

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DE FILTROS ACÚSTICOS DE SUÇÃO DE COMPRESSORES NA  
PRESENÇA DE ESCOAMENTO**

**Dissertação Submetida à**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

**para obtenção do grau de**

**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**MARCELO SANTOS**

**Florianópolis, fevereiro de 2003**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DE FILTROS ACÚSTICOS DE SUÇÃO DE COMPRESSORES NA  
PRESENÇA DE ESCOAMENTO**

**MARCELO SANTOS**

**Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de**

**MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**sendo aprovada em sua forma final**

---

**Arcanjo Lenzi, Ph.D. – Orientador**

---

**César José Deschamps, Ph.D. – Co-Orientador**

---

**José Antônio Bellini da Cunha Neto, Ph.D. – Coordenador do Curso**

**BANCA EXAMINADORA**

---

**Samir N. Y. Gerges, Ph.D. - Presidente**

---

**Roberto Jordan, Dr. Eng.**

---

**Jáuber Cavalcante de Oliveira, Dr.**

**“O insucesso é apenas uma oportunidade  
para recomeçar de novo com mais  
inteligência.”**

**Henry Ford**

**A minha família pelo enorme apoio.**

---

# AGRADECIMENTOS

---

Aos meus orientadores, Arcanjo Lenzi e César Deschamps, por possibilitar o desenvolvimento deste trabalho e pelos bons conselhos prestados durante os anos.

Aos meus colegas da UFSC e LVA, pelos momentos de aprendizado e, sem dúvida, pelos momentos de diversão e alegria.

Ao Faisca pelo excelente trabalho realizado durante a fase experimental e pela amizade que se formou.

Ao amigo Fabiano Mocellin, pelos conselhos e exemplo de caráter.

À Universidade Federal de Santa Catarina, por todas as oportunidades concedidas.

Ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico), pela bolsa de estudo concedida.

E, acima de tudo, agradeço à minha família por estar ao meu lado em todos os momentos da minha vida.

---

# SUMÁRIO

---

<b>Lista de Figuras</b>	<b>viii</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>xi</b>
<b>Resumo</b>	<b>xii</b>
<b>Abstract</b>	<b>xiii</b>
<b>CAPÍTULO 1 Introdução</b>	<b>14</b>
1.1 Descrição do Problema .....	14
1.2 Compressores Herméticos .....	14
1.3 Objetivos .....	18
1.4 Abordagem do Problema.....	19
<b>CAPÍTULO 2 Revisão Bibliográfica</b>	<b>20</b>
2.1 Modelos Analíticos .....	20
2.2 Modelos por Elementos Finitos .....	21
2.3 Modelos por Elementos de Contorno.....	23
2.4 Modelos por Diferenças Finitas.....	24
2.5 Modelos por Volumes Finitos .....	24
2.6 Ruído Gerado por Fluxo.....	25
2.7 Modelos Híbridos .....	26
<b>CAPÍTULO 3 Modelagem Numérica de Filtros Acústicos</b>	<b>27</b>

---

---

3.1	Método dos Volumes Finitos.....	28
3.2	Modelos Para o Escoamento .....	34
3.2.1	Escoamento Incompressível .....	34
3.2.2	Escoamento Compressível.....	35
3.2.3	Escoamento Invíscido .....	35
3.2.4	Escoamento Turbulento.....	36
3.3	Método dos Elementos Finitos .....	39
3.3.1	Modelo Modal Não-Amortecido .....	41
3.3.2	Modelo Acústico.....	43
3.3.3	Discretização da Equação da Onda.....	45
3.3.4	Determinação das Matrizes de Elementos Finitos .....	46
<b>CAPÍTULO 4 Análise Numérica</b>		<b>49</b>
4.1	Simulação Por Elementos Finitos.....	49
4.2	Simulação em Volumes Finitos.....	57
4.2.1	Descrição dos Casos Simulados .....	59
4.2.2	Efeitos de Compressibilidade e Turbulência.....	61
4.2.3	Análise das Condições de Pulsação .....	67
4.2.4	Análise do Efeito Transiente .....	71
4.2.5	Influência de Outras Condições de Contorno.....	76
<b>CAPÍTULO 5 Investigação Experimental</b>		<b>83</b>
<b>CAPÍTULO 6 Conclusões</b>		<b>97</b>
<b>Referências Bibliográficas</b>		<b>100</b>

---

---

## LISTA DE FIGURAS

---

Figura 1.1 – Esquema de um compressor hermético EGS 80H. ....	16
Figura 3.1 – Volume elementar. ....	30
Figura 4.1 – Elementos sólidos pentaédricos de 15 nós e hexaédricos de 20 nós.....	50
Figura 4.2 – Geometria do problema. ....	50
Figura 4.3 – Malha de elementos finitos com a cavidade externa (a) Malha 3D; (b) Corte 3D; (c) Vista axial. ....	51
Figura 4.4 – Geometria do problema simplificado para acústica linear. ....	51
Figura 4.5 – Malha de elementos finitos sem a cavidade externa (a) Malha 3D; (b) Corte 3D; (c) Vista axial. ....	52
Figura 4.6 – Malha de elementos finitos da cunha com cavidade externa.....	52
Figura 4.7 – Acústica Linear, comparação entre as Funções Resposta em Frequência entre a pressão no Ponto 2 e pressão no Ponto 1 para as diferentes geometrias. ....	53
Figura 4.8 – Malha computacional para MVF e pontos de tomadas de pressão. ....	58
Figura 4.9 – Regiões das condições de contorno.....	59
Figura 4.10 – Comparação entre as formulações da pressão no domínio do tempo para os pontos 1 e 2. ....	63
Figura 4.11 – Velocidade no domínio do tempo para os pontos 1 e 2.....	64
Figura 4.12 – Pressão no domínio da frequência para os casos 1, 2 e 3. ....	65
Figura 4.13 – Comparação das FRF's entre a pressão no Ponto 2 e Ponto 1 para os casos 1, 2 e 3.....	66

---



---

Figura 4.14 – Influência das características de sucção na pressão no domínio do tempo para os pontos 1 e 2. ....	68
Figura 4.15 – Influência das características de sucção na velocidade no domínio do tempo para os pontos 1 e 2. ....	69
Figura 4.16 – Pressão no domínio da frequência para os casos 3, 4 e 5. ....	70
Figura 4.17 – Comparação das FRF's entre a pressão no Ponto 2 e Ponto 1 para os casos 3, 4 e 5. ....	71
Figura 4.18 – Velocidade constante, pressão no domínio do tempo para os pontos 1 e 2. ....	73
Figura 4.19 – Velocidade constante, velocidade no domínio do tempo para os pontos 1 e 2. ....	74
Figura 4.20 – Pressão no domínio da frequência para os casos 5, 6 e 7. ....	75
Figura 4.21 – Comparação das FRF's entre a pressão no Ponto 2 e Ponto 1 para os casos 5, 6 e 7. ....	76
Figura 4.22 – Condição de pressão, pressão no domínio do tempo para os pontos 1 e 2. ....	78
Figura 4.23 – Condição de pressão, velocidade no domínio do tempo para os pontos 1 e 2. ....	79
Figura 4.24 – Condição de pressão, fluxo de massa que atravessa a fronteira de saída. ....	80
Figura 4.25 – Pressão no domínio da frequência para os casos 8 e 9. ....	81
Figura 4.26 – Comparação das FRF's entre a pressão no Ponto 2 e Ponto 1 para os casos 8 e 9. ....	82
Figura 5.1 – Bancada experimental com linha de ar comprimido. ....	84
Figura 5.2 – Filtro utilizados na bancada de ar comprimido. ....	85
Figura 5.3 – Pressão na entrada do <i>muffler</i> (Ponto 1), fonte sonora à montante (Fonte 1). ....	85

---

---

Figura 5.4 – Pressão na saída do <i>muffler</i> (Ponto 2), fonte sonora à montante (Fonte 1). .....	86
Figura 5.5 – Resposta em frequência do <i>muffler</i> , fonte sonora à montante (Fonte 1). .....	86
Figura 5.6 – Pressão na entrada do <i>muffler</i> (Ponto 1), fonte sonora à jusante (Fonte 2). .....	87
Figura 5.7 – Pressão na saída do <i>muffler</i> (Ponto 2), fonte sonora à jusante (Fonte 2). .....	87
Figura 5.8 – Resposta em frequência do <i>muffler</i> , fonte sonora à jusante (Fonte 2). .....	88
Figura 5.9 – Resposta em frequência do <i>muffler</i> , comparação entre fonte sonora à montante (Fonte 1) e à jusante (Fonte 2). .....	88
Figura 5.10 - Bancada experimental com compressor. ....	89
Figura 5.11 – Pontos de tomada de pressão. ....	90
Figura 5.12 – Pressão no Ponto 1. ....	91
Figura 5.13 – Variação da pressão na coluna 2. ....	92
Figura 5.14 – Variação da pressão na linha 2. ....	94
Figura 5.15 – Pressão na extremidade do tubo de entrada, Ponto 9. ....	94
Figura 5.16 – Pressão sonora no Ponto P, externo ao escoamento. ....	95
Figura 5.17 – Comparação entre as FRF's obtidas experimentalmente com acústica linear. ....	96

---

---

## LISTA DE TABELAS

---

Tabela 3.1 – Valores de $\phi$ , $I^\phi$ e $S^\phi$ .	29
Tabela 4.1 – Número de elementos e nós nos modelos de Elementos Finitos.	53
Tabela 4.2 – Modos acústicos dos modelos por acústica linear.	54
Tabela 4.3 – Características dos casos simulados pelo métodos dos volumes finitos.	59

---

---

## RESUMO

---

O objetivo do presente trabalho é avaliar a influência do escoamento na geração de ruído em filtros acústicos de sucção, típicos de compressores herméticos. Estes sistemas têm a função de atenuar a pulsação do gás quando excitados pela válvula de sucção devendo contudo, apresentar mínima resistência à passagem do gás através de seu interior.

Devido à complexidade geométrica envolvida na construção de um filtro acústico real, adotou-se um modelo simplificado composto por um único volume e dois tubos.

O problema foi abordado sob duas metodologias numéricas distintas. Para a solução do campo acústico, utilizou-se o conceito de acústica linear através do Método dos Elementos Finitos. O escoamento foi modelado através do Método dos Volumes Finitos.

Diferentes formulações foram investigadas com o objetivo de identificar a que melhor representa o escoamento no interior dos filtros em condições de trabalho normais. Verificou-se também o comportamento do escoamento quando submetido a condições de contorno diferentes.

Experimentos foram conduzidos com o objetivo de verificar a influência do fluxo de massa nos níveis de pressão sonora e nas curvas de resposta em frequência de filtros acústicos. Efetuou-se, também, o mapeamento da pressão no interior dos mesmos.

---

---

## ABSTRACT

---

The aim of this work is to evaluate the influence of the generated flow noise in acoustic filters of hermetic compressors. This device is intended to attenuate the pressure fluctuation in the fluid imposed by suction valve. Besides providing high acoustic impedance, mufflers shall not create high flow resistance in order to increase the pressure drop.

In this work, a simplified muffler will be investigated since the actual geometry is generally complex. Herein a muffler designed with one volume and two tubes was used.

The problem was assessed using two different numerical methodologies. For the solution of acoustic field, the concept of linear acoustic through the Finite Element Method was used. The flow was modeled through the Computational Fluid Dynamic.

Different flow formulations were investigated in order to identify the best solution to represent the flow inside acoustic filters. Moreover, several boundary conditions also were evaluated.

---

---

# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

---

### 1.1 Descrição do Problema

Sistemas domésticos de refrigeração, tais como refrigeradores, freezers e condicionadores de ar, têm se tornado equipamentos comuns em quase todas as residências, e nas mais variadas dependências. Estes equipamentos podem causar inconvenientes devido ao ruído irradiado, causando desconforto e stress. O desconforto é ainda mais perceptível à noite, quando os níveis de ruído externo são menores. Diante de tal situação os consumidores têm se tornado cada vez mais criteriosos na escolha dos produtos.

O principal desafio dos engenheiros é o de alcançar a redução do ruído associado à alta eficiência, baixo consumo e baixo custo de produção. Isto porque a competição, decorrente da globalização dos mercados de produção, e as normas mais rigorosas, exigem a busca de tecnologias cada vez mais avançadas para a melhoria dos produtos oferecidos.

### 1.2 Compressores Herméticos

O compressor é a principal fonte de ruído destes sistemas através da irradiação direta da carcaça e pelas vibrações transmitidas pela base e tubos de conexão. Outras fontes dos refrigeradores são o fluxo de gás e as ventoinhas internas.

A Figura 1.1 mostra o esquema geral de um modelo de compressor hermético (EGS 80H), sendo indicados os seus principais componentes. O conjunto, compreendido por estator e bloco, encontra-se assentado em molas de suspensão. O gás que vem do sistema de refrigeração fica retido na cavidade, sendo então succionado, passando pelo filtro acústico e encaminhado, através da válvula de sucção, à câmara de compressão. Após a compressão o

---

gás é conduzido para fora do compressor através do tubo de descarga (tubo *bundy*) retornando ao sistema de refrigeração.

Hamilton [1] e Roys & Soedel [2] apresentam as diversas fontes de ruído e vibração de compressores herméticos, destacando o motor elétrico, o processo de compressão e o escoamento do fluido refrigerante.

Como fontes do motor elétrico, identificam-se três tipos de ruído: aerodinâmico, mecânico e eletromagnético. Os dois primeiros casos podem ser desprezados, caso seja realizado um bom projeto construtivo e de lubrificação.

O ruído eletromagnético é causado por forças magnéticas geradas nos espaços existentes entre o rotor e o estator. Essas forças são proporcionais ao quadrado da densidade de fluxo do campo magnético. Devido a estas forças, e também do campo magnético, ocorrem fenômenos como magnetostricção, histerese e atração dos pólos. Magnetostricção é uma alteração dimensional do material sujeito à magnetização. Este tipo de vibração ocorre na frequência que é o dobro da frequência da tensão de alimentação. Histerese é a propriedade de magnetização não linear de um material ferromagnético sujeito a um campo magnético. Em virtude disso, haverá perda de energia do motor elétrico na forma de vibração que atinge uma grande faixa de frequência. Por fim, atração dos pólos é a deformação da estrutura do motor devido à alternância de atração das regiões de polaridade opostas. Os deslocamentos induzidos por este efeito são muito maiores que aqueles provocados por magnetostricção.

Entre as fontes do processo de compressão incluem-se as válvulas de sucção e de descarga que vibram durante a passagem do gás e, ao final do processo, fecham-se bruscamente, ocasionando impactos contra seus assentos.

Dhar & Soedel [3] estudaram a influência de um batente na válvula de sucção e também o uso de um filtro acústico na sucção utilizando-se de modelos matemáticos. Concluíram que a máxima pressão sonora ocorre na primeira frequência de ressonância da válvula. Com a adição do batente de sucção, os picos de pressão são atenuados devido à impedância introduzida.

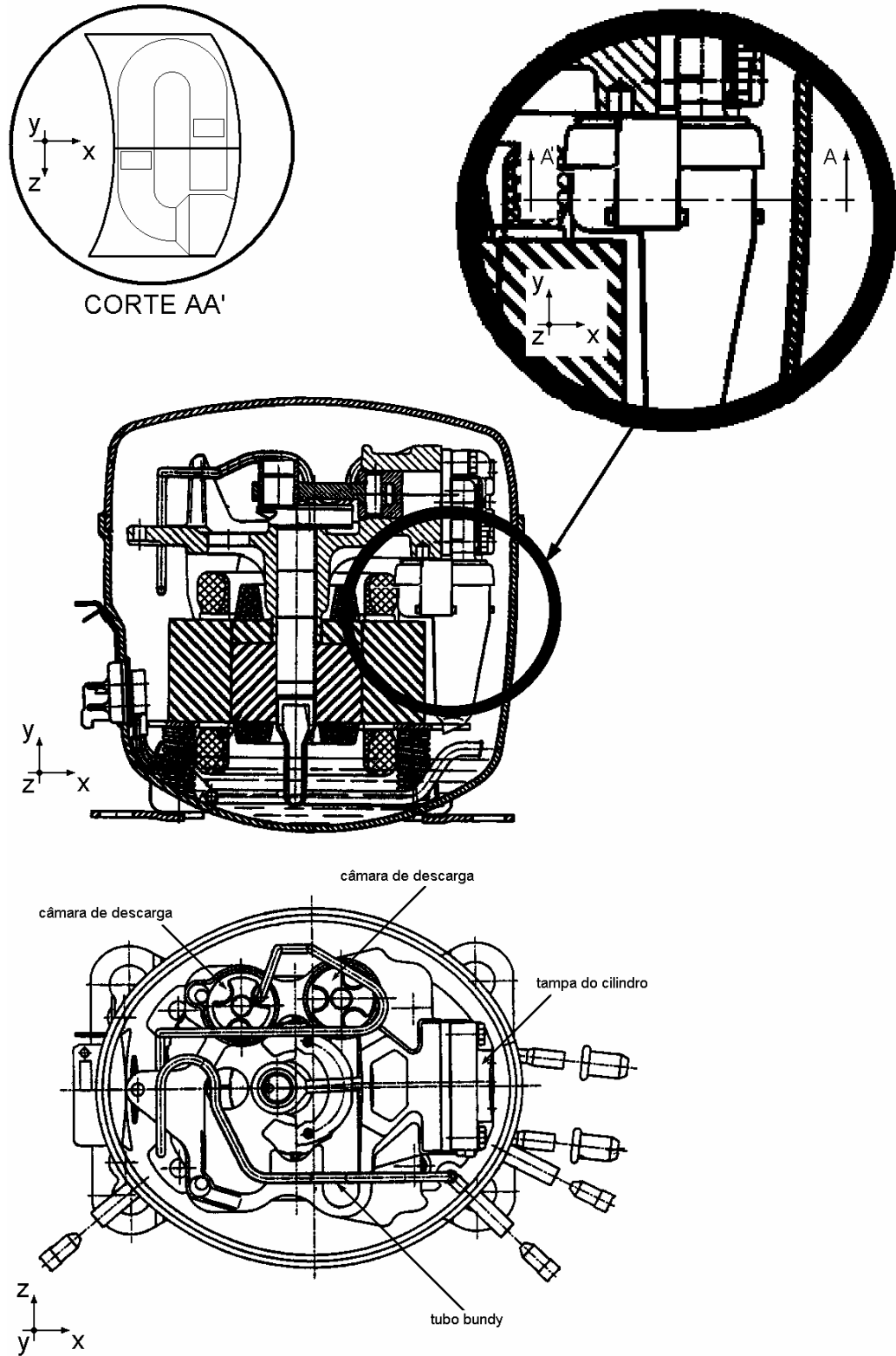


Figura 1.1 – Esquema de um compressor hermético EGS 80H.

Soedel & Pandeya [4] fizeram análises da influência do batente nas tensões provocadas pelo impacto da válvula. A resposta ao impacto pode ser minimizada pela redução



da energia dinâmica contida na válvula, quer seja pela diminuição da velocidade, quer seja pela redução da massa ou, ainda, pela adição de impedância ao assento de forma a absorver a energia transmitida para o compressor.

Pode-se mencionar também, como fonte do processo de compressão, as grandes variações de pressão na câmara de compressão, uma vez que provocam grandes esforços, e por fim deformações, na tampa de válvulas, principalmente por este ser um elemento parafusado. Além disso, as grandes variações de pressão associadas à inércia das partes móveis (pistão e biela) causam vibrações por todo o bloco moto-compressor, geradas pelos impactos nas folgas existentes.

O contato do eixo do motor com a lâmina de óleo de lubrificação também é fonte geradora de ruído. A energia vibratória gerada por todas estas fontes propaga-se através da base do compressor e dos tubos de conexão e também por irradiação direta da carcaça. A energia chega a esta última por via estrutural, através das molas e tubo de descarga, via óleo ou via cavidade. A cavidade é definida como sendo o espaço ocupado pelo gás refrigerante retido no interior do compressor hermético, localizado entre a carcaça, a lâmina de óleo e o conjunto moto-compressor.

Dentre as fontes devido ao escoamento do fluido refrigerante pode-se citar o filtro acústico do sistema de sucção como sendo uma das principais fontes de geração de ruído do compressor. Sua pulsação, intermitência do fluxo causada pelo movimento transiente da válvula de sucção, excita o campo acústico que se forma na cavidade, excitando a carcaça que, por sua vez, irradia ruído.

