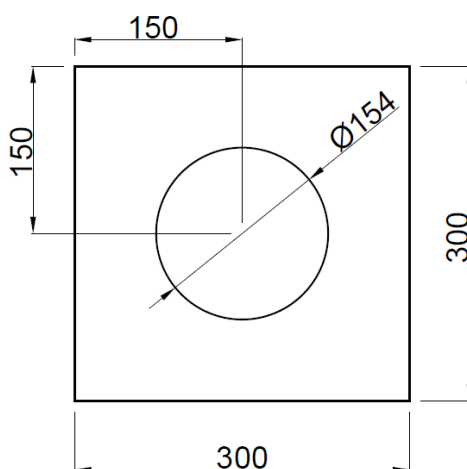


Figura 15: Posição dos atuadores em relação às faces da veneziana

Fonte: Autoria própria

3.2 Modelagem do sistema

3.2.1 Pré-Processamento

Após a definição da geometria da veneziana, o modelo proposto começou a ser construído no software escolhido. Foram usados dois elementos disponíveis no software

ANSYS®, o elemento FLUID30 foi usado para se modelar o interior da veneziana (a “massa de ar”), enquanto o elemento SHELL63 foi usado para modelar a membrana do atuador.

O elemento FLUID30 é definido por oito nós, com quatro graus de liberdade cada (translações em x, y e z e pressão). Esse elemento se utiliza da equação 3D da onda acústica, discretizada considerando o acoplamento da pressão e o movimento estrutural na interface, de forma que seja possível modelar tanto o meio fluído quanto a interface fluído-estrutura. O elemento no modo estrutura ausente é utilizado para modelar o interior do volume da veneziana, enquanto o elemento no modo presente é usado para modelar a interação fluído-estrutura na “casca” da veneziana. A distribuição dos elementos pode ser visualizada na Figura 16.

Na figura 16, os elementos em roxo são do tipo “estrutura presente”, enquanto os elementos em verde são do tipo “estrutura ausente”. O atuador é marcado pela grande mancha negra, que impede a visualização devido ao tamanho diminuto dos elementos nessa região.

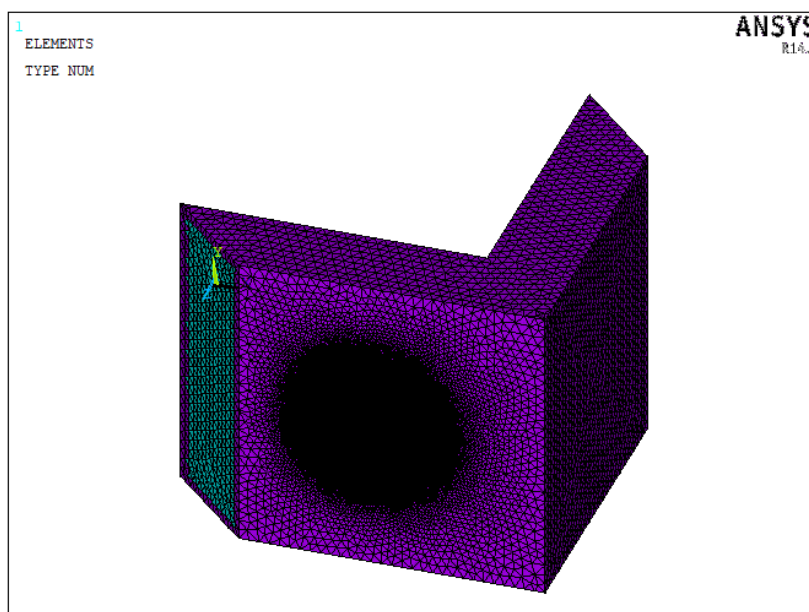


Figura 16: Distribuição dos elementos criados.

Fonte: Autoria própria

Para a membrana, o elemento SHELL63 foi o escolhido. Esse elemento é formado por três ou quatro nós, cada um com seis graus de liberdade (translações em x, y e z e rotações em torno de x, y e z). O uso desse elemento para modelar a membrana do atuador é interessante devido à sua capacidade de sofrer grande flexão. A distribuição do elemento pode ser visualizada na Figura 17, sendo os elementos na cor vermelha.

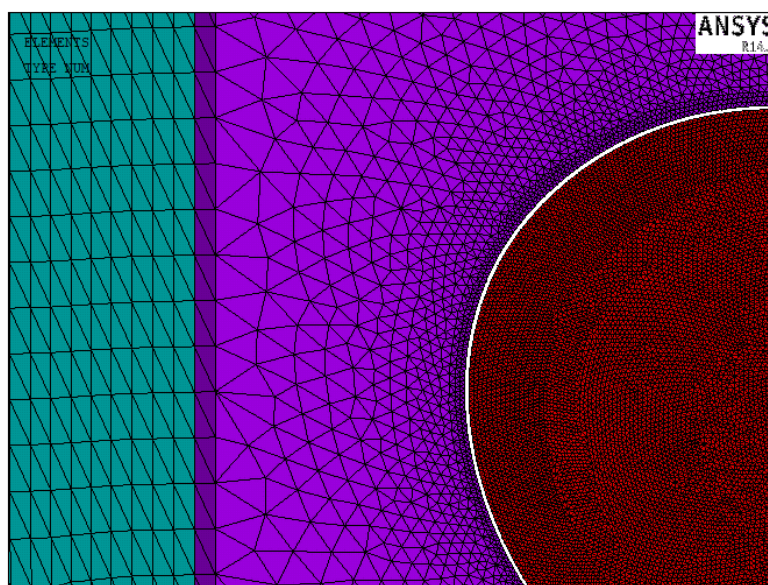


Figura 17: Destaque dos elementos criados para modelar a membrana do atuador

Fonte: Autoria própria

Definidos os elementos usados no modelo, o próximo passo consiste na definição das propriedades dos materiais utilizados. Para o ar no interior da veneziana, são consideradas a absorção acústica ($UM=0,01$), a massa específica ($DENS=1,21 \text{ kg/m}^3$) e velocidade de propagação do som no meio ($SONC=340 \text{ m/s}$). Na extremidade da veneziana (saída) é considerado um material com absorção acústica total ($UM=1$), simulando uma espuma que evita a reflexão da onda dentro da veneziana.