Do ponto de vista acústico recomenda-se que o filtro tenha grandes volumes e tubos de pequeno diâmetro, para proporcionar maiores atenuações do ruído gerado pela pulsação do gás, o qual apresenta componentes importantes nas altas frequências. Estas são significativas devido às primeiras ressonâncias da carcaça. Entretanto, as maiores restrições impostas por necessidades de controle de ruído afetam diretamente a eficiência termodinâmica do sistema. Torna-se necessária assim uma análise com o objetivo de reduzir ruído, sem que haja comprometimento da eficiência energética.

*Mufflers* são filtros acústicos usados nas linhas de sucção e de descarga do gás, com o objetivo de reduzir a amplitude das ondas sonoras que são transmitidas através destas linhas. A Figura 1.1 mostra com detalhe um *muffler* de sucção típico de compressores herméticos.

O *muffler* de sucção irradia energia sonora para o interior da cavidade, principalmente através do seu bocal. A pressão sonora da cavidade, por sua vez, excita a carcaça fazendo-a vibrar e, conseqüentemente, irradiar ruído. O mecanismo principal de geração de energia sonora é atribuído ao movimento da válvula de sucção. Devido à característica de seu movimento, o espectro da energia gerado é amplo, distribuindo-se ao longo de largas faixas de frequência. As ressonâncias próprias do *muffler*, que costumam ser da ordem de kHz, são fortemente excitadas.

Durante a abertura, a válvula de sucção flutua com uma frequência que é função da sua rigidez e inércia, e do carregamento distribuído exercido pelo fluxo de gás. Esta flutuação provoca variações bruscas de pressão, densidade e fluxo de massa. Além disso, o escoamento encontrado em *mufflers* apresenta níveis elevados de turbulência.

O objetivo do uso do filtro de sucção consiste em atenuar principalmente as amplitudes das ondas geradas na frequência de flutuação da válvula, que costuma ter valor compreendido na faixa de 300 a 400 Hz, aproximadamente, e das ondas de altas frequências, geradas pelo movimento transiente e brusco da válvula.

Dentre os filtros usados em compressores herméticos, o de sucção requer um dimensionamento preciso e otimizado, devido às necessidades de maximizar o fluxo de massa de gás para o interior do cilindro e de minimizar a irradiação sonora para a cavidade, através do bocal.

Estes sistemas costumam ser do tipo reativo, constituídos normalmente de duas câmaras de expansão interligadas por tubos. A revisão bibliográfica sobre este assunto não revelou a indicação de uso, por parte de fabricantes de compressores herméticos, de qualquer outro tipo de atenuador de ruído, sejam eles passivos ou por controle ativo.

### 1.3 Objetivos

O objetivo deste trabalho de dissertação consiste em avaliar os mecanismos de geração de ruído em filtros acústicos de sucção típicos de compressores herméticos, conhecidos como *mufflers*, envolvendo a presença de turbulência, variação de densidade e a flutuação causada pela movimentação da válvula de sucção. É possível que o fluxo de gás nos *mufflers* de compressores não seja a fonte principal na geração de ruído e sim, a excitação impulsiva

causada pelo movimento brusco de fechamento da válvula. Porém, este item ainda não foi quantificado.

## 1.4 Abordagem do Problema

O Método dos Elementos Finitos é comumente usado para a análise do comportamento acústico de filtros acústicos. O método resolve a Equação de Helmholtz para soluções no domínio da frequência, sendo esta a mais utilizada nas pesquisas atuais. Contudo, análises transientes são de grande valor para a caracterização do comportamento dos modelos em situações onde é interessante conhecer os campos de pressão sonora em diferentes instantes de tempo.

O Método dos Volumes Finitos faz uso do sistema completo de equações básicas (Conservação da Massa, Conservação da Quantidade de Movimento, Conservação da Energia, e Equação do Estado do Gás), permitindo considerar termos referentes à dissipação viscosa e trocas térmicas, além de calcular variações de densidade no modelo. Neste método a solução é obtida no domínio do tempo, levando em conta também os efeitos do fluxo de massa líquido que atravessa o sistema.

Experimentos foram conduzidos a fim de obter informações adicionais e que pudessem também validar os modelos numéricos. Os experimentos foram realizados com modelos de filtros simplificados de fácil confecção, diferente do *muffler* real, e melhor visualização dos resultados. Os modelos numéricos também foram desenvolvidos com base nos protótipos simplificados. O protótipo analisado apresenta uma única câmara com dois tubos inseridos em seu interior.

No capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica de alguns trabalhos realizados em filtros acústicos, envolvendo o estudo do ruído com o fluxo de massa. No capítulo 3, são descritas as características principais dos métodos numéricos utilizados nas simulações apresentadas nesta dissertação. O capítulo 4 mostra o resultado dos modelos numéricos de Elementos Finitos e Volumes Finitos simulados, além da comparação entre os casos simulados. Os resultados experimentais, com suas características gerais da bancada de teste, estão no capítulo 5. Por fim, o capítulo 6 traz as conclusões encontradas, e as sugestões para trabalhos futuros.

---

# CAPÍTULO 2

## REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

---

### 2.1 Modelos Analíticos

Talvez o modelo mais simplificado para o projeto e análise do comportamento acústico destes *mufflers* seja o de parâmetros acústicos concentrados, o qual considera a massa contida no interior da cada tubo como sendo uma massa concentrada e a compressibilidade do gás contido em cada volume como uma rigidez equivalente. Pode-se, ainda, considerar o amortecimento através das tensões cisalhantes da camada limite nas paredes internas dos tubos, atuando em sentido contrário ao do movimento do gás. Este modelo resulta em um sistema relativamente simples de equações, podendo-se identificar as ressonâncias (do sistema massa-mola) e as respostas. Sua aplicação limita-se às baixas frequências, i.e., para frequências menores que a primeira (mais baixa frequência de) ressonância formada no interior dos volumes ou dos tubos. As dimensões típicas de *mufflers* usados em compressores proporcionam ressonâncias próprias a partir de 2 kHz, aproximadamente (dimensão típica: 5 cm;  $c = 170$  m/s;  $f = 1.700$  Hz). Por este motivo, este modelo presta-se apenas para analisar a atenuação na frequência de flutuação da válvula.

Um primeiro aprimoramento necessário ao modelo de parâmetros concentrados consiste em considerar as ressonâncias próprias dos tubos e volumes. Neste caso, uma das formas mais simples consiste em considerar ondas planas propagando-se ao longo dos tubos e volumes, que formam ondas estacionárias nestes elementos. Deve-se resolver a equação da onda para cada tubo e volume. Para isto, os volumes devem ter geometria simples, como forma cilíndrica, por exemplo. Necessitam-se de duas condições de contorno, as quais podem resultar de condições físicas que devem ser obedecidas nas discontinuidades entre tubos e volumes, que são as igualdades das pressões e das velocidades de partícula.

Para elementos de geometria simples pode-se, ainda, modelar todo o sistema (conjunto de tubos e volumes) por matrizes de transferência [6, 7]. Esta abordagem consiste em modelar

---

(relacionar) a pressão e a velocidade de partícula nas extremidades de cada componente do sistema através das Funções de Resposta em Frequência (FRF) deste componente. Estas FRF podem ser do tipo impedâncias (ou mobilidade) pontuais (em cada extremidade) e de transferência. Existe um grande número de publicações sobre aplicações deste método para análise do campo sonoro no interior de sistemas de tubulações com atenuadores (escapamento de automóveis, por exemplo). Este método é de fácil implementação. Entretanto, a determinação das FRF dos volumes e dos tubos torna-se uma atividade laboriosa, e sua aplicação deixa de ser atraente, quando a geometria é irregular e quando são consideradas ondas 3D.

A velocidade média de fluxo de fluido através do sistema tem sido considerada, superpondo vetorialmente este valor à velocidade de propagação do som, em cada direção [8, 5].

Observa-se que um grande número de publicações aborda atenuadores compostos por tubos concêntricos, sendo o interno perfurado, e o espaço entre estes preenchido com materiais acústicos [9, 10] (fibras). São aplicados principalmente em escapamentos de automóveis, na linha de sucção de compressores de ar e em descargas de sistemas pneumáticos acionados por ar comprimido. A massa de ar contida em cada furo do tubo interno comporta-se como um sistema de um grau de liberdade, cuja frequência de ressonância depende do diâmetro do furo, da espessura da parede e da camada de ar (diferença de raios) formada entre os tubos concêntricos. Nestas frequências de ressonância ocorre a máxima absorção (máxima dissipação) sonora nestes sistemas de tubos concêntricos.

## 2.2 Modelos por Elementos Finitos

Este método numérico é comumente usado nos dias atuais para a análise do comportamento acústico de *mufflers* [11, 12, 24], . Softwares comerciais possuem a grande vantagem de modelar, com relativa facilidade, sistemas acústicos de geometria complexa através do uso de geradores automáticos de malhas.

A malha deve conter no mínimo seis elementos por metade do comprimento de onda e em cada direção. Esta recomendação pode ser relaxada caso deseja-se calcular somente a resposta, na forma de pressão, ou da energia acústica. Entretanto, cálculos de fluxo de energia sonora ao longo dos tubos do *muffler* requerem o conhecimento preciso da pressão sonora, da

velocidade de partícula e da fase entre estes parâmetros. Para isto, torna-se necessário um refino cuidadoso da malha para análises de componentes de altas frequências e do uso de funções de interpolação de maior ordem. Estas exigências não proporcionam restrições severas, uma vez que a infra-estrutura disponível na área de informática comporta tais necessidades, para frequências acima de 5 kHz.

Outra vantagem do método de elementos finitos reside na possibilidade de análises de respostas transientes, apesar do enorme tempo de processamento.

Visto que a solução do problema é obtida através da discretização da equação da onda linearizada (acústica linear), não é possível implementar ao modelo as velocidades do escoamento.

No desenvolvimento desta equação foram feitas simplificações tais como:

- desprezada a viscosidade do gás;
- considerada constante a velocidade do som, através da primeira derivada da pressão em relação à densidade. Esta aproximação é considerada satisfatória somente para problemas de acústica linear, envolvendo níveis de até 150 dB, aproximadamente;
- linearizadas a densidade do gás e a pressão ( $p = p_0 + p'$ ,  $p' \ll p_0$ ,  $r = r_0 + r'$  e  $r' \ll r_0$ );
- desprezados os termos convectivos da aceleração do fluido;
- considerada nula a velocidade média do gás.

Registros de variações da pressão no interior do *muffler* indicam variações bruscas, principalmente nos instantes seguintes ao da abertura da válvula (de sucção). Estas variações, quando expressas em decibéis, ultrapassam níveis de 180 dB. Isto implica na necessidade de serem considerados termos adicionais nas equações de conservação da massa e da quantidade de movimento, e de uma relação mais precisa entre a pressão e a densidade (equação de estado).

As informações necessárias para as análises de *mufflers* são:

- densidade e velocidade média do gás no tubo próximo da válvula de sucção. Deseja-se sempre maximizar o fluxo de massa para o interior do cilindro. Estes dados não são obtidos pelo método dos elementos finitos.
- pressão sonora, velocidade de partícula (sonora) e fase entre estes parâmetros. Deseja-se, ao mesmo tempo, minimizar a potência sonora irradiada para o interior da cavidade. Estes parâmetros podem ser determinados por elementos finitos.
- A necessidade de informação sobre o fluxo de massa para o cilindro torna o emprego do método de elementos finitos para o desenvolvimento de *mufflers* de sucção com escoamento uma ferramenta inviável pois o método em questão não considera efeitos de geração de ruído devido a fenômenos turbulentos.

### 2.3 Modelos por Elementos de Contorno

O Método dos Elementos de Contorno (*Boundary Element Method, BEM*) baseia-se na aplicação numérica de uma equação integral de contorno que envolve o uso de soluções fundamentais das equações que governam o problema, geralmente soluções com singularidade discretas. O emprego das soluções fundamentais, através de uma relação de trabalho recíproco, resulta em uma equação integral que relaciona forças de superfície e deslocamentos de contorno, sem necessidade, portanto, de modelar o interior do corpo. Reduz-se assim, em uma vez, a dimensão do problema, o que constituiu uma das principais vantagens do método.

BEM baseia-se na equação da onda para problemas da acústica linear. Da mesma maneira que o Métodos do Elementos Finitos, as limitações ligadas à modelagem do escoamento e a geração de ruído de fluxo também são apresentadas pelo Método dos Elementos de Contorno [13, 24]. Portanto, presta-se somente para análises de ressonâncias e modos acústicos internos nos volumes do *muffler*.

## 2.4 Modelos por Diferenças Finitas

O sistema completo de equações pode ser resolvido simultaneamente por diferenças finitas. Uma desvantagem do método, entretanto, reside no custo computacional exigido para ordens de interpolação mais altas que, em geral, precisam ser utilizadas em soluções transientes.

## 2.5 Modelos por Volumes Finitos

Este modelo faz uso do sistema completo de equações básicas de Conservação da Massa, Conservação da Quantidade de Movimento, Conservação da Energia, e Equação do Estado do Gás. Através deste método é possível considerar os termos referentes à dissipação viscosa e trocas térmicas. Assim sendo, a análise de transientes e não linearidades podem ser determinadas. As soluções, entretanto, costumam demandar um enorme esforço computacional devido às sucessivas iterações. Isto tem limitado severamente a aplicação deste método para faixas de baixas frequências (abaixo de 1.000 Hz para as dimensões do *muffler* objeto deste estudo).

A formulação deste modelo pode ser observada como uma variação do Método de Resíduos Ponderados. O domínio de solução é inicialmente dividido em volumes menores. As equações de transporte são integradas para cada volume, resultando num sistema de equações que expressa a variação da propriedade desejada em todo o domínio particionado. Este modelo satisfaz exatamente as integrais de conservação (massa, movimento e energia) de qualquer volume contido no domínio.

A malha computacional pode vir a exercer grande influência no resultado da simulação numérica e, por isso, é de grande importância. A escolha de uma malha deve considerar alguns fatores, tais como:

- existência de elevados gradientes de velocidade no escoamento;
- presença de difusão falsa no método numérico;
- tempo de processamento;



- em regiões de elevados gradientes de velocidade no escoamento, a malha deve ser suficientemente refinada para registrá-los.

A difusão falsa deve-se basicamente ao truncamento das Séries de Taylor introduzidas nas integrais de conservação para obtenção das equações algébricas a serem aplicadas aos volumes de controle. Algumas técnicas podem ser utilizadas para minimizar o efeito da difusão falsa, tais como:

- refino da malha;
- escolha de esquemas de interpolação de ordem superior;
- alinhamento da malha com o vetor velocidade.

## 2.6 Ruído Gerado por Fluxo

S. Murakami et al [5] analisaram a influência de vários parâmetros da geometria e da velocidade do fluxo no ruído gerado em *mufflers* típicos de automóveis. A forma básica analisada consistia em um único volume e dois tubos (um em cada extremidade; tubo de entrada e tubo de saída). Em alguns testes, um dos tubos foi posicionado tendo a extremidade localizada no interior do volume. A posição no volume também foi variada. A extremidade do segundo tubo foi posicionada sempre na parede do volume do *muffler*. O *muffler* denominado tipo simples possui as extremidades dos dois tubos rentes às paredes do volume. Os autores concluíram que em *mufflers* do tipo simples, velocidade de 30 m/s, tubos com 20 mm de diâmetro, os níveis de ruído gerado atingem valores máximos (da ordem de 65 dB) quando a relação extensão do *muffler* pelo diâmetro do tubo varia entre 2,5 e 6. *Mufflers* com extremidade posicionada no interior do volume geram níveis maiores de ruído, quando mais próximos do segundo tubo, para um mesmo volume do *muffler*. Para velocidade de 50 m/s e diâmetro de 48 mm, os níveis máximos de ruído gerado eram da ordem de 90 dB. Os níveis de ruído em dB, aumentam com a velocidade elevada na potência 2,3 a 2,5 (a velocidade varia de 20 m/s a 80 m/s).

Baseado nos resultados deste trabalho observa-se que os detalhes de geometria, principalmente a posição e a proximidade dos tubos, e a velocidade do fluxo, proporcionam variações significativas na geração de ruído. Entretanto, deve-se também mencionar que os níveis do ruído gerado são relativamente baixos (do ponto de vista de ruído de compressores),

da ordem de 60 a 90 dB, para velocidades que variam entre 20 e 50 m/s e tubos de 20 a 50 mm.

Higashiyama & Iwamoto [25] conduziram experimentos para avaliar o ruído na saída de tubos gerado pelo escoamento pulsante. A partir dos resultados, obtiveram uma relação entre o escoamento pulsante e o ruído gerado.

Para a simulação numérica do ruído gerado pelo fluxo de massa, devem-se utilizar os modelos de aeroacústica para predição dos níveis de pressão emitidos por estes sistemas.

A determinação do ruído gerado por escoamentos turbulentos iniciou-se com os estudos feitos por Lighthill [15] sobre aeroacústica. A teoria de Lighthill não prevê região de contornos, nem mesmo ressonadores. Contudo, foi um marco na história dos estudos em aeroacústica. Mais tarde, Curle [16] implementou ao modelo os efeitos dos contornos. Howe [17] apresenta um resumo da teoria de Lighthill, referenciando o ruído gerado pela interação entre o escoamento e estruturas rígidas e elásticas.

## **2.7 Modelos Híbridos**

A utilização de duas ou mais técnicas para avaliar o comportamento acústico de filtros acústicos é utilizada com o objetivo de unir as vantagens de ambos os métodos.

Sathyanarayana & Munjal [23] propuseram uma metodologia híbrida para avaliar o comportamento acústico e o escoamento em filtros acústicos de descarga. Através da solução no domínio do tempo obtiveram o fluxo de massa, e os níveis de pressão sonora são calculados no domínio da frequência pelo método das matrizes de transferência.

---

## CAPÍTULO 3

# MODELAGEM NUMÉRICA DE FILTROS ACÚSTICOS

---

Devido ao grande desenvolvimento de computadores de alta velocidade e de grande capacidade de armazenamento de dados, a utilização de métodos numéricos para a solução de problemas complexos é, hoje, uma prática de rotina. A aceitação destas técnicas fundamenta-se na grande versatilidade, relativa simplicidade de aplicação dos métodos numéricos e aplicação para problemas de geometria complexa.

Os métodos numéricos têm como objetivo solucionar equações diferenciais, as quais não podem ser resolvidas através de uma abordagem analítica. De fato, os métodos analíticos têm a desvantagem de poderem ser aplicados somente a problemas com geometria e condições de contorno simplificadas. No entanto, os métodos analíticos podem servir para validar métodos numéricos, auxiliando no desenvolvimento de modelos mais robustos.

Os métodos numéricos praticamente não apresentam restrições quanto à geometria e condições de contorno, associado ao fato de apresentarem soluções relativamente rápidas e de baixo custo. No entanto, a confiabilidade dos resultados encontrados é um fator a ser observado, sendo de responsabilidade do analista identificar fontes de incertezas para minimizar os erros envolvidos no processo.

Destacam-se dois tipos de erros envolvidos nas soluções numéricas. O primeiro é o erro espacial gerado na discretização da malha e na utilização de funções de interpolação de baixa ordem. Uma segunda classe de erros encontra-se nas simplificações intrínsecas as equações que descrevem o fenômeno que, em alguns casos, pode não representar toda a física envolvida em uma situação real.

Neste capítulo, serão apresentados os conceitos básicos referentes aos métodos dos volumes finitos e elementos finitos utilizados na solução do problema em estudo.

---

O Método dos Volumes Finitos (MVF) é difundido para a solução de problemas que envolvem transferência de calor e fluxo de massa. Este método consegue tratar termos não-lineares nas equações diferenciais governantes com relativa facilidade. Ao montar um sistema de equações, o MVF realiza um balanço da propriedade em nível de volumes elementares.

O Método de Elementos Finitos (MEF) é amplamente utilizado na solução de problemas de elasticidade. Inicialmente este método somente era possível na solução de problemas lineares, e mais tarde foi estendido a problemas não-lineares.