O atuador foi considerado como sendo de Nylon, definido por sua densidade ($DENS=1100 \text{ kg/m}^3$), seu módulo de elasticidade ($EX=3e9 \text{ N/m}^2$) e seu coeficiente de Poisson ($PRXY=0,41$).

Na figura 18 é possível visualizar a distribuição dos diferentes materiais do modelo.

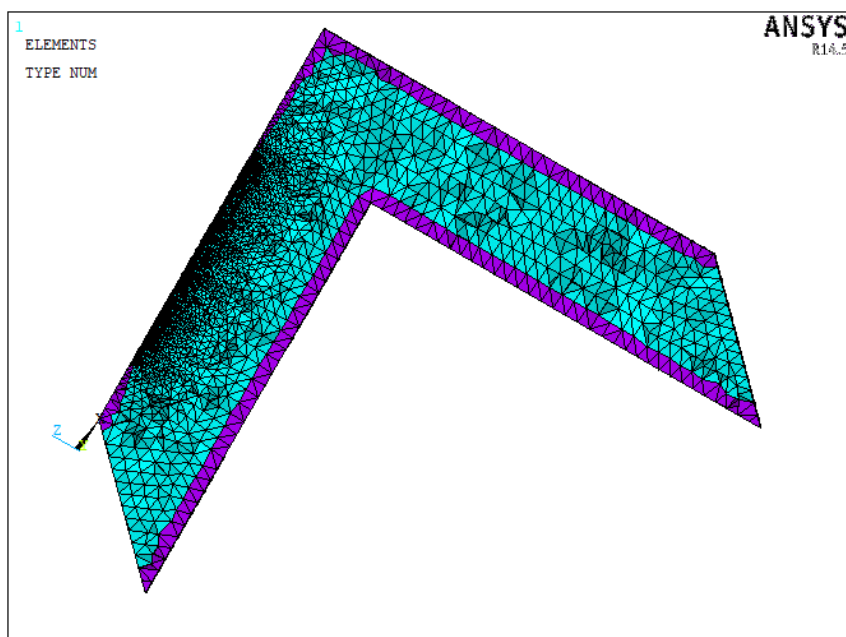


Figura 18: Distribuição dos elementos na seção em corte da veneziana.

Fonte: Autoria própria

3.2.2 Solução

Nessa etapa, são introduzidas as condições de contorno do sistema. Os nós que se encontram em contato com as paredes internas da veneziana são engastados, uma pressão acústica de referência de 0,1 Pa é aplicada no lado em que se encontra a fonte e é adicionada uma força cuja função é induzir a membrana a vibrar, gerando o campo sonoro destrutivo. Nesse processo, é definida ainda o tipo de análise a ser realizada (Harmônica), além das frequências utilizadas (banda de um terço de oitava de 100 Hz a 500 Hz).

Para cada frequência avaliada, são realizadas três rodadas de simulações. A primeira representa a resposta do sistema sem que o atuador esteja trabalhando, sendo feita somente com a pressão acústica, de forma a se ter uma referência para a propagação do ruído sem que haja interferência do sistema de controle ativo.

Em seguida são realizadas duas análises, com a aplicação de uma força de controle cujos valores para as amplitudes real e imaginária são diferentes em cada uma das rodadas, sendo sempre colocada no mesmo nó da membrana. Têm-se então, para cada frequência analisada, três resultados para a resposta do sistema, o primeiro correspondente à situação em que não há interferência e os outros dois referentes à cada um dos estímulo aplicados pelas forças.

3.2.3 Pós-Processamento

O pós processamento consiste na coleta dos dados das primeiras simulações, alimentação do programa otimizador com estes e na repetição da simulação com a força calculada (otimizada), para que então seja feita a análise dos resultados.

Os resultados para a pressão sonora são coletados sempre em um mesmo nó da malha criada. Os dois valores obtidos (para cada uma das forças aplicadas) são então manualmente inseridos no software responsável pela otimização da força a ser aplicada pelo atuador. Para determinação da força ótima a ser aplicada no atuador, é utilizado o algoritmo genético básico disponível no software Matlab®. Para tal, é utilizado um fluxo em que primeiro é calculada a Função Resposta em Frequência (FRF) do sistema, para em seguida serem calculadas as forças de controle, a pressão sonora e o nível de pressão sonora. Com essas informações, o sistema se realimenta até que seja alcançado um mínimo para o valor do nível de pressão sonora. Ao fim do processo, é obtido um valor para a força de controle que produzirá a maior redução do nível de pressão sonora no sistema.

De posse do valor ótimo para a força aplicada, a simulação é refeita, de forma a se poder comparar se houve ou não atenuação de ruído em relação à situação em que não houve interferência do atuador, assim como comparar o resultado da simulação numérica com aquele estimado durante a otimização.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

O resultado das simulações consiste em uma comparação da resposta do sistema em termos de nível de pressão sonora, sendo avaliada a mitigação de ruído resultante da interferência proposta. O primeiro caso analisado é aquele em que o atuador está localizado à jusante, isto é, do mesmo lado que a fonte.

Tabela 3: Resultados das simulações realizadas com o atuador localizado a jusante (mesmo lado da fonte).

Resultados para a situação com atuador a jusante				
Frequência (Hz)	Nível de pressão sonora (dB)			
	Sem interferência	Com interferência	Estimado pelo otimizador	Atenuação (sem interferência - com interferência)
100	55	16	18	39
125	53	17	20	36
160	50	13	18	37
200	46	16	19	30
250	25	11	16	14
315	55	13	16	42
400	65	17	19	48
500	61	14	22	47

Fonte: Autoria própria

Com exceção do resultado apresentado para a frequência de 500 Hz, a diferença entre os resultados obtidos pela simulação e aqueles estimados pelo otimizador ficaram entre 2 dB e 5 dB. Essa discrepância pode ser justificada pelas limitações do método dos

elementos finitos e do otimizador, principalmente no que diz respeito à aproximações e casas decimais limitadas. É possível que ao se trocar o algoritmo para otimização ou o software de elementos finitos, essa diferença seja diminuída consideravelmente.