### 3.1 Método dos Volumes Finitos

Pode-se obter as equações aproximadas para o método dos volumes finitos através de dois modos. O primeiro é a realização de balanços da propriedade de interesse nos volumes elementares e a segunda é, partindo da equação diferencial na forma conservativa, integrá-la sobre o volume elementar, no espaço e no tempo. As duas formas são equivalentes entre si.

As equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia são dadas por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \cdot u_j) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \cdot u_j \cdot u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + S^{u_i} \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot T) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \cdot u_j \cdot T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + S^T \quad (3.3)$$

As equações (3.1), (3.2) e (3.3) podem ser expandidas e escritas para uma propriedade genérica  $\phi$ , conforme indicado abaixo:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot u \cdot \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot v \cdot \phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \cdot w \cdot \phi) = \\ \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial z}\right) + S^\phi \end{aligned} \quad (3.4)$$

A equação da conservação da massa é representada quando  $\phi = 1$  e o termo fonte  $S^\phi = 0$ . As três equações da conservação da quantidade de movimento encontram-se quando se faz  $\phi$  igual a  $u$ ,  $v$ ,  $w$  (direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ , respectivamente), e adicionando-se os termos fontes a eles associado. A equação da energia é obtida quando  $\phi = T$  juntamente com seu termo fonte. A propriedade  $\Gamma^\phi$  representa o coeficiente de transporte por difusão da propriedade transportada em questão. A Tabela 3.1 mostra os valores de  $\phi$ ,  $\Gamma^\phi$  e  $S^\phi$ .

Tabela 3.1 – Valores de  $\phi$ ,  $\Gamma^\phi$  e  $S^\phi$ .

<b>Equação de conservação</b>	$\phi$	$\Gamma^\phi$	$S^\phi$
Massa Global	1	0	0
Quantidade de Movimento em x	$u$	$\mu$	$B_x + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{V}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu \frac{\partial w}{\partial x}\right) - \frac{\partial P}{\partial x}$
Quantidade de Movimento em y	$v$	$\mu$	$B_y + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{V}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu \frac{\partial w}{\partial y}\right) - \frac{\partial P}{\partial y}$
Quantidade de Movimento em z	$w$	$\mu$	$B_z + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{V}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial z}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial z}\right) - \frac{\partial P}{\partial z}$
Energia	T	$\frac{k}{c_p}$	$\frac{1}{c_p} \frac{DP}{Dt} + \frac{\mu}{c_p} \Phi$

Na Tabela 3.1, o termo  $\Phi$  aparecendo na equação da energia representa a dissipação viscosa e é dado por:

$$\Phi = \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + 2 \cdot \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \cdot \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \quad (3.5)$$

O fechamento do problema é obtido com a equação de estado

$$p = \rho RT \quad (3.6)$$

obtendo-se então um sistema com seis equações e seis incógnitas.

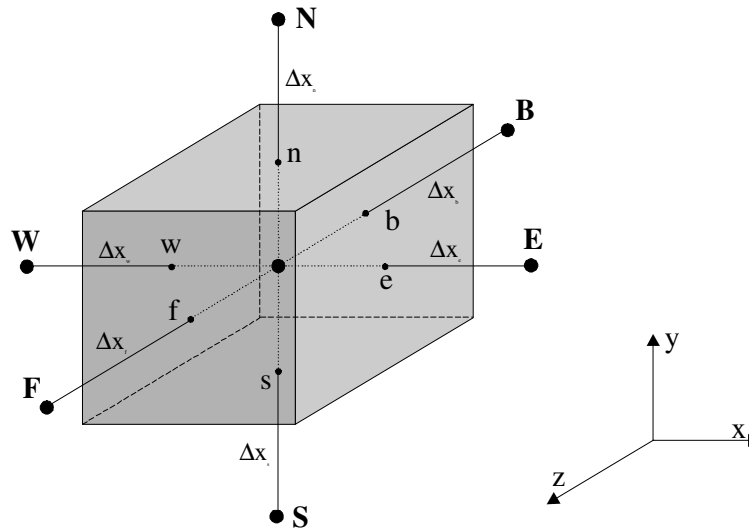


Figura 3.1 – Volume elementar.

Considerando um elemento de volume tridimensional, como mostra a Figura 3.1, e uma propriedade  $\phi$ , pode-se obter uma equação algébrica aproximada, através da integração no espaço e no tempo da Equação (3.4).

$$\begin{aligned} & \int_{V,t} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot \phi) \Delta V \Delta t + \int_{V,t} \frac{\partial}{\partial x} (\rho \cdot u \cdot \phi) \Delta V \Delta t + \int_{V,t} \frac{\partial}{\partial y} (\rho \cdot v \cdot \phi) \Delta V \Delta t + \\ & + \int_{V,t} \frac{\partial}{\partial z} (\rho \cdot w \cdot \phi) \Delta V \Delta t = \int_{V,t} \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \Delta V \Delta t + \int_{V,t} \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \Delta V \Delta t + \\ & + \int_{V,t} \frac{\partial}{\partial z} \left( \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \Delta V \Delta t + \int_{V,t} S^\phi \Delta V dt \end{aligned} \quad (3.7)$$

Desta forma, chega-se à seguinte equação:

$$\begin{aligned} \frac{M_p \phi_p - M_p^0 \phi_p^0}{\Delta t} + \dot{M}_e \phi_e^\theta - \dot{M}_w \phi_w^\theta + \dot{M}_n \phi_n^\theta - \dot{M}_s \phi_s^\theta + \dot{M}_f \phi_f^\theta - \dot{M}_b \phi_b^\theta = \\ D_1 \left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_e^\theta - D_1 \left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_w^\theta + D_2 \left. \frac{\partial \phi}{\partial y} \right|_n^\theta - D_2 \left. \frac{\partial \phi}{\partial y} \right|_s^\theta + D_3 \left. \frac{\partial \phi}{\partial z} \right|_f^\theta - D_3 \left. \frac{\partial \phi}{\partial z} \right|_b^\theta + L[S^\phi]^\theta \end{aligned} \quad (3.8)$$

O termo  $L[S^\phi]^\theta$  representa a linearização do termo fonte [19]. Os demais termos estão apresentados abaixo.

$$M_p = \rho \Delta x \Delta y \Delta z|_p \quad ; \quad M_p^0 = \rho \Delta x \Delta y \Delta z|_p^0 \quad (3.9)$$

$$\dot{M}_e = \rho u \Delta y \Delta z|_e \quad ; \quad \dot{M}_w = \rho u \Delta y \Delta z|_w \quad (3.10)$$

$$\dot{M}_n = \rho v \Delta x \Delta z|_n \quad ; \quad \dot{M}_s = \rho v \Delta x \Delta z|_s \quad (3.11)$$

$$\dot{M}_f = \rho w \Delta x \Delta y|_f \quad ; \quad \dot{M}_b = \rho w \Delta x \Delta y|_b \quad (3.12)$$

$$D_{1e} = \Gamma^\phi \Delta y \Delta z|_e \quad ; \quad D_{1w} = \Gamma^\phi \Delta y \Delta z|_w \quad (3.13)$$

$$D_{2n} = \Gamma^\phi \Delta x \Delta z|_n \quad ; \quad D_{2s} = \Gamma^\phi \Delta x \Delta z|_s \quad (3.14)$$

$$D_{3f} = \Gamma^\phi \Delta x \Delta y|_f \quad ; \quad D_{3b} = \Gamma^\phi \Delta x \Delta y|_b \quad (3.15)$$

O sobrescrito indica que a variável sendo integrada é avaliada entre os instantes  $t$  e  $t+\Delta t$ , o que origina as formulações implícita ( $\theta = 1$ ) e explícita ( $\theta = 0$ ). A função de interpolação no tempo é dada por:

$$\phi^\theta = \theta \phi + (1 + \theta) \phi^0 \quad (3.16)$$

Os termos com índices minúsculos são avaliados na interface do elemento de volume, e podem ser ponderados empregando as seguintes funções de interpolação:

$$\phi_e = \left(\frac{1}{2} + \alpha_e\right)\phi_P + \left(\frac{1}{2} - \alpha_e\right)\phi_E \quad (3.17)$$

$$\phi_w = \left(\frac{1}{2} + \alpha_w\right)\phi_W + \left(\frac{1}{2} - \alpha_w\right)\phi_P \quad (3.18)$$

$$\phi_n = \left(\frac{1}{2} + \alpha_n\right)\phi_P + \left(\frac{1}{2} - \alpha_n\right)\phi_N \quad (3.19)$$

$$\phi_s = \left(\frac{1}{2} + \alpha_s\right)\phi_S + \left(\frac{1}{2} - \alpha_s\right)\phi_P \quad (3.20)$$

$$\phi_f = \left(\frac{1}{2} + \alpha_f\right)\phi_P + \left(\frac{1}{2} - \alpha_f\right)\phi_F \quad (3.21)$$

$$\phi_b = \left(\frac{1}{2} + \alpha_b\right)\phi_B + \left(\frac{1}{2} - \alpha_b\right)\phi_P \quad (3.22)$$

$$\Gamma_e^\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_e = \beta_e \Gamma_e^\phi \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta x_e}\right) \quad (3.23)$$

$$\Gamma_w^\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_w = \beta_w \Gamma_w^\phi \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta x_w}\right) \quad (3.24)$$

$$\Gamma_n^\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial y}\right)_n = \beta_n \Gamma_n^\phi \left(\frac{\phi_N - \phi_P}{\Delta y_n}\right) \quad (3.25)$$

$$\Gamma_s^\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial y}\right)_s = \beta_s \Gamma_s^\phi \left(\frac{\phi_P - \phi_S}{\Delta y_s}\right) \quad (3.26)$$

$$\Gamma_f^\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial z}\right)_f = \beta_f \Gamma_f^\phi \left(\frac{\phi_F - \phi_P}{\Delta z_f}\right) \quad (3.27)$$



$$\Gamma_b^\theta \left( \frac{\partial \phi}{\partial z} \right)_b = \beta_b \Gamma_b^\theta \left( \frac{\phi_P - \phi_B}{\Delta z_b} \right) \quad (3.28)$$

Os coeficientes  $\alpha$  e  $\beta$  são definidos de acordo com o esquema de interpolação a ser adotado. Substituindo os valores dos termos convectivos e difusivos descritos acima na Equação (3.8), obtém-se:

$$\begin{aligned} & \frac{M_P \phi_P}{\Delta t} + \phi_P^\theta \left[ \dot{M}_e \left( \frac{1}{2} + \alpha_e \right) - \dot{M}_w \left( \frac{1}{2} - \alpha_w \right) + \dot{M}_n \left( \frac{1}{2} + \alpha_n \right) - \dot{M}_s \left( \frac{1}{2} - \alpha_s \right) + \right. \\ & + \dot{M}_f \left( \frac{1}{2} + \alpha_f \right) - \dot{M}_b \left( \frac{1}{2} - \alpha_b \right) - S_P \Delta V + \left. \frac{D_1 \beta}{\Delta x} \Big|_e + \frac{D_1 \beta}{\Delta x} \Big|_w + \frac{D_2 \beta}{\Delta y} \Big|_n + \frac{D_2 \beta}{\Delta y} \Big|_s + \right. \\ & + \left. \frac{D_3 \beta}{\Delta z} \Big|_f + \frac{D_3 \beta}{\Delta z} \Big|_b \right] = \phi_E^\theta \left[ - \left( \frac{1}{2} - \alpha_e \right) \dot{M}_e + \frac{D_1 \beta}{\Delta x} \Big|_e \right] + \phi_W^\theta \left[ \left( \frac{1}{2} + \alpha_w \right) \dot{M}_w + \frac{D_1 \beta}{\Delta x} \Big|_w \right] + \quad (3.29) \\ & + \phi_N^\theta \left[ - \left( \frac{1}{2} - \alpha_n \right) \dot{M}_n + \frac{D_2 \beta}{\Delta y} \Big|_n \right] + \phi_S^\theta \left[ \left( \frac{1}{2} + \alpha_s \right) \dot{M}_s + \frac{D_2 \beta}{\Delta y} \Big|_s \right] + \\ & + \phi_F^\theta \left[ - \left( \frac{1}{2} - \alpha_f \right) \dot{M}_f + \frac{D_3 \beta}{\Delta z} \Big|_f \right] + \phi_B^\theta \left[ \left( \frac{1}{2} + \alpha_b \right) \dot{M}_b + \frac{D_3 \beta}{\Delta z} \Big|_b \right] + \frac{M_P^0 \phi_P^0}{\Delta t} + S_C \Delta V \end{aligned}$$

Os coeficientes  $S_P$  e  $S_C$  surgem a partir da linearização do termo fonte [19]. Pode-se, então, manipular a Equação (3.29), obtendo-se:

$$\frac{M_P}{\Delta t} \phi_P + A_P^* \phi_P^\theta = A_e \phi_E^\theta + A_w \phi_W^\theta + A_n \phi_N^\theta + A_s \phi_S^\theta + A_f \phi_F^\theta + A_b \phi_B^\theta + \frac{M_P^0}{\Delta t} \phi_P^0 + S_C \Delta V \quad (3.30)$$

onde:

$$A_P^* = A_e + A_w + A_n + A_s + A_f + A_b - S_P \Delta V - \frac{M_P}{\Delta t} + \frac{M_P^0}{\Delta t} \quad (3.31)$$

$$A_e = - \left( \frac{1}{2} - \alpha_e \right) \dot{M}_e + \frac{D_1 \beta}{\Delta x} \Big|_e \quad (3.32)$$

$$A_w = \left( \frac{1}{2} + \alpha_w \right) \dot{M}_w + \frac{D_1 \beta}{\Delta x} \Big|_w \quad (3.33)$$

$$A_n = -\left(\frac{1}{2} - \alpha_n\right)\dot{M}_n + \frac{D_2\beta}{\Delta y}\bigg|_n \quad (3.34)$$

$$A_s = \left(\frac{1}{2} + \alpha_s\right)\dot{M}_s + \frac{D_2\beta}{\Delta y}\bigg|_s \quad (3.35)$$

$$A_f = -\left(\frac{1}{2} - \alpha_f\right)\dot{M}_f + \frac{D_3\beta}{\Delta z}\bigg|_f \quad (3.36)$$

$$A_b = \left(\frac{1}{2} + \alpha_b\right)\dot{M}_b + \frac{D_3\beta}{\Delta z}\bigg|_b \quad (3.37)$$

## 3.2 Modelos Para o Escoamento

Neste item serão abordados os diversos modelos físicos utilizados na solução dos problemas. Os modelos foram usados a partir do código computacional comercial **FLUENT 6.0** [27], amplamente empregado na solução de problemas que envolvam escoamento e transferência de calor.

### 3.2.1 Escoamento Incompressível

Em alguns casos a modelagem pode ser simplificada através da utilização da formulação de escoamento incompressível. Esta formulação é comumente utilizada para escoamentos de líquidos, uma vez que os mesmos não apresentam variação significativa de sua massa específica.

Os escoamentos de gases com transferência de calor desprezível também podem ser considerados incompressíveis, desde que as velocidades sejam pequenas quando comparadas com a velocidade do som. A razão adimensional entre estas duas grandezas é denominada número de Mach e definida por:

$$M = \frac{V}{c} \quad (3.38)$$

sendo  $V$  a velocidade local do escoamento e  $c$  a velocidade do som no meio. Para escoamentos com  $M < 0,3$ , pode-se considerar o escoamento como incompressível. As equações utilizadas no modelo incompressível estão escritas abaixo.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(u_j) = 0 \quad (3.39)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial t}(u_i) + \rho \frac{\partial}{\partial x_j}(u_j \cdot u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + S^{u_i} \quad (3.40)$$

### 3.2.2 Escoamento Compressível

Para escoamentos que apresentam variações significativas na massa específica, deve-se adotar uma formulação que considere tais variações no espaço e no tempo (em se tratando de escoamentos transientes).

A compressibilidade torna-se importante para escoamentos que apresentam altas velocidades ( $M > 0,3$ ) ou que sofram variações elevadas de temperatura. Amplas variações de velocidade acarretam grandes variações de pressão, o que no caso de gases levam a alterações significativas da massa específica e da temperatura. Uma vez adotado este modelo, é necessário incorporar ao sistema de equações as equações da energia, Equação (3.3), e de estado, Equação (3.6).

### 3.2.3 Escoamento Invíscido

Todos os fluidos reais apresentam viscosidade. Entretanto, em muitos casos torna-se razoável desprezar os efeitos de viscosidade no intuito de reduzir o custo computacional. Além disso, a análise torna-se mais simples, uma vez que os efeitos de dissipação causados pelo atrito viscoso estão ausentes, não se manifestando também os efeitos de turbulência.

Efeitos aerodinâmicos podem ser avaliados através deste modelo para estimar as forças que atuam sob o corpo, seguido de uma análise mais detalhada, que considere os efeitos viscosos. Escoamentos invíscidos podem ser utilizados também para obter uma solução inicial em problemas complexos, tanto de ordem física como geométrica, contribuindo na convergência do procedimento iterativo no uso posterior do modelo completo.

As equações utilizadas neste modelo são obtidas tornando a viscosidade nula. Na equação da energia o termo fonte deixa de incorporar a parcela relativa à dissipação viscosa. As equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia usadas na formulação invíscida estão escritas abaixo.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \cdot u_j) = 0 \quad (3.41)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \cdot u_j \cdot u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + B_i \quad (3.42)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot T) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \cdot u_j \cdot T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + S^T \quad (3.43)$$

A ausência de termos de difusão nas equações governantes pode ocasionar problemas numéricos de instabilidade numérica no procedimento iterativo. Portanto é comum o uso de fatores de sub-relaxação [19] para a obtenção da solução.

### 3.2.4 Escoamento Turbulento

A maioria dos escoamentos encontrados na natureza possui características turbulentas. Desta forma, é preciso compreender os mecanismos físicos que governam este tipo de fenômeno. O regime turbulento é predominante nos escoamentos, uma vez que perturbações injetadas nos escoamentos são naturalmente amplificadas, gerando instabilidades que os conduzem a transição. Estas instabilidades são dependentes do tempo e da posição no espaço. Conseqüentemente, todo escoamento turbulento é transiente e tridimensional.

Costumam-se utilizar ferramentas estatísticas para análise de escoamentos turbulentos completamente estabelecidos. Contudo, os resultados não permitem o acesso às informações mais importantes dos mecanismos físicos dos escoamentos, especialmente no que se refere às instabilidades.

Por outro lado, técnicas de médias não são suficientes para se entender o comportamento intermitente desses escoamentos. Técnicas modernas de simulação numérica, nas quais parte das estruturas turbulentas é resolvida, têm sido desenvolvidas e utilizadas na última década e se tornaram ferramentas complementares das técnicas experimentais para a análise da turbulência em fluidos.

Através de observações experimentais e de simulações numéricas detalhadas conclui-se que a turbulência aumenta em muito o poder de difusão de um escoamento. Assim, a difusão de massa, energia e quantidade de movimento é muito mais efetiva em escoamentos deste tipo do que em escoamentos laminares.

No regime turbulento as tensões cisalhantes são intensificadas, aumentando o efeito de dissipação viscosa. Assim, boa parte da energia cinética é transformada em energia térmica. Conseqüentemente, o regime turbulento necessita de fornecimento contínuo de energia para a sua manutenção.

Outra característica importante é a multiplicidade das escalas da turbulência, desde as maiores estruturas de baixas frequências, controladas pela geometria, até as menores escalas com maiores frequências, controladas pela viscosidade do fluido.

A solução de todo o espectro de turbulência, desde as maiores até as menores escalas, é teoricamente possível através de técnicas de simulação numérica direta (SND – Simulação Numérica Direta). Entretanto, SND é praticamente inviável em problemas de engenharia devido ao alto custo computacional exigido. Isto porque para que se resolvam todas as escalas de turbulência a malha deve ser extremamente refinada para captar as menores escalas, e a discretização temporal suficientemente pequena para que se consiga descrever o movimento destas.