Os resultados podem ser visualizados de forma gráfica, em comparações entre nível de pressão sonora no sistema antes e depois da interferência do atuador. A fonte do ruído está sempre localizada à esquerda da veneziana.

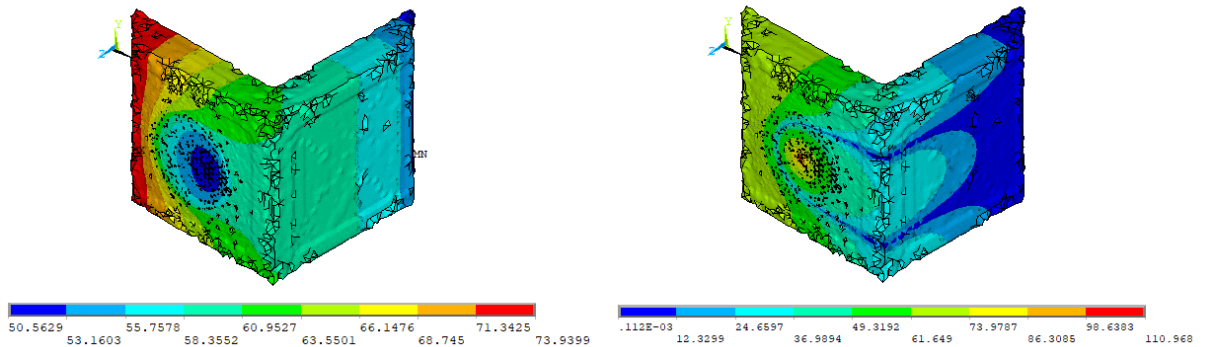


Figura 19: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 100 Hz.

Fonte: Autoria própria

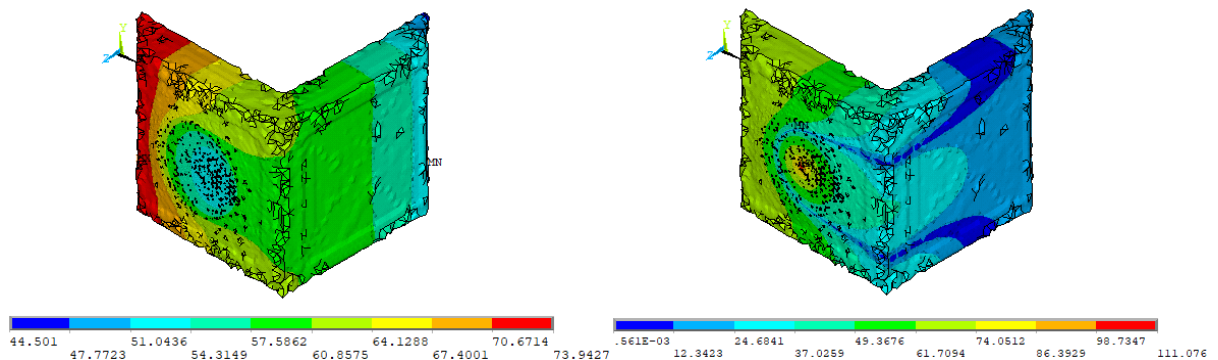


Figura 20: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 125 Hz.

Fonte: Autoria própria

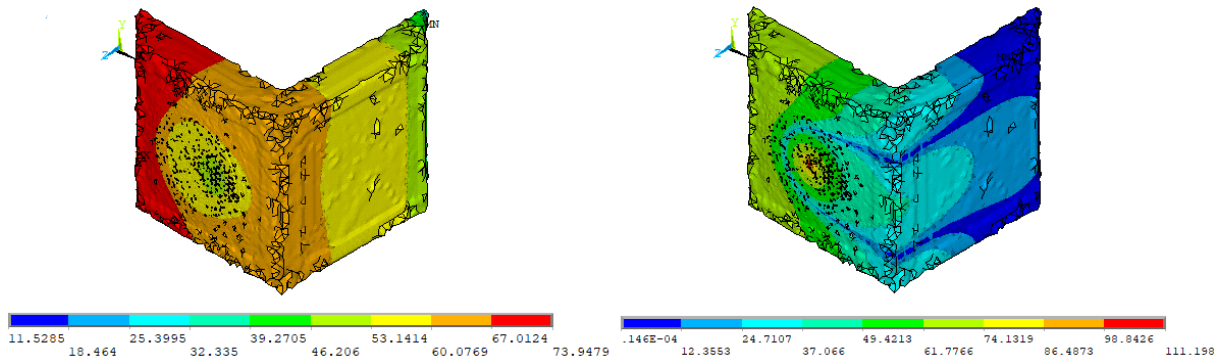


Figura 21: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 160 Hz.

Fonte: Autoria própria

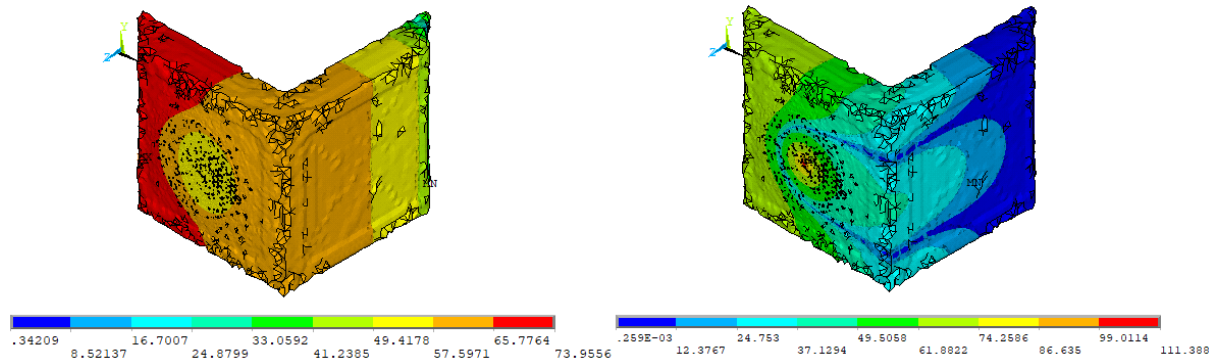


Figura 22: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 200 Hz.

Fonte: Autoria própria

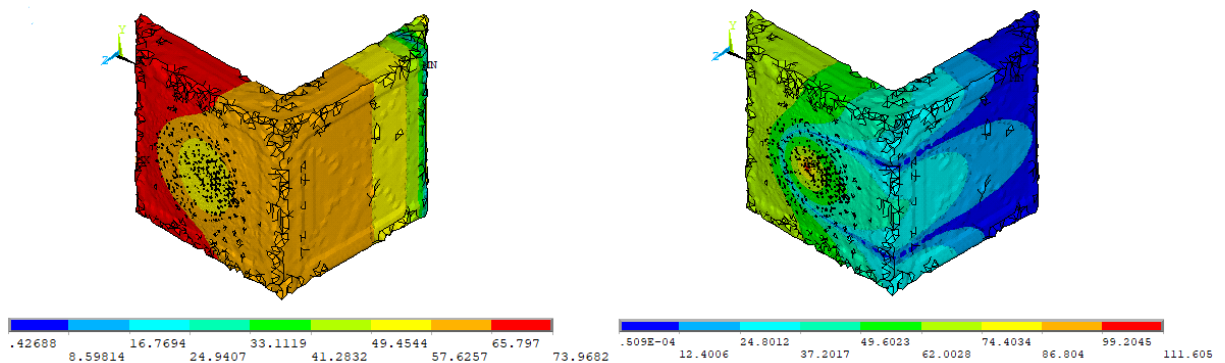


Figura 23: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 250 Hz.

Fonte: Autoria própria

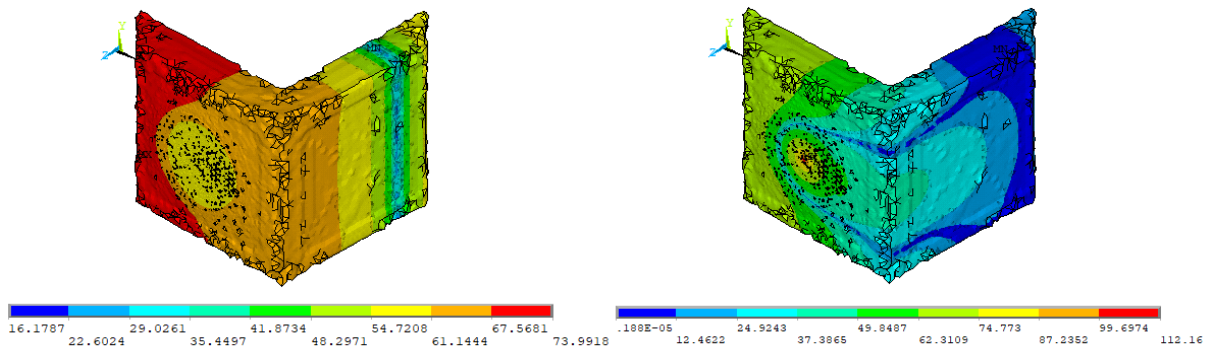


Figura 24: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 315 Hz.

Fonte: Autoria própria

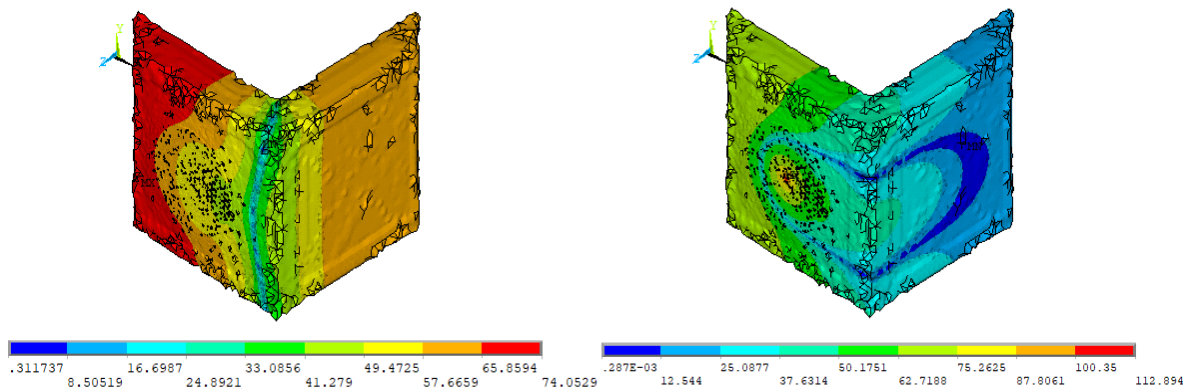


Figura 25: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 400 Hz.

Fonte: Autoria própria

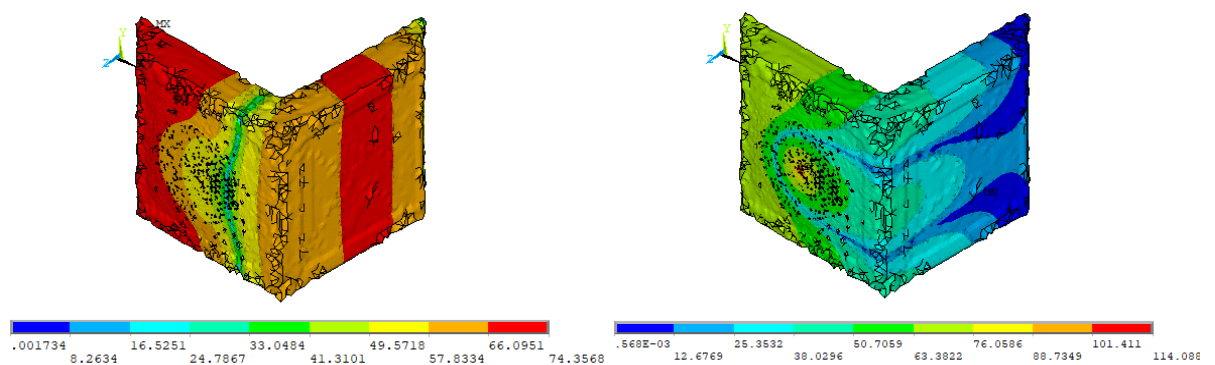


Figura 26: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 500 Hz.