O conceito de Simulação de Grandes Escalas (SGE) está situado entre as técnicas de média e de simulação direta. A SGE propõe-se a resolver diretamente as maiores escalas, enquanto as escalas menores são modeladas. As razões principais para utilização deste método são resumidas a seguir:

- Movimento, massa, energia e outras propriedades escalares são em grande parte transportadas pelas grandes escalas.
- As grandes escalas são mais dependentes do problema e, assim, fortemente influenciadas pela geometria e condições de contorno do escoamento.
- As pequenas escalas são menos dependentes da geometria, tendendo a comportamentos mais isotrópicos e, conseqüentemente, mais universais. A possibilidade de encontrar um modelo universal é maior quando somente as pequenas escalas são modeladas.

Resolvendo as maiores escalas e simulando as menores, o refino de malha e tempo de processamento requeridos são muito menores que o exigido pela SND. Mesmo assim, para que se consigam bons resultados, a malha e a discretização temporal devem ser refinadas a ponto de representarem as escalas de interesse.

As equações empregadas na SGE são obtidas através da filtragem das equações de Navier-Stokes no espaço de Fourier ou na configuração espacial. As escalas que apresentarem tamanhos menores que o refino de malha são modeladas, e as maiores são resolvidas.

A variável filtrada  $\bar{\phi}(x)$  é definida por:

$$\bar{\phi}(x) = \int_D \phi(x') G(x, x') dx' \quad (3.44)$$

onde  $D$  é o domínio e  $G$  é a função filtro que determina a escala a ser resolvida. A própria discretização espacial implicitamente fornece a operação filtro:

$$\bar{\phi}(x) = \frac{1}{V} \int_V \phi(x') dx', \quad x' \in V \quad (3.45)$$

onde  $V$  é o volume de uma célula computacional. A função filtro é definida por:

$$G(x, x') = \begin{cases} \frac{1}{V}, & x' \in V \\ 0, & x' \text{ caso contrário} \end{cases} \quad (3.46)$$

Filtrando as equações de Navier-Stokes tem-se:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \cdot \bar{u}_j) = 0 \quad (3.47)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \cdot \bar{u}_j \cdot \bar{u}_i) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} \quad (3.48)$$

onde  $\tau_{ij}$  é o tensor cisalhante, dado por:

$$\tau_{ij} \equiv \overline{\rho u_i u_j} - \bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j \quad (3.49)$$

Para solução completa do problema é preciso aplicar um modelo de sub-malha resultante da operação de filtro das equações. Grande parte dos modelos usados atualmente são modelos de escala de viscosidade, apresentado da seguinte forma:

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} = -2\mu_t \bar{S}_{ij} \quad (3.50)$$

onde  $\mu_t$  é a viscosidade turbulenta de sub-malha, e  $\bar{S}_{ij}$  o tensor tensão definido por:

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.51)$$

O **FLUENT 6.0** apresenta dois modelos para representação da viscosidade turbulenta de sub-malha  $\mu_t$ , o modelo de Smagorinsky-Lilly e o modelo de renormalização RNG [21].

### 3.3 Método dos Elementos Finitos

O método de elementos finitos foi originalmente desenvolvido no contexto da análise estrutural para aplicações aeronáuticas, na década de 1950. Seus fundamentos teóricos foram estabelecidos nas décadas de 1960 e 1970. Posteriormente, foi aplicado também, com sucesso, em problemas não estruturais, como em aproximação de escoamento de fluidos.

Este método apresenta flexibilidade para modelagens de geometrias complexas, permitindo a análise de diferentes tipos de materiais, com propriedades variáveis e representação de condições de contorno que melhor reproduzem o problema.

O processo de discretização por elementos finitos reduz o problema a um número finito de incógnitas, através da divisão do domínio de soluções em elementos. Dessa forma, o grau de precisão dos resultados está intimamente ligado ao grau de refinamento da malha computacional.

Os principais procedimentos realizados por uma análise deste tipo são:

- dividir o domínio em elementos finitos. Estes elementos possuem a variável de interesse. Por sua vez, cada nó pode ter uma, ou mais variáveis;
- identificar as propriedades de cada elemento;
- reunir as propriedades dos elementos a fim de criar a matriz de elementos finitos de toda a estrutura;
- aplicar as condições de contorno e carregamentos;
- resolver simultaneamente as equações algébricas lineares determinando os deslocamentos;
- avaliar as respostas ligadas aos elementos a partir da solução dos nós.

As simulações por método dos elementos finitos foram realizadas utilizando o *software* comercial **MSC PATRAN/NASTRAN 2001 r2a** [26]. O método da superposição modal foi utilizado para encontrar a solução do problema devido ao seu tempo de processamento ser menor quando comparado ao método direto. O item 3.3.1 apresenta o método de decomposição modal, base para a teoria da superposição modal.

A solução do problema é obtida através da resolução da equação:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (3.52)$$

onde  $[M]$  é a matriz de massa,  $[C]$  a matriz amortecimento,  $[K]$  a matriz rigidez,  $\{x\}$  o vetor deslocamento e  $\{F\}$  o vetor força.



### 3.3.1 Modelo Modal Não-Amortecido

Considerando o sistema genérico não amortecido sem forças de excitação:

$$[M]\{\ddot{p}\} + [K]\{p\} = 0 \quad (3.53)$$

sendo

$$\begin{aligned} \{p(t)\} &= \{P\} \cdot e^{i\omega t} \\ \{\ddot{p}(t)\} &= -\omega^2 \cdot \{P\} \cdot e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (3.54)$$

O sistema pode ser expresso no domínio da frequência, na forma

$$([K] - \omega^2 \cdot [M])\{P\} = 0 \quad (3.55)$$

São encontradas soluções não-triviais quando

$$|[K] - \omega^2 \cdot [M]| = 0 \quad (3.56)$$

Obtém-se, assim, um polinômio de grau  $2N$ , que possuem  $N$  raízes na forma  $\bar{\omega}^2$ , que fornecem as frequências naturais (autovalores) do sistema. Aplicando o valor da frequência de ressonância para o  $r$ -ésimo modo ( $\bar{\omega}_r^2$ ), encontra-se o autovetor  $\{\psi_r\}$ , correspondente ao modo. O autovetor expressa a distribuição das ondas de pressão.

Encontram-se, assim, as matrizes:

$$\begin{bmatrix} \bar{\omega}_1^2 & 0 & \dots & \dots & 0 \\ 0 & \ddots & & & \vdots \\ \vdots & & \bar{\omega}_r^2 & & \vdots \\ \vdots & & & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & \dots & 0 & \bar{\omega}_N^2 \end{bmatrix} \quad (3.57)$$

$$[\Psi] = \begin{bmatrix} | & | & & | \\ \psi_1 & \psi_2 & \dots & \psi_N \\ | & | & & | \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ | & | & & | \\ \psi_1 & \psi_2 & \dots & \psi_N \\ | & | & & | \end{bmatrix} \quad (3.58)$$

Considerando o r-ésimo modo ( $\bar{\omega}_r^2$  e  $\psi_r$ ), tem-se

$$\{\psi_r\}^T [M] \{\psi_r\} = m_r \quad (3.59)$$

$$\{\psi_r\}^T [K] \{\psi_r\} = k_r \quad (3.60)$$

onde os termos  $m_r$  e  $k_r$  são as “massa” e “rigidez” generalizadas, respectivamente.

Assim, partindo-se da Equação (3.55), pós multiplicando-a por  $\{\psi_r\}$  e pré multiplicando-a por  $\{\psi_r\}^T$  chega-se à seguinte expressão:

$$\bar{\omega}_r^2 = \frac{k_r}{m_r} \quad (3.61)$$

Nota-se que  $k_r$  e  $m_r$  podem ter vários valores, porém sua razão é fixa.

Pode-se provar que, se  $r \neq s$ :

$$\{\psi_r\}^T [M] \{\psi_s\} = 0 \quad (3.62)$$

$$\{\psi_r\}^T [K] \{\psi_s\} = 0 \quad (3.63)$$

A ortogonalidade acima implica que:

$$[\Psi_r]^T [M] [\Psi_r] = [m_r] \quad (3.64)$$

$$[\Psi_r]^T [K] [\Psi_r] = [k_r] \quad (3.65)$$

Costuma-se fazer a normalização pela matriz de massa ( $[\Phi_r] = [\Psi_r] [m_r^{-1/2}]$ ):

$$[\Phi_r]^T [M] [\Phi_r] = [I] \quad (3.66)$$

$$[\Phi_r]^T [K][\Phi_r] = [\bar{\omega}_r^2] \quad (3.67)$$

### 3.3.2 Modelo Acústico

A solução de um problema acústico pelo método dos elementos finitos é muito similar à solução para o modelo estrutural dinâmico. O método encarrega-se de resolver a Equação de Helmholtz. Esta, por sua vez, é obtida a partir das equações da continuidade, de Euler e da equação de estado, escritas abaixo.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \bar{\nabla} \cdot (\rho \bar{u}) + \rho Q = 0 \quad (3.68)$$

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \cdot (\bar{\nabla} \bar{u}) \right) = \rho \bar{F} - \bar{\nabla} p \quad (3.69)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} \equiv \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3.70)$$

onde  $\rho$  é a densidade do fluido,  $\bar{u}$  o vetor velocidade de partícula,  $p$  a pressão,  $\bar{F}$  uma força por unidade de volume imposta ao fluido,  $c$  a velocidade do som,  $\bar{\nabla}$  o operador gradiente e  $Q$  representa uma variação volumétrica por unidade de tempo.

Substituindo a Equação (3.70) em (3.68) e derivando a nova expressão em relação ao tempo, e admitindo o fluido como incompressível, tem-se:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + \rho \frac{\partial (\bar{\nabla} \cdot \bar{u})}{\partial t} + \rho \frac{\partial Q}{\partial t} = 0 \quad (3.71)$$

Aplicando o operador  $\bar{\nabla}$  na Equação (3.69), chega-se:

$$\rho \left( \frac{\partial (\bar{\nabla} \cdot \bar{u})}{\partial t} + \bar{\nabla} \cdot (\bar{u} \cdot (\bar{\nabla} \bar{u})) \right) = \rho (\bar{\nabla} \cdot \bar{F}) - \nabla^2 p \quad (3.72)$$

Pode-se suprimir o segundo termo do membro à esquerda, isto por ser ele de ordem superior e desprezível quando os efeitos de viscosidade são desconsiderados, no qual se enquadra esta demonstração. Desta forma, tem-se:

$$\rho \frac{\partial(\vec{\nabla} \cdot \vec{u})}{\partial t} = \rho(\vec{\nabla} \cdot \vec{F}) - \nabla^2 p \quad (3.73)$$

Substituindo a Equação (3.73) em (3.71), obtém-se a equação da onda não-homogênea linearizada ((3.74).

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \rho(\vec{\nabla} \cdot \vec{F}) + \rho \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (3.74)$$

A velocidade do som  $c$  pode ser substituída pelo módulo de compressibilidade  $B$  que, por sua vez, estabelece uma relação entre a pressão acústica e a variação de volume do fluido por unidade do mesmo. É definido por:

$$c^2 = \frac{B}{\rho} \quad (3.75)$$

Por fim, a Equação (3.74) pode ser reescrita como:

$$\frac{1}{\rho} \nabla^2 p - \frac{1}{B} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = (\vec{\nabla} \cdot \vec{F}) + \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (3.76)$$

Admitindo-se, a seguir, que a pressão  $p$  comporta-se como uma onda monocromática, isto é, sua dependência no tempo está relacionada a uma única frequência  $\omega$ , pode-se representar a pressão como sendo:

$$p = P e^{j\omega t} \quad (3.77)$$

onde:

$P$  é amplitude da onda de pressão.

$$j = \sqrt{-1}$$

$$\omega = 2\pi f$$

$f$  é a frequência de oscilação da pressão.

A Equação (3.74) pode ser reescrita, considerando-a homogênea, obtendo-se, assim, a denominada Equação de Helmholtz.

$$\nabla^2 P + k^2 \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = 0 \quad (3.78)$$

sendo  $k = \frac{\omega}{c}$ , definida como número de onda.

### 3.3.3 Discretização da Equação da Onda

O operador divergente e gradiente são, respectivamente, definidos da seguinte forma:

$$\nabla \cdot ( ) = \{L\}^T = \left[ \frac{\partial}{\partial x} \quad \frac{\partial}{\partial y} \quad \frac{\partial}{\partial z} \right] \quad (3.79)$$

$$\nabla ( ) = \{L\} \quad (3.80)$$

A Equação (3.74), na sua forma homogênea, pode ser reescrita na forma

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \{L\}^T (\{L\}P) = 0 \quad (3.81)$$

Multiplicando a Equação (3.81) por uma variação virtual da pressão e integrando sobre todo o domínio do volume com algumas manipulações, obtém-se a matriz de elementos discretizada.

$$\int_{Vol} \frac{1}{c^2} \delta p \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} dVol + \int_{Vol} (\{L\}^T \delta p) (\{L\}p) dVol = \int_S \{n\} \delta p (\{L\}p) dS \quad (3.82)$$

onde,  $Vol$  é o volume do domínio,  $\delta p$  a variação virtual da pressão,  $S$  a superfície onde a derivada da pressão normal é aplicada (condição de contorno) e  $\{\bar{n}\}$  o vetor unitário normal à superfície  $S$ .

No caso de interação fluido-estrutura, a superfície  $S$  é tratada com uma interface. Pode-se relacionar a pressão sonora na parede com a aceleração na estrutura através da seguinte relação:

$$\{\bar{n}\} \cdot \{\bar{\nabla} p\} = -\rho \{\bar{n}\} \cdot \frac{\partial^2 \{\bar{U}\}}{\partial t^2} \quad (3.83)$$

onde  $\{\bar{U}\}$  é o vetor deslocamento da estrutura na interface.

Expressando a Equação (3.83) em notação matricial, tem-se:

$$\{\bar{n}\}^T (\{L\}p) = -\rho \{\bar{n}\}^T \cdot \left( \frac{\partial^2 \{\bar{U}\}}{\partial t^2} \right) \quad (3.84)$$

Substituindo a Equação (3.84) em (3.82), obtêm-se:

$$\int_{Vol} \frac{1}{c^2} \delta p \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} dVol + \int_{Vol} (\{L\}^T \delta p) (\{L\}p) dVol = - \int_S \rho \delta p \{\bar{n}\}^T \left( \frac{\partial^2 \{\bar{U}\}}{\partial t^2} \right) dS \quad (3.85)$$

Desta forma, à equação da onda foi aplicada o princípio dos trabalhos virtuais, Equação (3.85), e está pronta para ser discretizada através do Método dos Elementos Finitos.

### 3.3.4 Determinação das Matrizes de Elementos Finitos

A Equação (3.85) contém a pressão  $p$  e as componente dos deslocamentos estruturais  $u$ ,  $v$  e  $w$  como variáveis a serem resolvidas. A aproximação por elementos finitos, das funções de forma para a variação espacial da pressão e das componentes do deslocamento são dadas por

$$p = \{N\}^T \{p_e\} \quad (3.86)$$

$$\bar{U} = \{N'\}^T \{\bar{U}_e\} \quad (3.87)$$

onde

$\{N\}$  é a função de forma da pressão para os elementos.

$\{N'\}$  é a função de forma dos deslocamentos para os elementos.

$\{p_e\}$  é o vetor pressão para os elementos.

$\{\bar{U}_e\} = \{u_e\}, \{v_e\}, \{w_e\}$  são as componentes do deslocamento para o elemento.

Aplicando a segunda derivada em função do tempo às equações (3.86), (3.87) e à variação da pressão virtual, pode-se escrever:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \{N\}^T \{\ddot{p}_e\} \quad (3.88)$$

$$\frac{\partial^2 \{\bar{U}\}}{\partial t^2} = \{N'\}^T \{\ddot{\bar{U}}_e\} \quad (3.89)$$

$$\delta p = \{N\}^T \{\delta p_e\} \quad (3.90)$$

Aplicando o operador  $\{L\}$  às funções de forma do elemento, define-se:

$$[B] = \{L\}\{N\}^T \quad (3.91)$$

Substituindo as equações (3.86) a (3.91) na Equação (3.85), tem-se:

$$\int_{Vol} \frac{1}{c^2} \{\delta p_e\}^T \{N\} \{N\}^T dVol \{\ddot{p}_e\} + \int_{Vol} \{\delta p_e\}^T \{B\}^T \{B\} dVol \{p_e\} + \int_S \rho \{\delta p_e\}^T \{N\} \{\bar{n}\}^T \{N'\}^T dS \{\ddot{\bar{U}}_e\} = \{0\} \quad (3.92)$$

Termos que não variam nos elementos devem ser retirados da integral.  $\{\delta P_e\}$  é uma variação de pressão virtual, que pode ser fatorada na equação. Como o termo  $\{\delta P_e\}$  é um valor qualquer diferente de zero, obtêm-se

$$\frac{1}{c^2} \int_{Vol} \{N\}\{N\}^T dVol \{\ddot{p}_e\} + \int_{Vol} \{B\}^T \{B\} dVol \{p_e\} + \rho \int_S \{N\}\{\bar{n}\}^T \{N'\}^T dS \{\ddot{U}_e\} = \{0\} \quad (3.93)$$

Finalmente, a Equação (3.93) pode ser reescrita na forma matricial como

$$[M_e^P] \{\ddot{p}_e\} + [K_e^P] \{p_e\} + \rho [R_e] \{\ddot{U}_e\} = \{0\} \quad (3.94)$$

onde:

$$[M_e^P] = \frac{1}{c^2} \int_{Vol} \{N\}\{N\}^T dVol \quad (3.95)$$

$$[K_e^P] = \int_{Vol} \{B\}^T \{B\} dVol \quad (3.96)$$

$$\rho [R_e] = \rho \int_S \{N\}\{\bar{n}\}^T \{N'\}^T dS \quad (3.97)$$

As Equações (3.95), (3.96) e (3.97) representam, respectivamente, as matrizes massa, rigidez e massa acoplada (interface fluido-estrutura). Depois de montadas estas matrizes, elas são utilizadas em um dos diversos métodos de solução do sistema equação, sendo que para o problema em estudo utilizou-se o Modelo Modal para resolução.



---

# CAPÍTULO 4

## ANÁLISE NUMÉRICA

---

Neste capítulo serão apresentados os resultados dos modelos numéricos obtidos através do Método dos Volumes Finitos (MVF) e Método dos Elementos Finitos (MEF). O MVF foi usado para resolver o problema do escoamento através do filtro acústico. Diversos modelos e condições de contorno foram utilizados com o objetivo de avaliar a forma mais consistente para a abordagem do problema. Coube ao MEF resolver o problema de acústica linear sem que fosse considerada a geração de ruído procedente da turbulência causada pela passagem de ar através do filtro.

Os resultados pelo MVF foram obtidos através da utilização do código computacional comercial **FLUENT 6.0**, enquanto que para o MEF foi utilizado o código também comercial **PATRAN/NASTRAN 2001 r2a**.

### 4.1 Simulação Por Elementos Finitos

O método dos elementos finitos é muito utilizado para descrever o comportamento acústico linear de sistemas com geometrias complexas, difícil de ser obtida por métodos analíticos convencionais. Em aplicações deste tipo, costuma obedecer à razão de seis elementos a cada meio comprimento de onda, minimizando os erros associados à discretização do domínio.

O ar foi utilizado como fluido acústico, com densidade de  $1,18 \text{ kg/m}^3$  e velocidade do som de 340 m/s.

A Figura 4.1 mostra os elementos sólidos pentaédricos de 15 nós e hexaédricos de 20 nós. Para o problema em questão, utilizou-se elementos pentaédricos de 6 nós e hexaédricos de 8 nós. Estes se diferenciam dos mostrados na figura somente por não apresentarem os nós

---

encontrados no meio das arestas. No modelo acústico, por Elementos Finitos, cada nó apresenta somente um grau de liberdade, a pressão sonora.

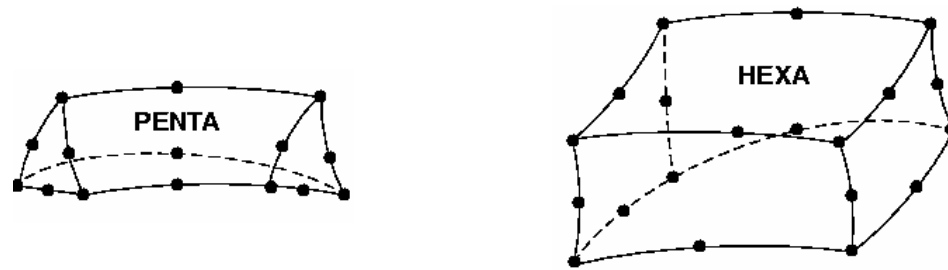


Figura 4.1 – Elementos sólidos pentaédricos de 15 nós e hexaédricos de 20 nós.

Três casos foram simulados através do método dos elementos finitos. O primeiro possui geometria conforme mostrada na Figura 4.2, ou seja, modelou-se o *muffler* e toda a cavidade externa. As condições de contorno impostas foram de pressão unitária em todo o domínio da frequência na extremidade do tubo 2 e pressão nula na extremidade da cavidade. A Figura 4.3 mostra o detalhe da malha de elementos finitos para o *muffler* e a cavidade.

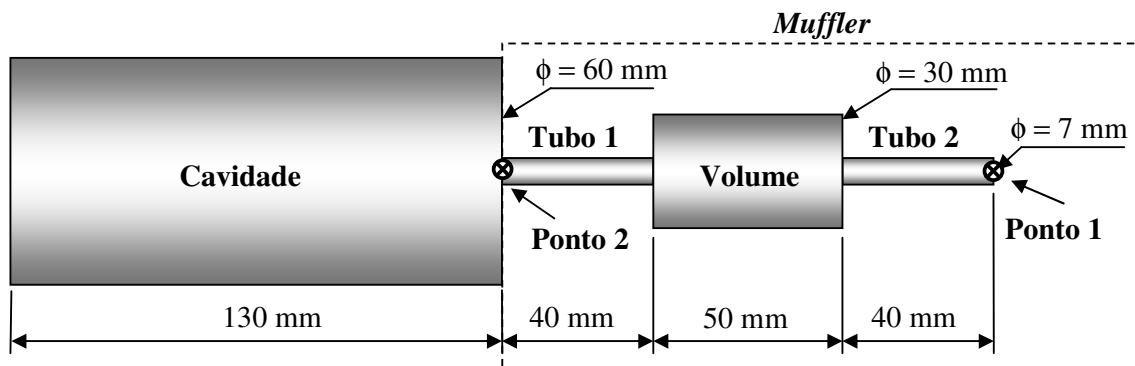


Figura 4.2 – Geometria do problema.

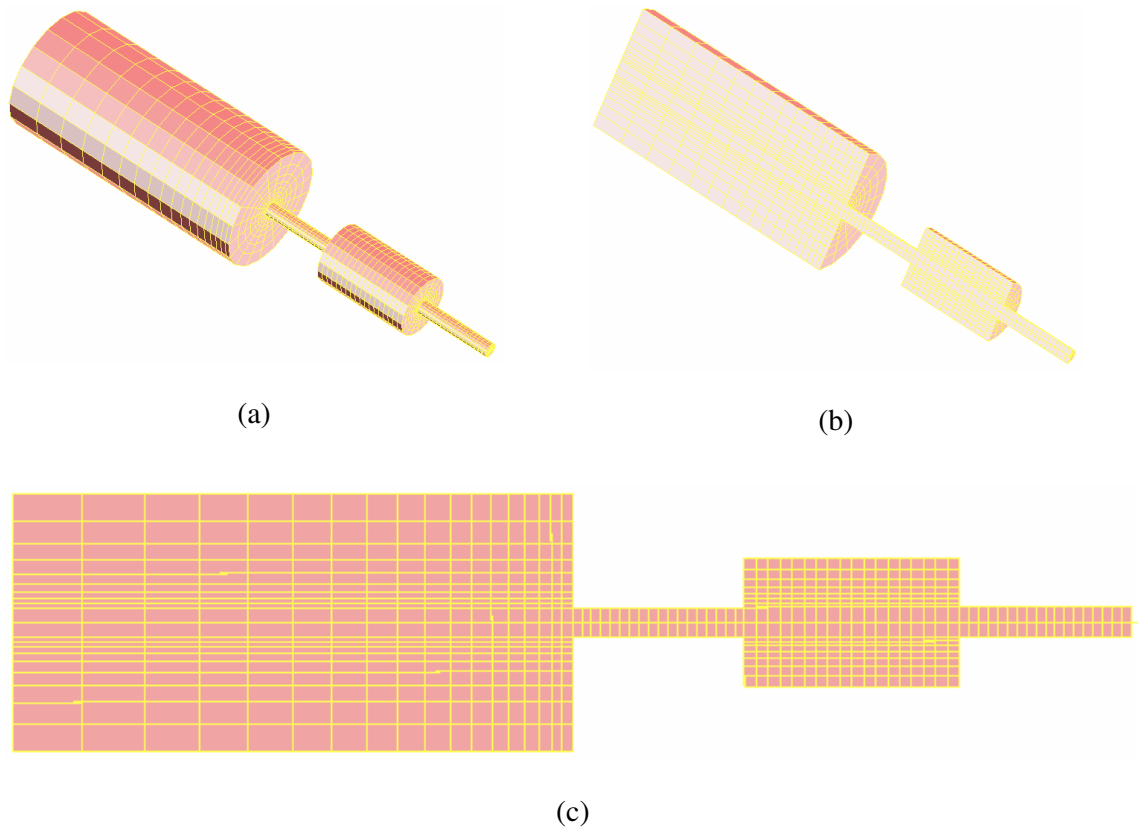


Figura 4.3 – Malha de elementos finitos com a cavidade externa (a) Malha 3D; (b) Corte 3D; (c) Vista axial.

Para o segundo caso foi retirada a cavidade, e a condição de contorno imposta na extremidade do tubo foi de impedância de um pistão situado em uma parede infinita, enquanto que na extremidade do tubo 2 manteve-se a mesma condição do primeiro caso. A Figura 4.4 mostra a geometria para o segundo caso. A Figura 4.5 mostra o detalhe da malha de elementos finitos para o *muffler*.

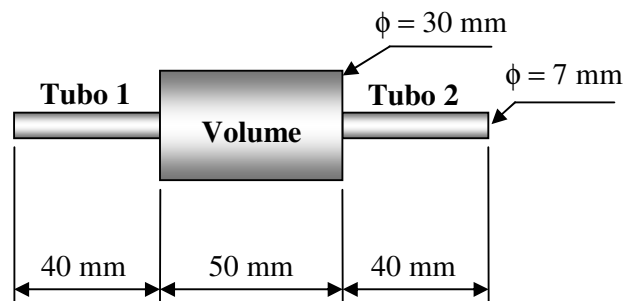


Figura 4.4 – Geometria do problema simplificado para acústica linear.

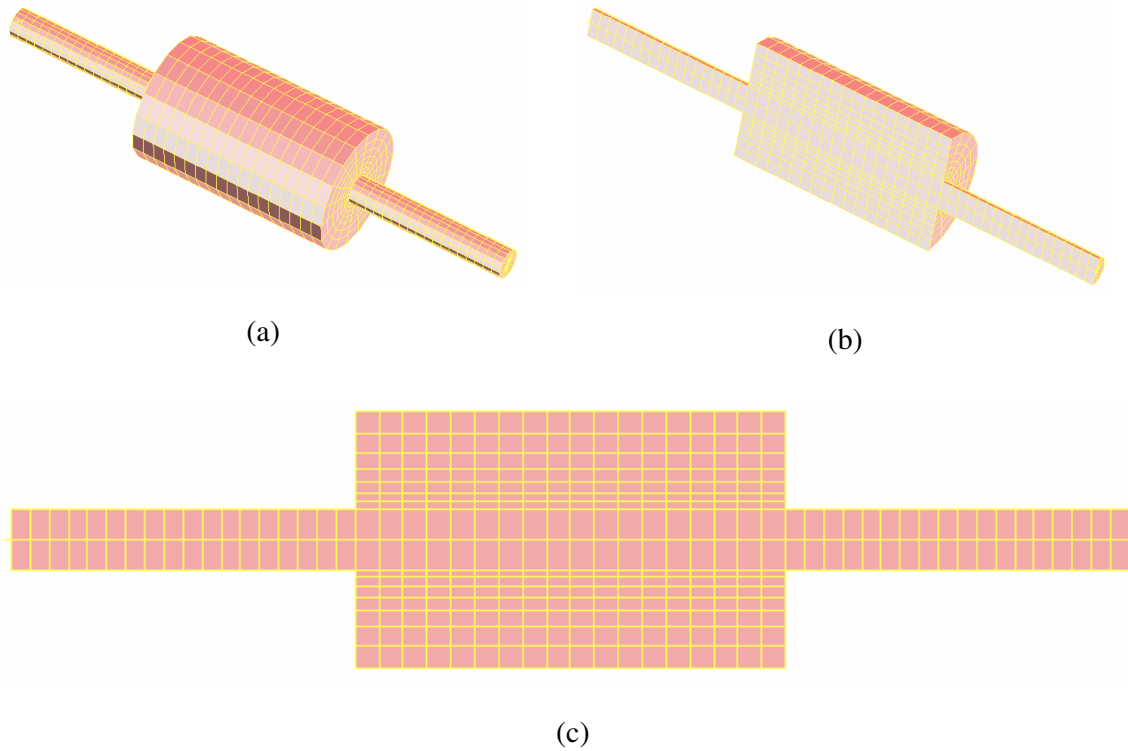


Figura 4.5 – Malha de elementos finitos sem a cavidade externa (a) Malha 3D; (b) Corte 3D; (c) Vista axial.

Por fim, o terceiro caso foi feito para uma geometria semelhante à das simulações de escoamento realizadas pelo Método dos Volumes Finitos, ou seja, o *muffler* foi modelado como um setor circular (forma de cunha) de todo seu domínio, incluindo a cavidade externa. A Figura 4.6 mostra com detalhes a malha para este caso.

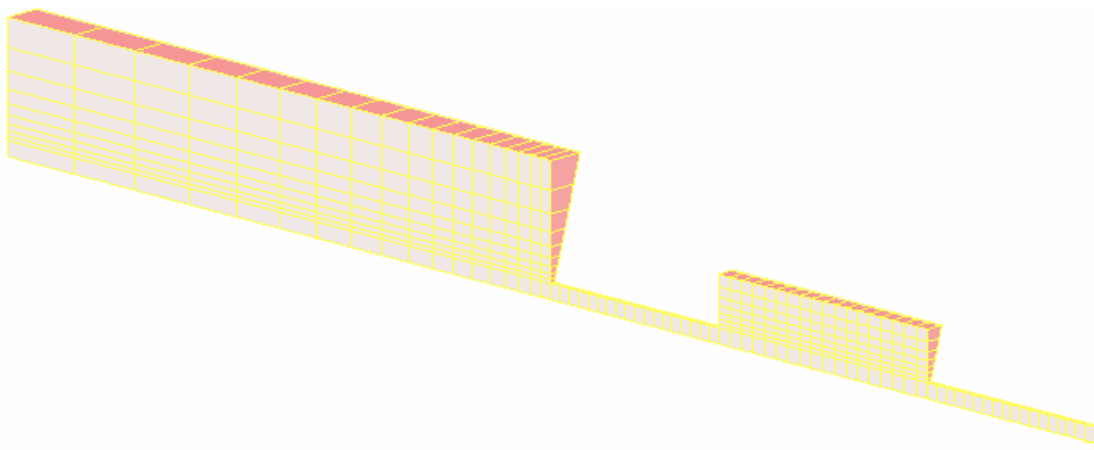


Figura 4.6 – Malha de elementos finitos da cunha com cavidade externa.

A Tabela 4.1 mostra o número de elementos e nós para cada um dos três casos apresentados.

Tabela 4.1 – Número de elementos e nós nos modelos de Elementos Finitos.

Caso	Número de Elementos	Número de Nós
Cavidade	6480	6859
Impedância	3240	3439
Cunha	360	900

A solução da equação foi obtida a através da aplicação do método modal via Elementos Finitos. Os modos acústicos foram extraídos até uma frequência de 12 kHz e, posteriormente, expandidos com um passo de frequência de oito Hertz até 8 kHz. A curva de resposta em frequência para os três casos simulados pode ser vista na Figura 4.7.

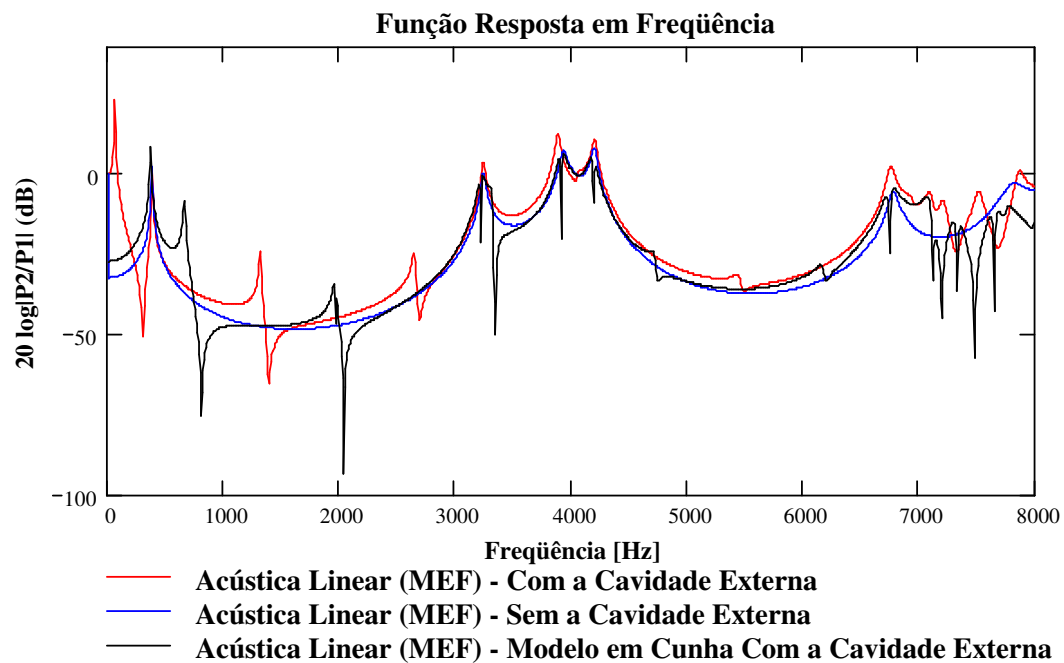
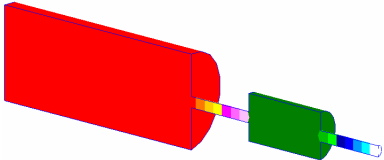
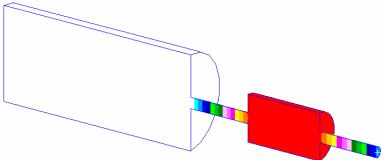
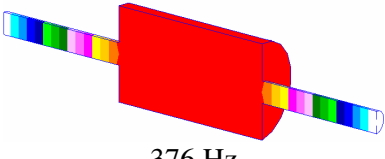
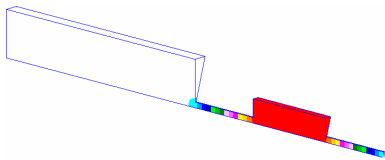
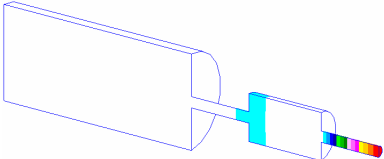
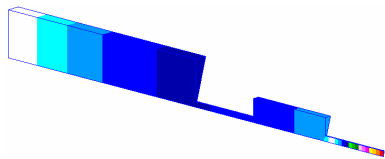
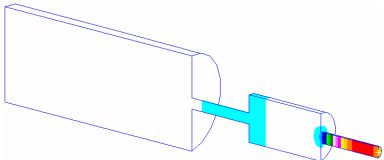
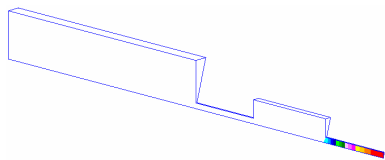
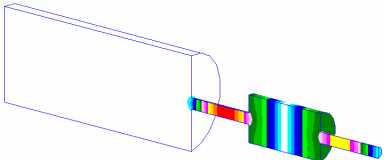
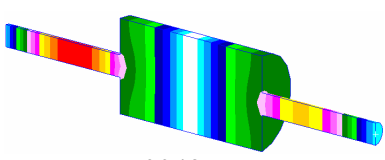
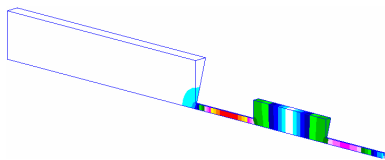
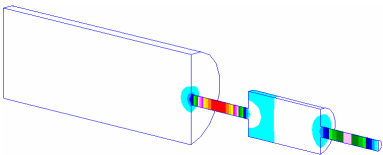
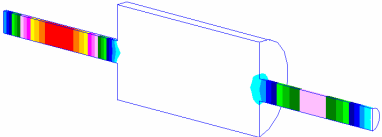
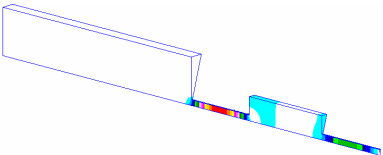
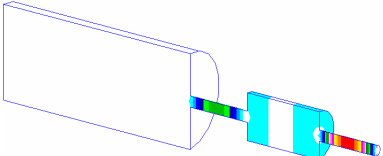
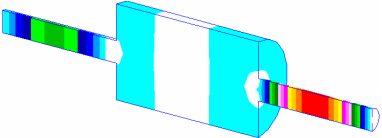
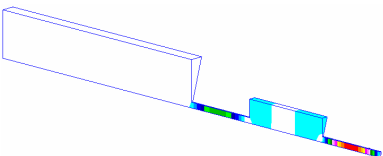
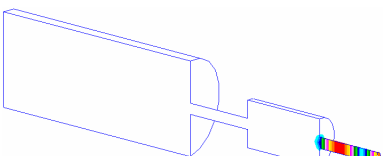
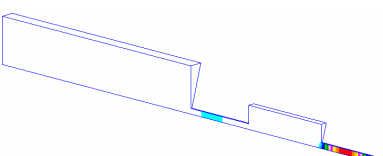
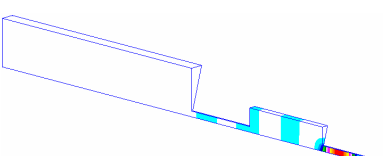
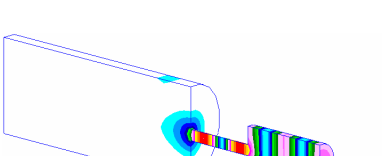
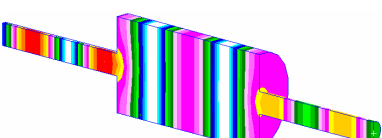
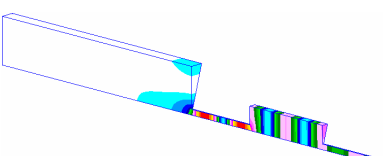
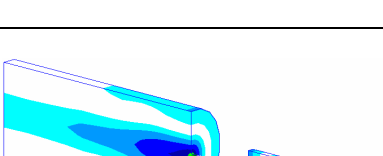
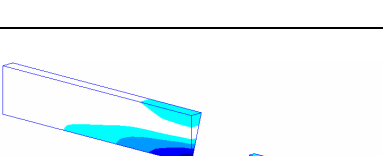
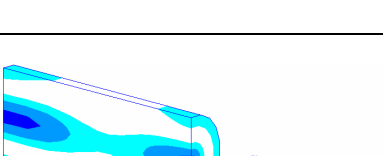


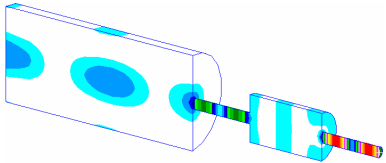
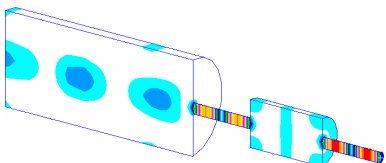
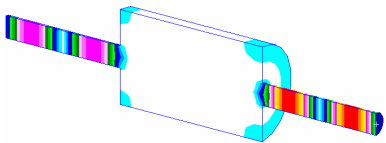
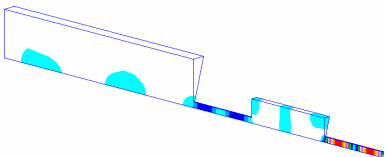
Figura 4.7 – Acústica Linear, comparação entre as Funções Resposta em Frequência entre a pressão no Ponto 2 e pressão no Ponto 1 para as diferentes geometrias.