Fonte: Autoria própria

Da mesma forma os resultados para a situação em que o atuador está localizado a montante (lado contrário da fonte) são apresentados a seguir.

Tabela 4: Resultados das simulações realizadas com o atuador localizado a montante (lado contrário ao da fonte).

Resultados para a situação com atuador a montante				
Frequência (Hz)	Nível de pressão sonora (dB)			
	Sem interferência	Com interferência	Estimado pelo otimizador	Atenuação (sem interferência - com interferência)
100	53	19	22	34
125	52	12	18	40
160	51	19	23	32
200	50	11	13	39
250	48	11	19	37
315	43	13	16	30
400	75	16	17	59
500	44	11	14	33

Fonte: Autoria própria

Para essa situação, com exceção das frequências de 125 Hz e 250 Hz, as diferenças entre os resultados da simulação via elementos finitos e do resultado estimado pelo otimizador ficaram abaixo de 4 dB, o que demonstra coerência entre os resultados. O comportamento do sistema (em termos de nível de pressão sonora) para cada uma das frequências pode ser visto nas figuras à seguir. A fonte do ruído está localizada à esquerda da veneziana em todas as imagens.

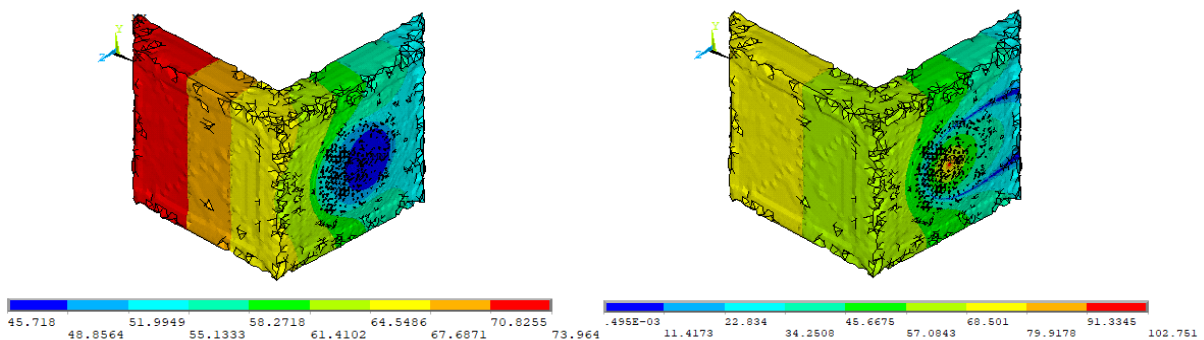


Figura 27: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 100 Hz.

Fonte: Autoria própria

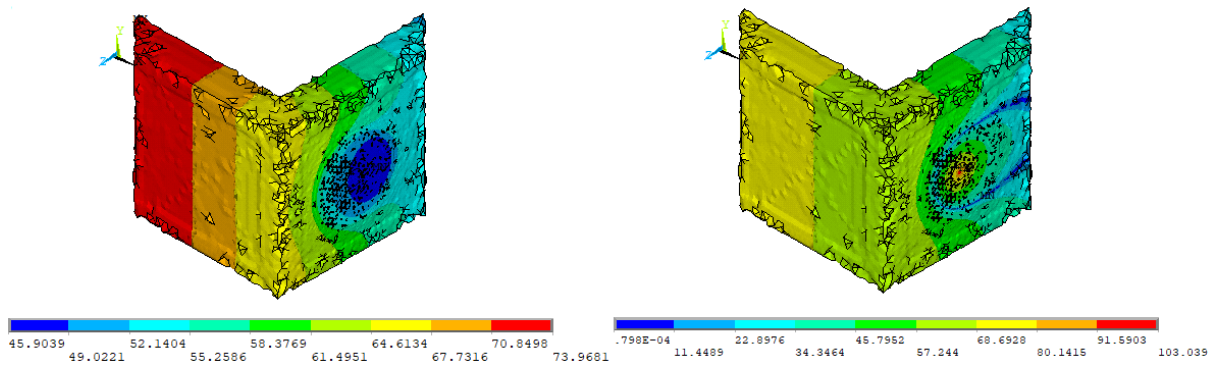


Figura 28: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 125 Hz.

Fonte: Autoria própria

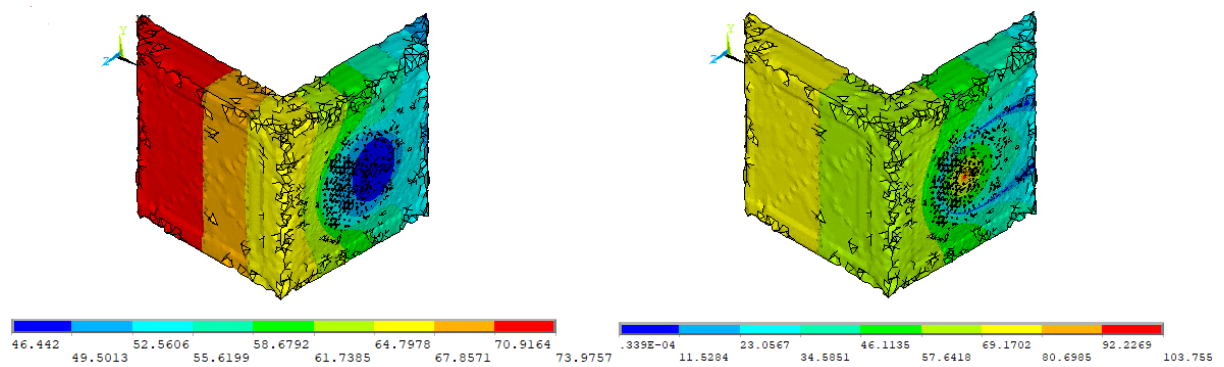


Figura 29: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 160 Hz.

Fonte: Autoria própria

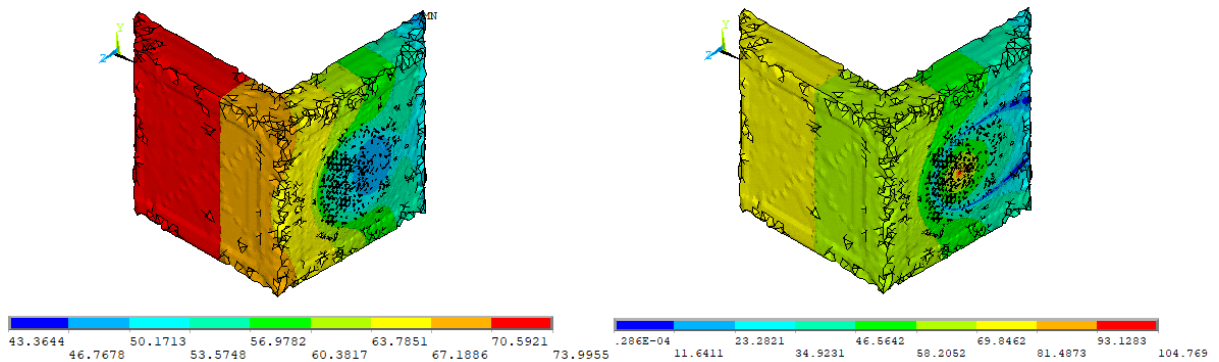


Figura 30: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 200 Hz.

Fonte: Autoria própria

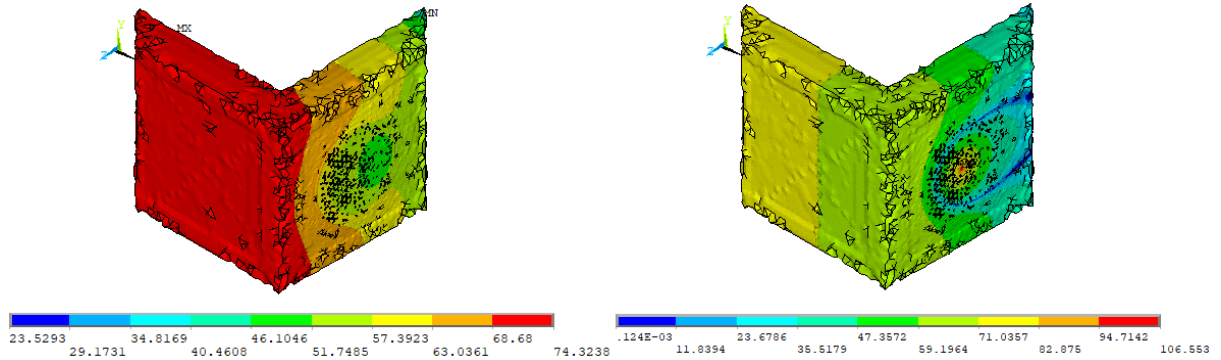


Figura 31: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 250 Hz.

Fonte: Autoria própria

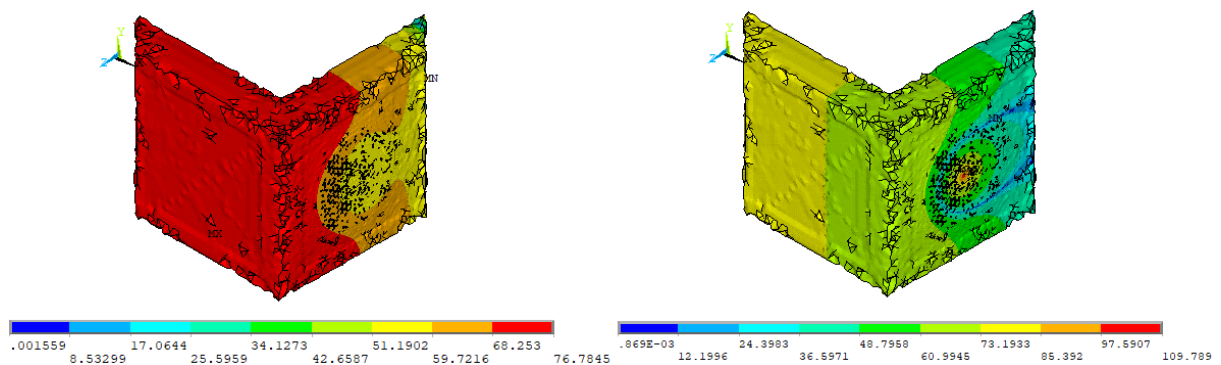


Figura 32: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 315Hz.

Fonte: Autoria própria

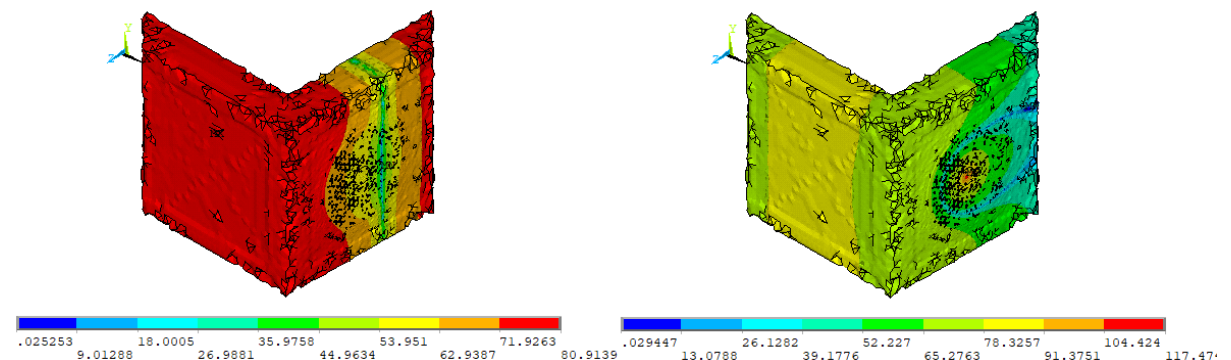


Figura 33: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 400 Hz.