Em seguida, a Tabela 4.2, apresenta a forma modal para cada uma das frequências de ressonância mostradas na Figura 4.7. Os modos acústicos para o caso com cavidade externa estão representados na coluna da esquerda, para o caso com impedância na coluna central e, por fim, para o caso em cunha na coluna da direita.

Tabela 4.2 – Modos acústicos dos modelos por acústica linear.

Cavidade Externa	Impedância	Cunha com Cavidade
 <p>56 Hz</p>	<p>Não há modo semelhante.</p>	<p>Não há modo semelhante.</p>
 <p>364 Hz</p>	 <p>376 Hz</p>	 <p>368 Hz</p>
 <p>1312 Hz</p>	<p>Não há modo semelhante.</p>	 <p>656 Hz</p>
 <p>2640 Hz</p>	<p>Não há modo semelhante.</p>	 <p>1952 Hz</p>
 <p>3240 Hz</p>	 <p>3240 Hz</p>	 <p>3232 Hz</p>

 <p>3880 Hz</p>	 <p>3936 Hz</p>	 <p>3936 Hz</p>
 <p>4200 Hz</p>	 <p>4192 Hz</p>	 <p>4168 Hz</p>
 <p>5424 Hz</p>	<p>Não há modo semelhante.</p>	 <p>4688 Hz</p>
<p>Não há modo semelhante.</p>	<p>Não há modo semelhante.</p>	 <p>6144 Hz</p>
 <p>6752 Hz</p>	 <p>6776 Hz</p>	 <p>6784 Hz</p>
 <p>7089 Hz</p>	<p>Não há modo semelhante.</p>	 <p>7072 Hz</p>
	<p>Não há modo semelhante.</p>	<p>Não há modo semelhante.</p>

7200 Hz		
 7512 Hz	Não há modo semelhante.	Não há modo semelhante.
 7864 Hz	 7824 Hz	 7768 Hz

Para o caso com a cavidade externa o primeiro modo, correspondente à frequência de 56 Hz, que pode ser comparada a um modo obtido através de um modelo de parâmetros concentrados. Ou seja, considera-se o ar contido na cavidade externa como uma rigidez, e o ar contido nos tubos e volume agindo como massa do sistema. Não existe modo correspondente nos outros casos. Isso porque no caso com impedância a cavidade externa é ausente, e no caso em cunha a rigidez da cavidade externa é diferente ao volume desta ser menor.

O segundo modo também é um modo referente ao modelo de parâmetros concentrados. Entretanto, o volume interno age como rigidez e a massa dos tubos como massa do sistema. Não há alterações significativas nos valores das frequências entre os casos, podendo-se considerar os modos equivalentes.

Os terceiro e quarto modos para o conjunto não se manifestaram no caso com impedância. São modos que se manifestam principalmente na região do Tubo 2. Há uma diferença expressiva entre os valores de frequência para os dois casos. Isto se deve, novamente, à desigualdade de massa e rigidez entre a cavidade completa e o modelo em cunha.

Na faixa de frequência próxima a 3200 Hz manifesta-se o modo acústico do volume em todos os casos simulados com uma variação muito pequena entre os valores de frequência. Na região próxima a 3900 Hz pode-se perceber que o Tubo 1 apresenta alta amplitude nos valores de pressão, caracterizando sua ressonância em ambos os casos. Outro modo do segundo tubo apresenta-se na região de 4200 Hz, com pequena variação do valor da frequência entre os modelos.



Para o modelo com cavidade e o modelo em cunha, o Tubo 2 novamente volta a responder fortemente nas frequências de 5424 Hz e 4688 Hz, respectivamente. Ainda, para o modelo em cunha, o segundo tubo apresenta uma ressonância na frequência 6144 Hz.

Na faixa de frequência próxima a 6700 Hz observa-se que os três modelos descrevem o mesmo modo, referente à região do primeiro tubo. Contudo, por serem as dimensões dos tubos e cavidades semelhantes, o volume e o Tubo 2 também respondem fortemente.

Na região próxima a 7100 Hz, o modelo com cavidade em cunha mostram uma nova ressonância no segundo tubo. Pode-se ver também que já começam a se manifestar as ressonâncias da cavidade externa, inclusive modos radiais. As frequências de 7200 Hz e 7512 Hz mostram, para o modelo com cavidade, ressonâncias características dos tubos, principalmente do segundo.

Finalmente, próximo à região de 7800 Hz, os três modelos apresentam ressonância do segundo tubo, com uma resposta também expressiva do primeiro. Nota-se que sempre que um dos tubos apresenta um modo localizado, o outro tende a responder devido a sua semelhança geométrica. As pequenas diferenças na distribuição de pressão devem-se às diferentes condições de contorno impostas ao modelo.

## 4.2 Simulação em Volumes Finitos

A turbulência nos fluidos é um fenômeno transiente e caracterizado por apresentar várias escalas de movimento tridimensionais, de tal modo que a solução de todas as estruturas envolvidas em um escoamento deste tipo resulta em um custo computacional extremamente elevado.

Existem modelos de turbulência que não levam em conta os efeitos tridimensionais e transientes. Contudo, tais modelos prestam-se somente para avaliar os efeitos médios da turbulência. Por outro lado, a simulação de grandes escalas (SGE) leva em consideração os efeitos tridimensionais e transientes do escoamento de parte das estruturas turbulentas, sendo que aquelas não resolvidas são aproximadas por modelos de turbulência. Para a SGE, o refino da malha está diretamente relacionado ao tamanho da menor estrutura a ser resolvida.

A geometria do problema para os casos simulados é mostrada na Figura 4.2. O filtro acústico (*muffler*) é representado pelos dois tubos e o volume menor. O volume maior situado

à esquerda foi introduzido com a finalidade de simular a cavidade interna da carcaça do compressor, já que não seria possível aplicar diretamente a condição de contorno na entrada do Tubo 1, pois esta é uma região onde se deseja conhecer a resposta.

Optou-se por uma malha tridimensional refinada que permitisse analisar a faixa de frequência de interesse, que é da ordem de até 5 kHz. Contudo, para efeitos de economia computacional, considerou-se somente uma fatia da geometria total, a qual está mostrada na Figura 4.2. Esta prática é comumente adotada na SGE e produz bons resultados quando as variações circunferenciais têm um papel secundário nas configurações do escoamento. A fatia foi dividida em duas partes na direção circunferencial. A região discretizada é mostrada na Figura 4.8.

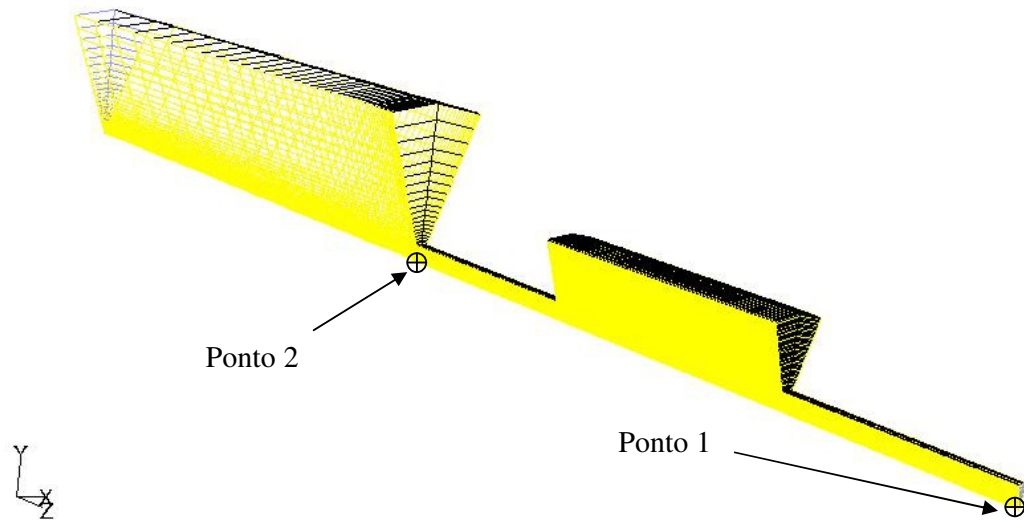


Figura 4.8 – Malha computacional para MVF e pontos de tomadas de pressão.

As regiões onde foram aplicadas as condições de contorno estão mostradas na Figura 4.9. Somente a fronteira vermelha teve sua condição alterada de acordo com o caso simulado. As paredes estão representadas pela cor azul e a parte verde corresponde à condição de pressão na entrada do escoamento, onde foi estabelecido  $p_{man} = 0$  atm. Por fim, as fronteiras em amarelo correspondem à condição de simetria.

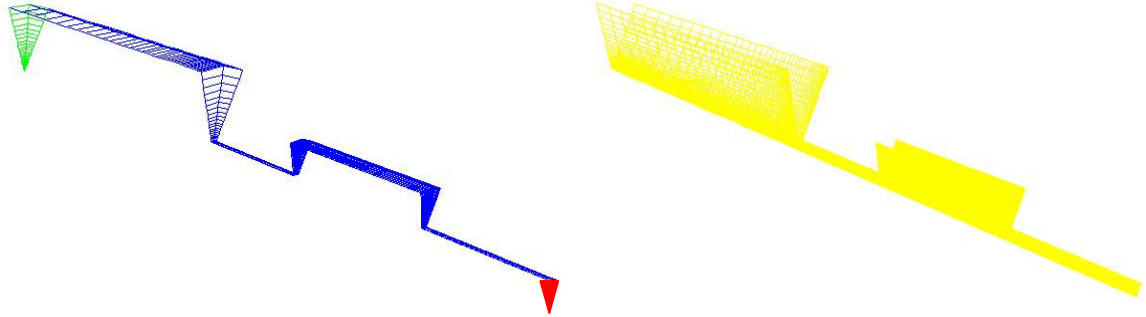


Figura 4.9 – Regiões das condições de contorno.

A adoção do ar como fluido de trabalho na simulação torna mais fácil a validação do modelo, uma vez que reduz os custos do experimento.

Para a solução do sistema de equações, preferiu-se utilizar a formulação segregada por apresentar um custo computacional menor. Para o tratamento do acoplamento entre os campos de pressão e de velocidade utilizou-se o método SIMPLE [19]. O esquema de interpolação adotado para as equações de conservação da quantidade de movimento, energia e equação de estado foi o QUICK [19].

#### 4.2.1 Descrição dos Casos Simulados

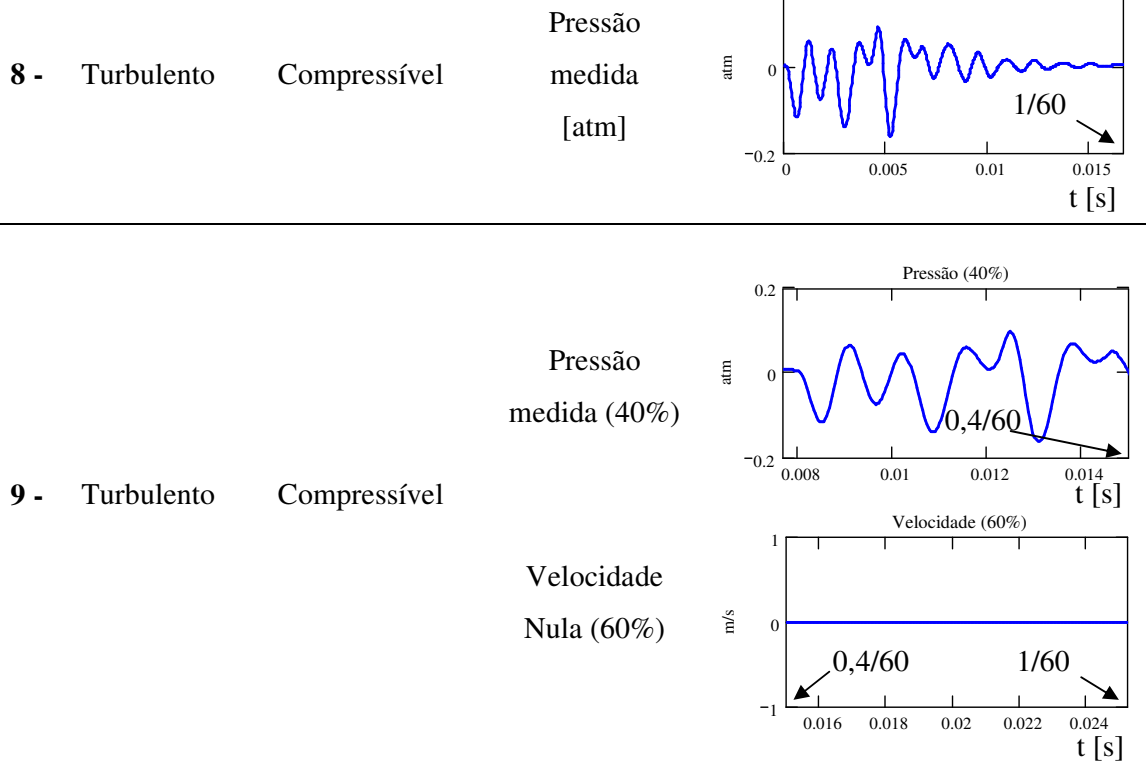
As diferenças entre os casos simulados referem-se às mudanças nas condições de contorno na fronteira vermelha mostrada na Figura 4.9, e na formulação para o escoamento. A Tabela 4.3 mostra todos os casos simulados pelo método dos volumes finitos, detalhando os modelos e condições de contorno adotadas.

O período fundamental adotado foi referente à frequência de 60 Hz, sendo que 40% do período representa o tempo de sucção do sistema, com exceção do caso **4** que é de 30%. Para os restantes 60% considerou-se que a válvula de sucção esteja fechada. Nos casos **8** e **9** as pressões foram obtidas experimentalmente para um *muffler* real, em operação com ar.

Tabela 4.3 – Características dos casos simulados pelo métodos dos volumes finitos.

Formulações para o Escoamento	Condições de Contorno
----------------------------------	-----------------------

1 -	Invíscido	Compressível	Pulso de velocidade $V_{Pico} = 10 \text{ m/s}$ Sucção (40%)	
2 -	Turbulento	Incompressível	Pulso de velocidade $V_{Pico} = 10 \text{ m/s}$ Sucção (40%)	
3 -	Turbulento	Compressível	Pulso de velocidade $V_{Pico} = 10 \text{ m/s}$ Sucção (40%)	
4 -	Turbulento	Compressível	Pulso de velocidade $V_{Pico} = 10 \text{ m/s}$ Sucção (30%)	
5 -	Turbulento	Compressível	Pulso de velocidade $V_{Pico} = 50 \text{ m/s}$ Sucção (40%)	
6 -	Turbulento	Compressível	Velocidade constante $V = 7 \text{ m/s}$	
7 -	Turbulento	Compressível	Velocidade constante $V = 50 \text{ m/s}$	



#### 4.2.2 Efeitos de Compressibilidade e Turbulência

Esta seção apresenta uma comparação entre os resultados obtidos com as formulações representados pelos casos 1, 2 e 3 na Tabela 4.3.

A formulação invíscida compressível (caso 1) caracteriza-se por não apresentar os termos associados à viscosidade na equação da conservação da quantidade de movimento. Além disso, na equação da energia os termos de geração pelo atrito viscoso também estarão ausentes. Como a turbulência é gerada por deformações do escoamento, causadas por tensões cisalhantes, modelos invíscidos não manifestam fenômenos turbulentos. Sendo assim, somente foi considerado o efeito da compressibilidade do ar através da utilização do modelo de gás ideal.

O modelo invíscido foi o único a não ser resolvido através do **FLUENT 6.0** pelo fato do mesmo apresentar certa limitação em tratar este tipo de formulação com a condição de contorno requerida no presente trabalho. Em virtude disso, utilizou-se o código computacional comercial **CFX**, versão 5.5 28]. A condição de contorno imposta na saída do *muffler* e outras

características desta simulação estão descritas na Tabela 4.3. A condição de pulso de velocidade utilizada neste caso será descrita com mais detalhes no decorrer deste capítulo.

A formulação turbulenta incompressível (caso 2) foi utilizada para avaliar os efeitos relativos à compressibilidade do ar na atenuação da pressão em filtros acústicos. A compressibilidade em sistemas de sucção promove atenuação das ondas de pressão atuando como pulmão do sistema e, conseqüentemente, minimizando o ruído irradiado. Diferentemente do caso 1, os efeitos de viscosidade são investigados através da Simulação de Grandes Escalas (SGE), descrito no Capítulo 3. A escolha da SGE deve-se basicamente à sua capacidade em resolver parte das estruturas turbulentas de natureza transiente.

Por fim, a formulação turbulenta compressível (caso 3) foi utilizada para avaliar o comportamento do escoamento na presença de compressibilidade e turbulência. Assim, o modelo turbulento compressível é o mais próximo das condições reais de funcionamento de um *muffler*. Como no caso 2, a turbulência foi modelada através da SGE.

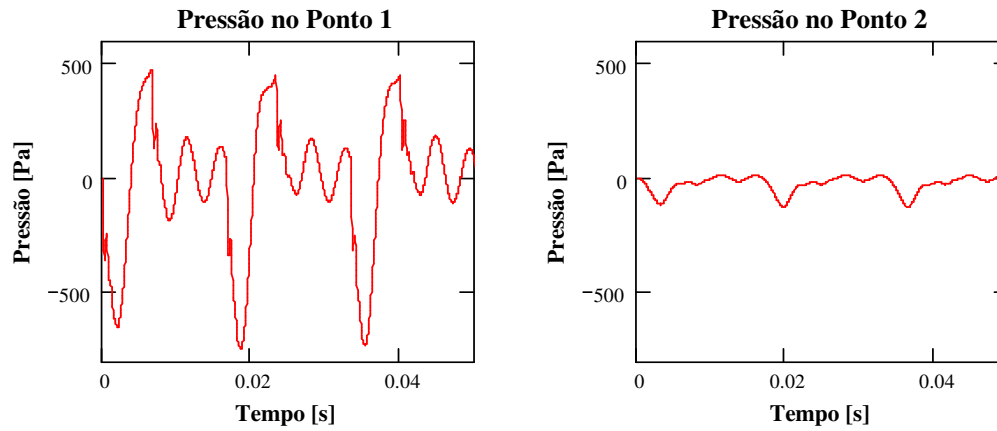
A condição de contorno imposta na saída do *muffler* foi a de pulso de velocidade, conforme Tabela 4.3, definido por uma meia senóide com período fundamental relativo ao dobro do tempo em que o sistema succiona. A amplitude de velocidade e o tempo de sucção foram obtidos através de aproximações das condições de funcionamento, representados aqui por 10 m/s e 40%, respectivamente.

A utilização de um pulso de velocidade matematicamente definido teve como objetivo representar um sistema que operasse parte do tempo succionando ar, e o restante do ciclo com velocidade nula, de forma similar ao que acontece em uma válvula de sucção.

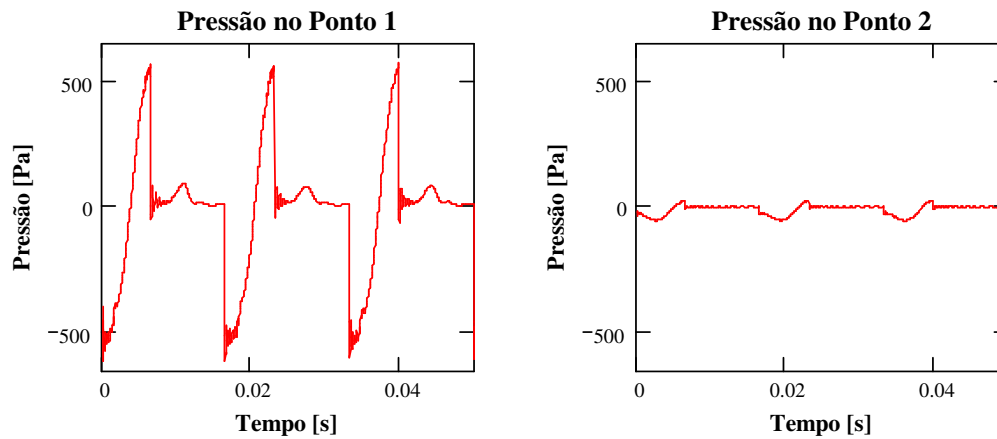
Os resultados de pressão em função do tempo nos pontos 1 e 2 indicados na Figura 4.8 são mostrados na Figura 4.10 e indicam que, para os três casos, a pressão no Ponto 2 sofre uma grande atenuação em relação ao Ponto 1; um efeito desejado quando se pretende reduzir o ruído.

Para o caso 2, percebe-se que as pressões nos pontos 1 e 2 respondem bruscamente ao sinal de velocidade, ou seja, através da formulação incompressível o escoamento não é capaz de absorver (amortecer) as mudanças bruscas de velocidades impostas pela condição de contorno. Confrontando as pressões do escoamento turbulento compressível com as pressões obtidas para o caso 2, pode-se concluir que a utilização do modelo compressível diminui a resposta do escoamento em relação às rápidas variações de velocidade. Comparando as

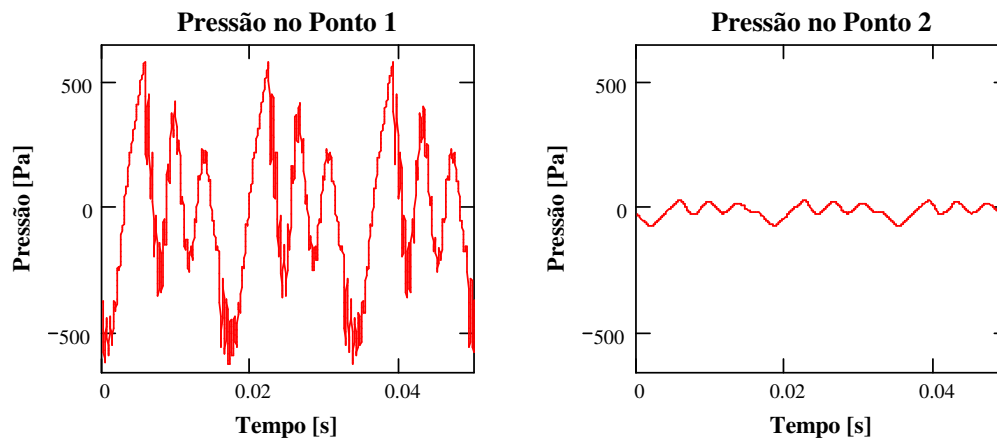
pressões do caso 3 com as do modelo invíscido compressível, nota-se que o sinal de pressão apresenta componentes de frequências mais altas devido à turbulência.



(a) Formulação invíscida compressível (caso 1).



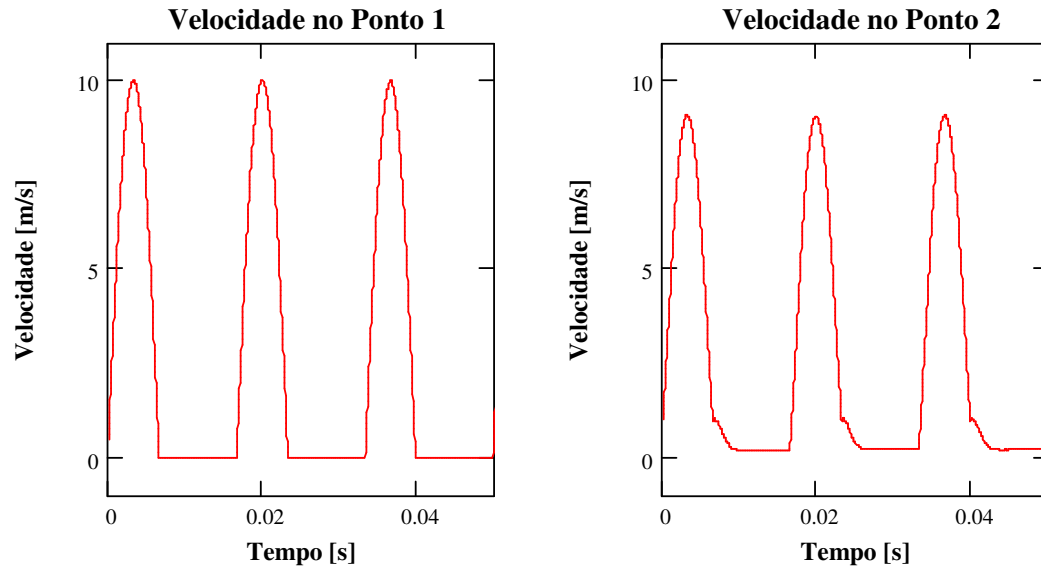
(b) Formulação turbulenta incompressível (caso 2).



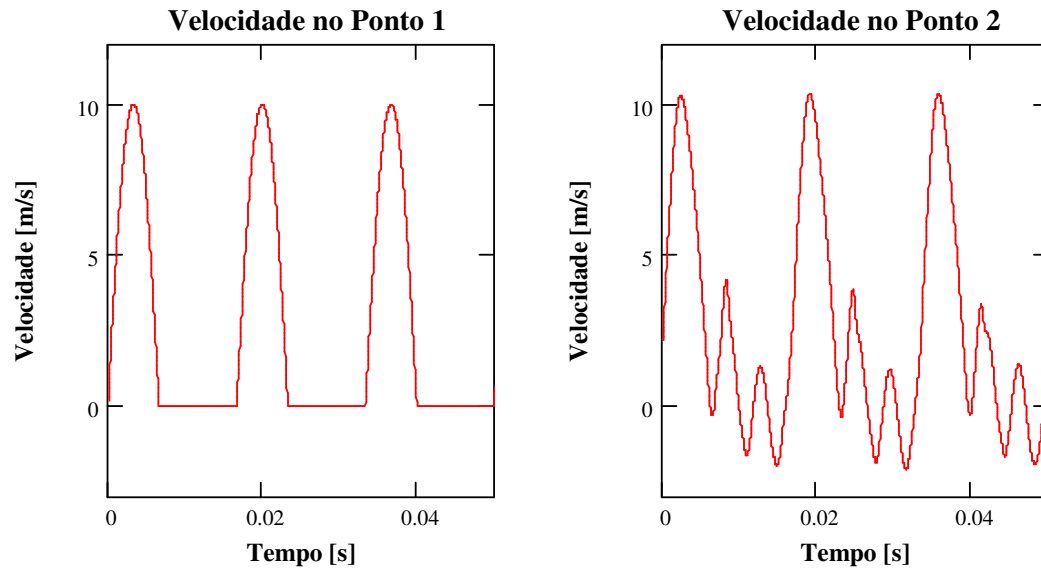
(c) Formulação turbulenta compressível (caso 3).

Figura 4.10 – Comparação entre as formulações da pressão no domínio do tempo para os pontos 1 e 2.

A Figura 4.11 mostra a velocidade para os pontos 1 e 2, e para os casos turbulento incompressível (caso 2) e turbulento compressível (caso 3). Os resultados para o caso 1 não estão disponíveis. Da mesma forma como para o sinal de pressão, através da curva de velocidade pode-se verificar o efeito da compressibilidade.



(a) Formulação turbulenta incompressível (caso 2).



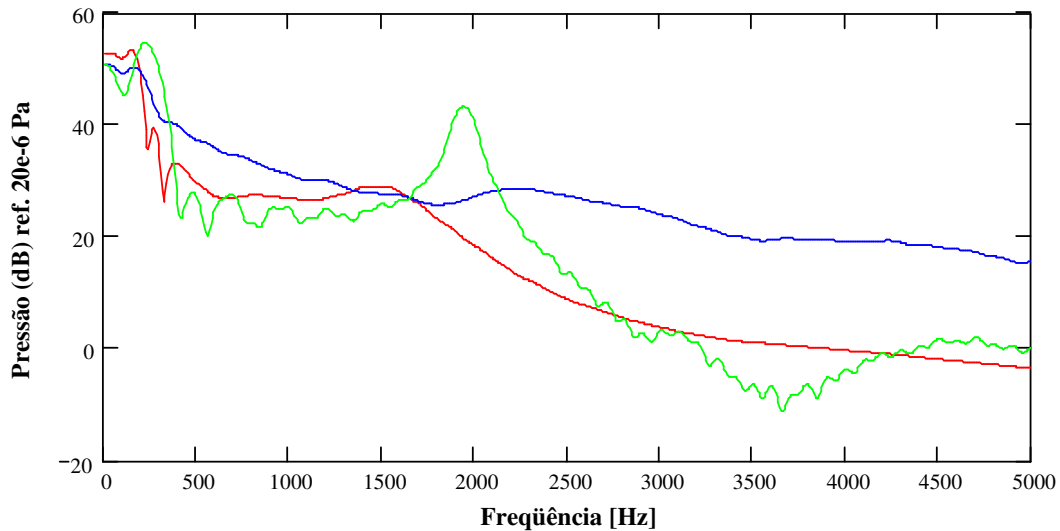
(b) Formulação turbulenta compressível (caso 3).

Figura 4.11 – Velocidade no domínio do tempo para os pontos 1 e 2.

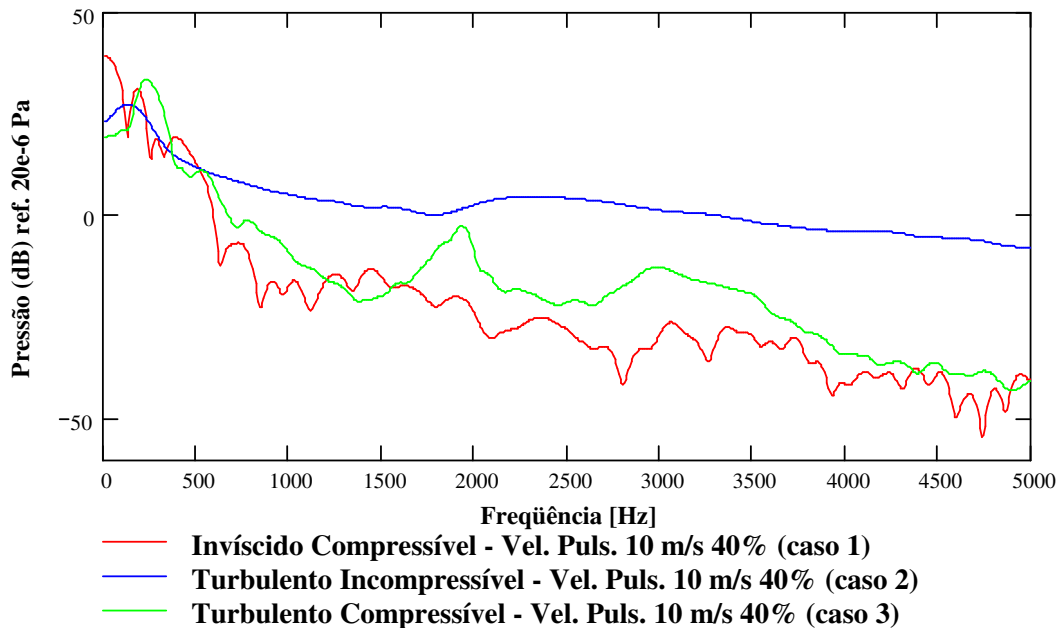
O sinal no domínio do tempo, indicado na Figura 4.10, pode ser representado no domínio da frequência. Assim, para cada um dos ciclos de 60 Hz obtém-se uma curva no



domínio da frequência. Na Figura 4.12 somente está representada a curva média, obtida das pressões na frequência para os pontos 1 e 2.



(a) Espectro em frequência da pressão no Ponto 1.



(b) Espectro em frequência da pressão no Ponto 2.

Figura 4.12 – Pressão no domínio da frequência para os casos 1, 2 e 3.

Analisando a Figura 4.12 percebe-se que para o escoamento incompressível a pressão nos pontos 1 e 2 têm a mesma tendência. Para o escoamento invíscido, a baixa amplitude em altas frequências do sinal de pressão para o ponto 2 pode ser atribuída à ausência de estruturas turbulentas no escoamento.

Podem-se, através dos dados no domínio da frequência, definir as Funções Resposta em Frequência (FRF) entre a pressão no Ponto 2 e a pressão no Ponto 1 (Figura 4.13).

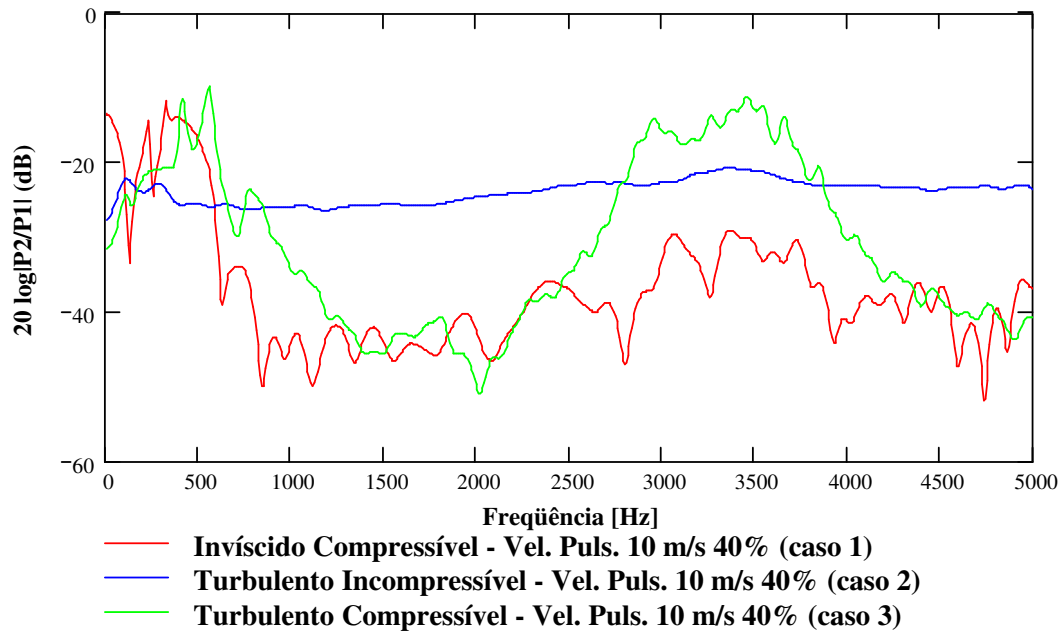


Figura 4.13 – Comparação das FRF's entre a pressão no Ponto 2 e Ponto 1 para os casos 1, 2 e 3.

A FRF para o caso 1 mostra que até a frequência de 900 Hz a atenuação do sinal não é tão expressiva quanto na faixa compreendida entre 900 Hz e 3 kHz. A partir de 3 kHz, o sinal volta novamente a apresentar uma baixa atenuação. Comparando os resultados do caso 1 com aqueles obtidos através do modelo de acústica linear (Figura 4.7) nota-se que na região onde encontram-se as ressonâncias acústicas as Funções Resposta em Frequência para o escoamento apresentam uma leve tendência de amplificação.

A FRF para o caso 2 apresentou-se praticamente plana em todo o espectro de frequência. Isto se deve a rigidez que o modelo incompressível introduz ao escoamento. Desta forma, o modelo incompressível não é adequada ao estudo da pulsação de filtros acústicos, devendo-se partir para uma formulação compressível.

Para o caso 3, a FRF apresentou-se concordante com o caso 2 para a faixa de frequência até 500 Hz. Comparando o modelo turbulento compressível (caso 3) com os resultados obtidos por acústica linear é visível que na faixa de frequência até 1 kHz, e na região compreendida entre 2,5 kHz e 5 kHz há um aumento da amplitude para os casos obtidos através da solução do escoamento com modelo de turbulência e compressibilidade.

Os resultados apresentados mostram que, para modelar escoamentos com as características encontradas em *mufflers* típicos de compressores herméticos, deve-se utilizar uma formulação turbulenta compressível, pois esta consegue representar os fenômenos transientes e as características de pulsação de um sistema de sucção.

### 4.2.3 Análise das Condições de Pulsação

Com a formulação do escoamento definida, é importante investigar os efeitos da condição de contorno de pulso de velocidade sobre o escoamento e a resposta dos filtros acústicos. Para tanto, foram consideradas três condições, representadas pela variação dos parâmetros de amplitude de velocidade e do tempo de sucção, conforme indicado pelos casos 3, 4 e 5 da Tabela 4.3.

A amplitude da função seno para o caso 5 foi obtida a partir da capacidade volumétrica do cilindro de um compressor hermético típico de sistemas de refrigeração, obtendo-se um valor de aproximadamente 50 m/s. Por conveniência, em alguns casos este valor de velocidade foi reduzido para 10 m/s, uma vez que a solução do escoamento para velocidades menores reduz o tempo de processamento.

As pressões no domínio do tempo para os pontos 1 e 2 dos casos 4 e 5 são apresentadas na Figura 4.14. Para o caso 3, os resultados estão mostrados na Figura 4.10(c).

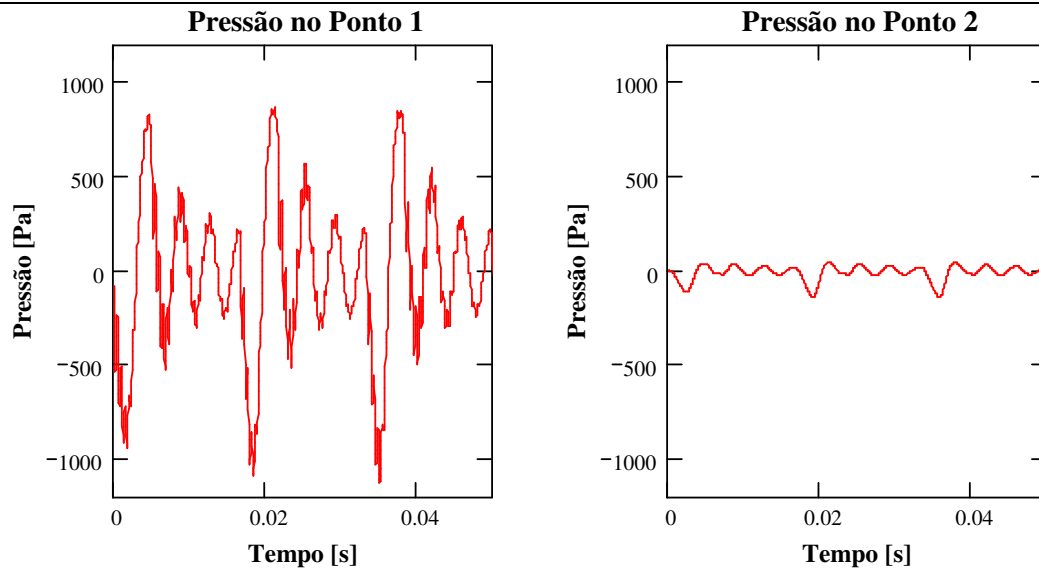
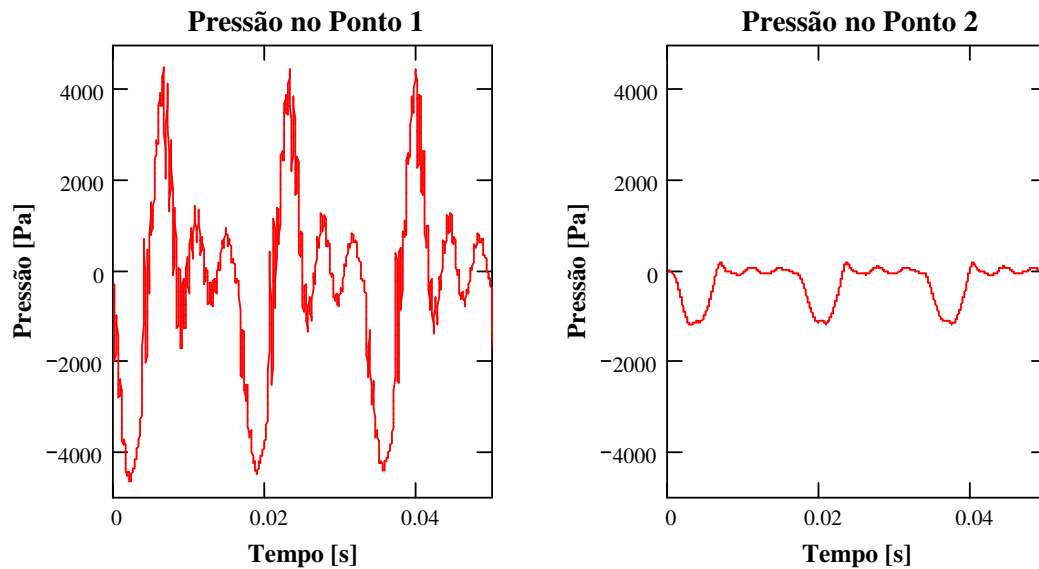
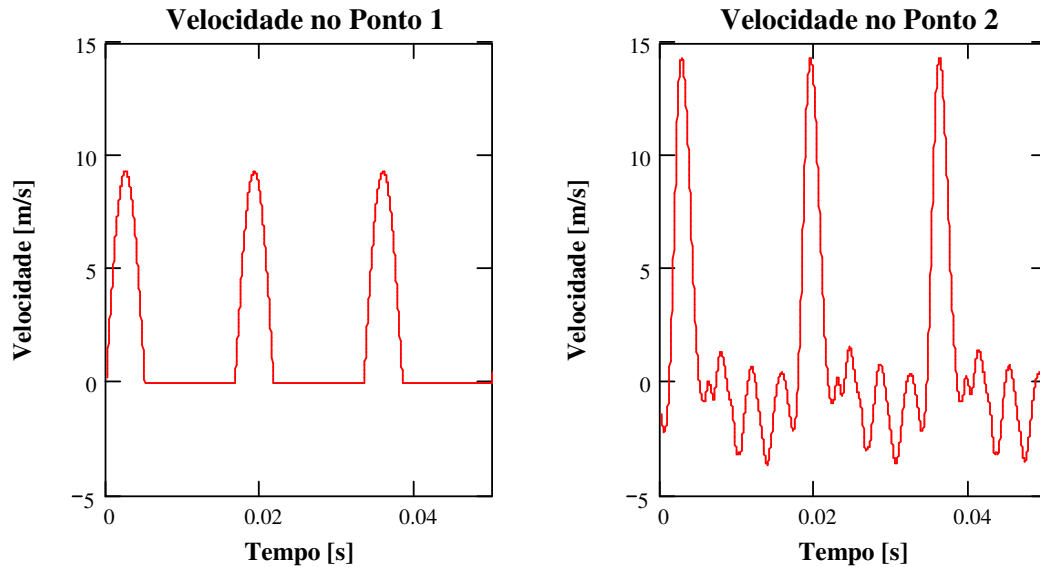
(a)  $V_{\text{pico}} = 10 \text{ m/s}$ , sucção 30% (caso 4).(b)  $V_{\text{pico}} = 50 \text{ m/s}$ , sucção 40% (caso 5).