Fonte: Autoria própria

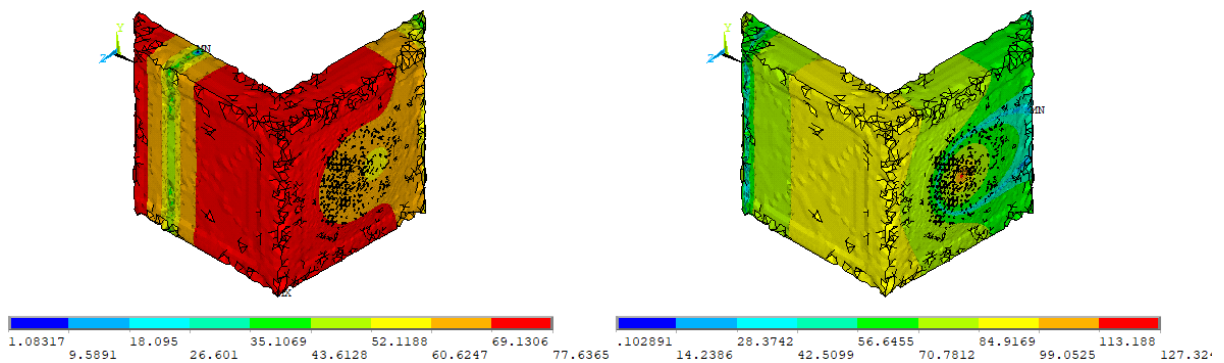


Figura 34: Nível de pressão sonora no sistema antes (esquerda) e depois (direita) da interferência do atuador para a frequência de 500 Hz.

Fonte: Autoria própria

Um ponto interessante nas imagens que representam o sistema após a intervenção é a presença de um pico de pressão sonora no ponto em que é aplicada a força no atuador. Esse fenômeno se explica por esta força estar sendo aplicada em um único nó da malha de elementos finitos, de forma que se tenha uma grande concentração de pressão sonora nesse ponto.

A Figura 35 permite a comparação entre os resultados para as duas situações propostas.

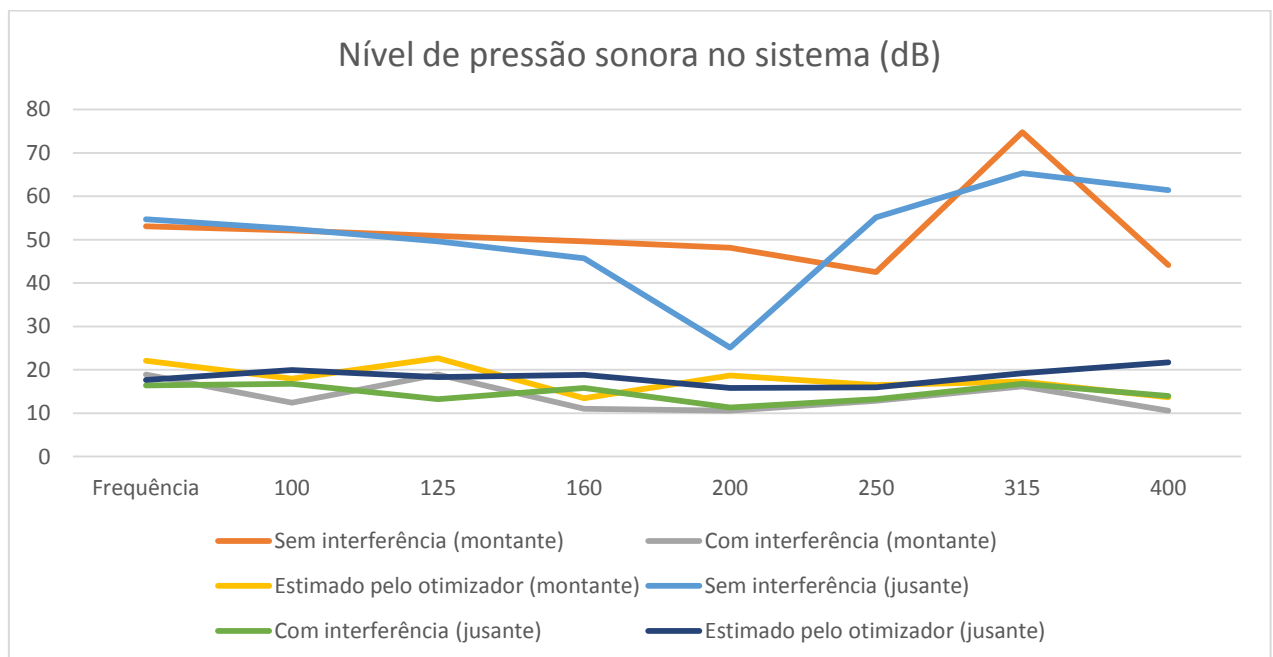


Figura 35: Comparação entre os sistemas propostos

Um ponto interessante a ser observado na Figura 35 é a ocorrência de uma considerável redução do nível de pressão sonora para o modelo com o atuador localizado a jusante, quando não há interferência do atuador, na frequência de 200 Hz. Nessa situação, a própria membrana do atuador passou a atuar como um dispositivo de atenuação, reduzindo em cerca de 20 dB a resposta do sistema ao campo sonoro.

CAPÍTULO V

CONCLUSÃO

Para o primeiro caso apresentado (atuador localizado a jusante), houve uma redução máxima de 48 dB para a frequência de 400 Hz, e um mínimo de 14 dB para a frequência de 250 Hz. No segundo caso (atuador localizado a montante), a mitigação máxima ocorreu novamente em 400 Hz, com uma redução de 59 dB. Já a mitigação mínima ocorreu em 315 Hz, com uma redução de 30 dB

A análise dos resultados não dá indícios para a escolha de uma posição para o atuador, pois não houve diferenças significativas entre os resultados de uma posição e a outra. Deve-se escolher o sistema mais robusto (que ofereceu maior potencial de redução) para a frequência em que se deseja trabalhar. Na prática, quando consideramos uma fonte que apresenta ruído nas mais diversas frequências, deve-se optar pela configuração que oferecer maior redução para a frequência mais predominante do ruído a ser reduzido.

Analisando as imagens com o nível de pressão sonora representado, é possível notar que há um pico no local de aplicação da força de controle. Tal fenômeno pode ser explicado devido ao tamanho diminuto da área em que a força de controle é aplicada (apenas um nó da malha), sendo portanto esperado uma alta pressão concentrada em uma pequena região.

Os resultados das simulações foram satisfatórios, embora muitos resultados estejam perto dos 50 dB de redução, ou até acima, o que está próximo ou fora dos limites estabelecidos por Gerges (1992), que estipula que a redução máxima para uma frequência discreta não passe dos 50 dB.

A simulação por elementos finitos deve ser encarada com certa consciência, isto é, apesar do uso de malhas refinadas e softwares avançados para a simulação e a otimização, diversos fatores podem fazer os resultados da simulação divergirem dos resultados

apresentados por um modelo real. Podem ser citados como fontes de erro as propriedades dos materiais modelados (principalmente da pele do pandeiro), a forma como o atuador vibra (a fixação por mais cuidadosa que seja pode apresentar divergências entre o modelo real e o virtual), imperfeições na montagem da veneziana (geometria com pequenos desvios em relação ao modelo virtual) e por fim erros de calibração dos equipamentos de medição. A mitigação de ruído em baixas frequências é desafio para o engenheiro. Conforme Gerges (1992), as principais estratégias para lidar com esse problema são os ressonadores de Helmholtz, os painéis vibrantes do tipo membrana e os painéis com face perfurada, além do controle ativo de ruído.

Os resultados apresentados demonstraram que a veneziana possui grande potencial de redução de ruído. Considerando-se as dificuldades em se mitigar o ruído em baixas frequências através da utilização de métodos de controle passivo, a veneziana além de possuir um grande potencial de mitigação, permite a passagem de ventilação, além de possuir uma gama de aplicações maior por ser mais compacta e por trabalhar com múltiplas frequências.

CAPÍTULO VI

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANSYS INC. **ANSYS Parametric Design Language Guide**. Canonsburg, Pennsylvania, 2012.
- ARENAS, Jorge P.; CROCKER, Malcolm J. Recent Trends in Porous Sound-Absorbing Materials. **Sound & Vibration Magazine**, Henderson, Nevada, USA, p. 1-17, jul. 2010.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR-10151: **Avaliação do ruído em áreas habitadas visando o conforto da comunidade procedimento**. Rio de Janeiro: ABNT, 2000.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR-10152: **Níveis de ruído para o conforto acústico**. Rio de Janeiro: ABNT, 1987.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR-12179: **Tratamento acústico em recintos fechados**. Rio de Janeiro: ABNT, 1992.
- CROCKER, Malcolm J. et al. **Handbook of Noise and Vibration Control**. [s. L.]: John Wiley & Sons, 2007.
- ELLIOT, S.J. NELSON, P.A. Active noise control. **IEEE Signal Processing Magazine**, October, 1993.
- FILHO, Avelino Alves. **Elementos Finitos: A base da tecnologia CAE**. São Paulo: Érica, 2000. 295 p.
- GERGES, S.N.Y. Ruído: **Fundamentos e Controle**. Florianópolis, Ed. UFSC. 1. ed. 1992.
- HOLANDA, R. V. **Uma metodologia de atenuação de ruído transmitido por lajes utilizando absorvedores dinâmicos de vibração**. 2012. Tese de Doutorado – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2012.
- IAC ACOUSTICS. . **Acoustic Louvres Catalogue**. Reino Unido: [s.n.], 2018.

- KINSLER, Lawrence E. et al. **Fundamentals of Acoustics**. New York: John Wiley & Sons, 1950
- KUO, S.m.; MORGAN, D.r.. Active noise control: a tutorial review. **Proceedings Of The Ieee**, [s.l.], v. 87, n. 6, p.943-975, jun. 1999. Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE). <http://dx.doi.org/10.1109/5.763310>.
- LOTTI, Raquel S. et al. Aplicabilidade científica do método dos elementos finitos. **Revista Dental Press de Ortodontia e Ortopedia Facial**, Maringá, v. 11, n. 2, p.35-43, mar/abril 2006
- MACIEL, M. A. **Controle ativo de ruído aplicado a venezianas acústicas**. 2014 Dissertação de Doutorado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2014
- MIRANDA, J. G. O. **Controle ativo de ruído em dutos: otimização do posicionamento de sensores e receptores**. 2013. 166f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2013.
- NISHIDA, P. P. **Estruturas Inteligentes Aplicadas ao Controle Ativo de Ruído de Alta Ordem em Dutos**. 2012. 110f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2012.
- NSK. **Bearing Doctor**: Bearing Maintenance Guide, 2016.
- OLIVEIRA, E. L. **Controle ativo de ruído aplicado a dutos com propagação de modos acústicos de alta ordem via particionamento axial**. 2012. 152 f. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2012
- Paul Lueg. **Process of silencing sound oscillations**. USA nº 2043416, 8 mar. 1934, 9 jun. 1936
- WANG, W. et al. Pulsation damping of the reciprocating compressor with Helmholtz resonator. **IOP Conference Series**, [S.l.], v. 232, p. 1-17, ago. 2017.
- ZUFFI, Geisa Arruda. **Desenvolvimento de um sistema de controle de ruído de baixo custo**. 2017. 66 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)- Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2017.