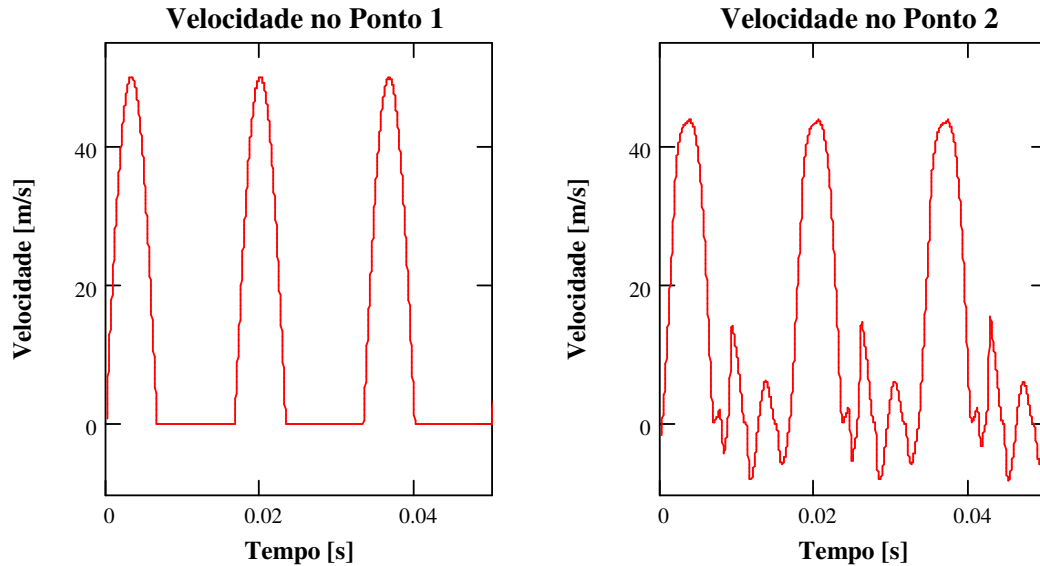
Figura 4.14 – Influência das características de sucção na pressão no domínio do tempo para os pontos 1 e 2.

Comparando as curvas de pressão entre os casos 3 e 4 nota-se que quando se reduz o tempo de sucção de 40% para 30% ocorre um aumento significativo nas amplitudes de pressão. Tal efeito deve-se principalmente às variações mais bruscas de velocidade impostas pela rápida aceleração e desaceleração do escoamento. Para o caso 5, com velocidade de 50 m/s, as amplitudes de pressão são maiores ainda.

Os valores de velocidade para os casos 4 e 5 estão na Figura 4.15, enquanto que para o caso 3 está na Figura 4.11(c). Através da Figura 4.15 percebe-se que a velocidade no Ponto 2 para o caso 4 apresenta uma elevação considerável em sua amplitude, o que não acontece para os outros casos.



(a)  $V_{\text{pico}} = 10$  m/s, sucção 30% (caso 4).

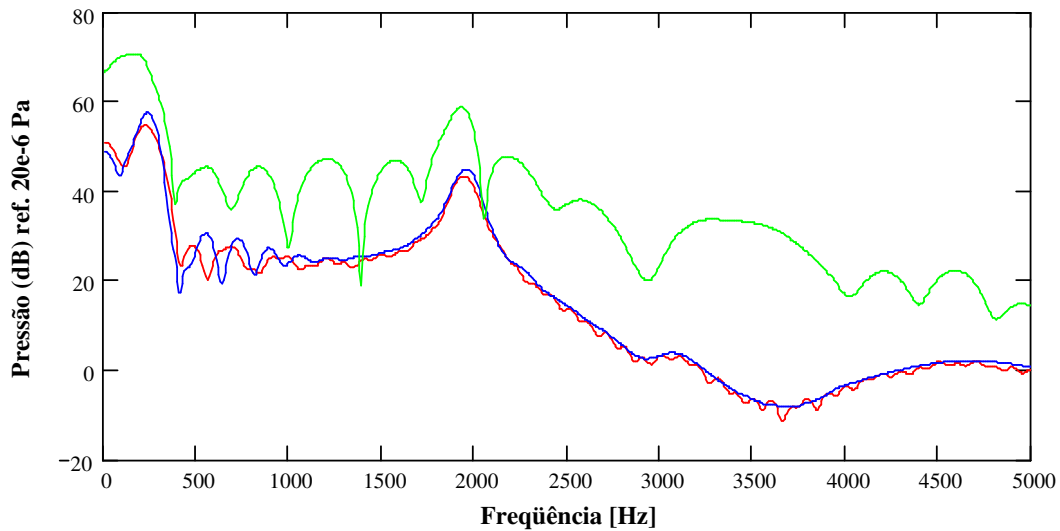


(b)  $V_{\text{pico}} = 50$  m/s, sucção 40% (caso 5).

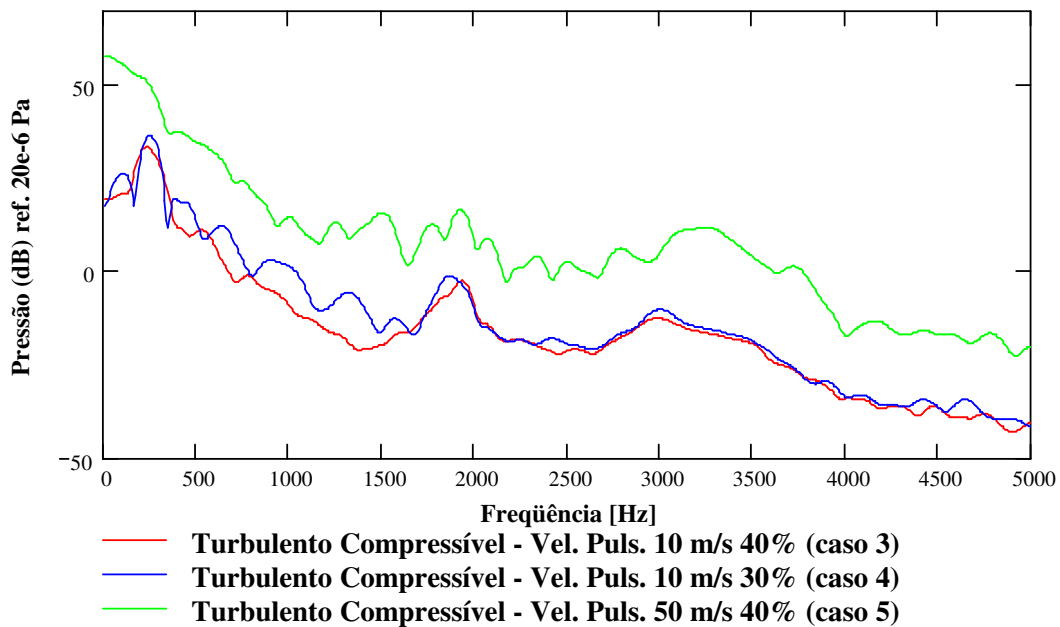
Figura 4.15 – Influência das características de sucção na velocidade no domínio do tempo para os pontos 1 e 2.

As pressões no domínio da frequência, para os casos 3, 4 e 5, podem ser vistas na Figura 4.16. As pressões dos casos 3 e 4 apresentam-se praticamente iguais. Para estes casos,

a região abaixo de 500 Hz e na faixa de 2 kHz o espectro do sinal apresenta-se com alta amplitude. O mesmo não acontece para o caso 5, onde a velocidade é de 50 m/s, com sinal de pressão se mantendo alto em praticamente todo o espectro de frequência.



(a) Espectro em frequência da pressão no Ponto 1.



(b) Espectro em frequência da pressão no Ponto 2.

Figura 4.16 – Pressão no domínio da frequência para os casos 3, 4 e 5.

Por fim, as Funções Resposta em Frequência são mostradas na Figura 4.17. Para os casos 3 e 4 as FRF's são muito próximas, apresentando uma leve diferença na faixa de frequência entre 1 kHz e 2 kHz. Esta diferença deve-se principalmente à variação mais brusca

da velocidade quando o tempo de sucção é reduzido. Quando a velocidade é maior, caso 5, a amplificação nesta mesma faixa é maior ainda, devido aos transientes ficarem mais bruscos.

Comparando os resultados com as FRF obtidas por acústica linear é visível que na faixa de frequência até 1 kHz, e na região compreendida entre 2,5 kHz e 5 kHz há um aumento da amplitude para os casos obtidos através da solução do escoamento. Este aumento acontece justamente na região onde se encontram a frequência de parâmetros concentrados e os primeiros modos do volume e tubos.

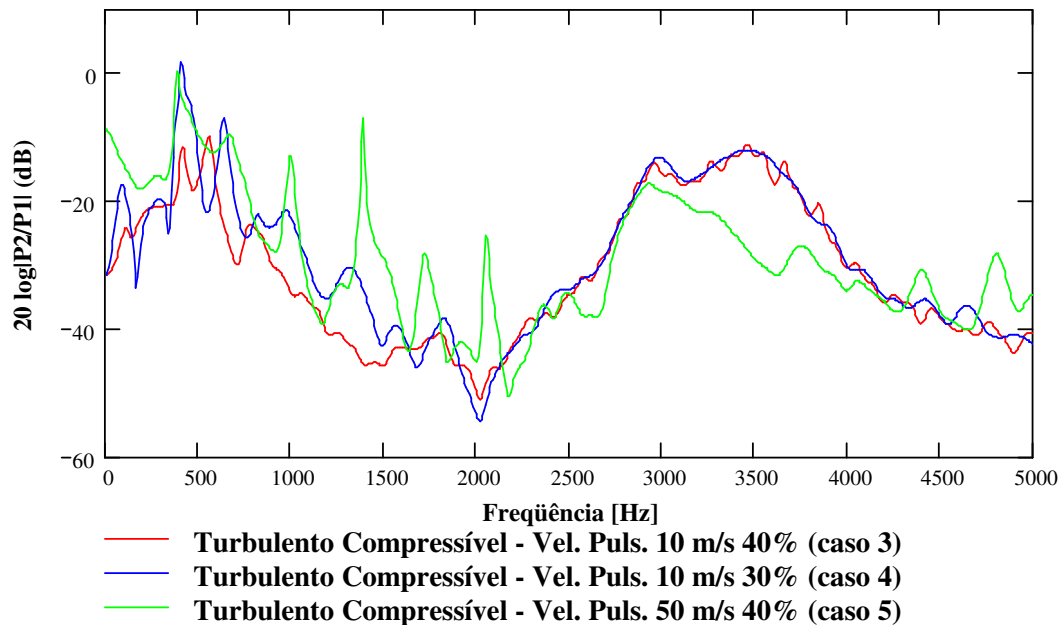


Figura 4.17 – Comparação das FRF's entre a pressão no Ponto 2 e Ponto 1 para os casos 3, 4 e 5.

Conclui-se, então, que com o aumento das características transientes do escoamento ocorre uma amplificação dos sinais de pressão no Ponto 2, que por sua vez, faz com que o espectro de energia seja excitado de forma mais ampla.

#### 4.2.4 Análise do Efeito Transiente

A utilização de uma condição de pulso de velocidade faz com que o sinal de pressão apresente variações devido à sua natureza transiente, além de variações de origem turbulenta, de compressibilidade e, inclusive, acústica.

Com o objetivo de eliminar as variações de pressão causadas pelo pulso de velocidade do escoamento, utilizou-se um valor fixo de velocidade como condição de contorno na saída do *muffler*. Foram analisadas velocidades de 7 m/s e 50 m/s, representadas pelos casos 6 e 7 na Tabela 4.3.

A Figura 4.18 mostra a pressão no domínio do tempo para os casos com velocidade constante. Nota-se que com o aumento da velocidade imposta na saída o sinal de pressão é afetado por componentes de maior frequência, o que leva a concluir que com níveis de velocidades maiores as estruturas turbulentas manifestam-se com mais intensidade. Este resultado está em linha com a teoria da turbulência, a qual indica que o aumento dos níveis de velocidade faz surgir estruturas turbulentas de maior frequência.

Em seguida, a Figura 4.19 mostra o sinal de velocidade para os pontos 1 e 2. Assim como nas curvas da Figura 4.18, a velocidade no Ponto 2 apresenta uma componente de baixa frequência e, sobreposta a ela, componentes de frequência maior que manifestam-se principalmente quando os níveis de velocidades aumentam.



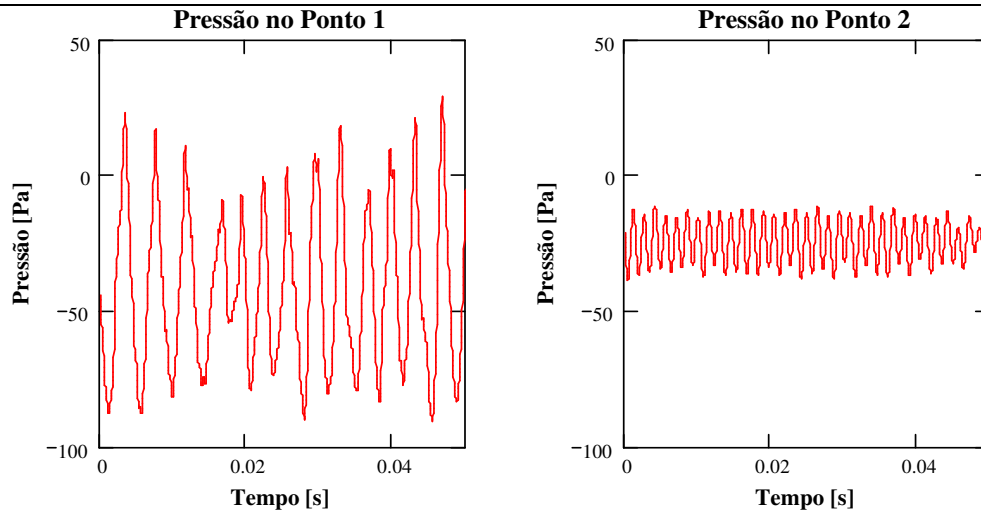
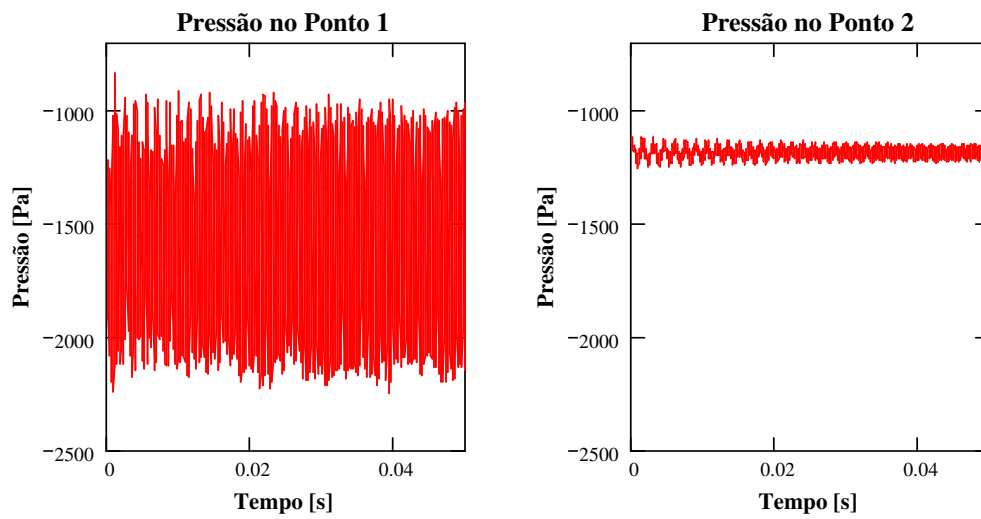
(a)  $V = 7 \text{ m/s}$  (caso 6).(b)  $V = 50 \text{ m/s}$  (caso 7).

Figura 4.18 – Velocidade constante, pressão no domínio do tempo para os pontos 1 e 2.

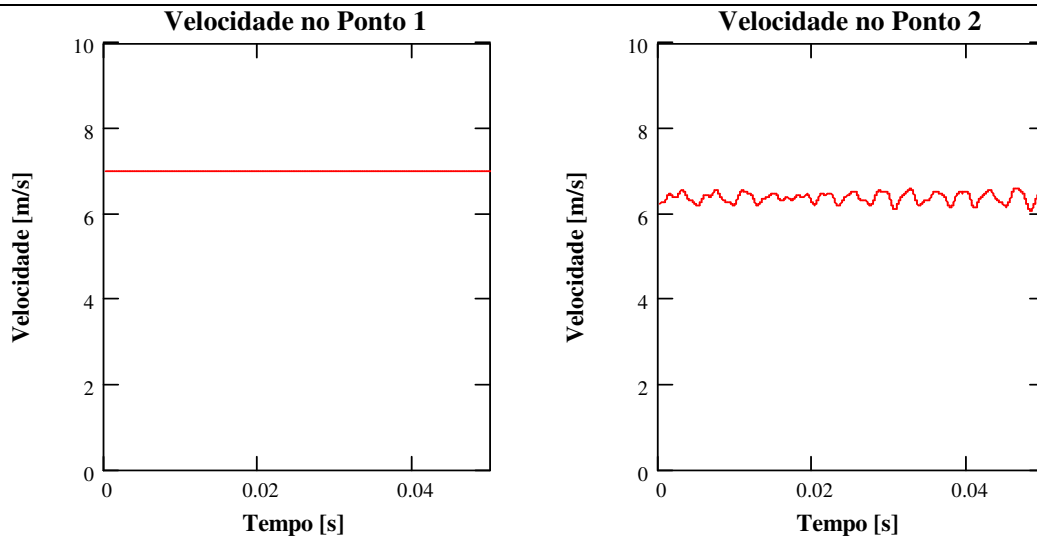
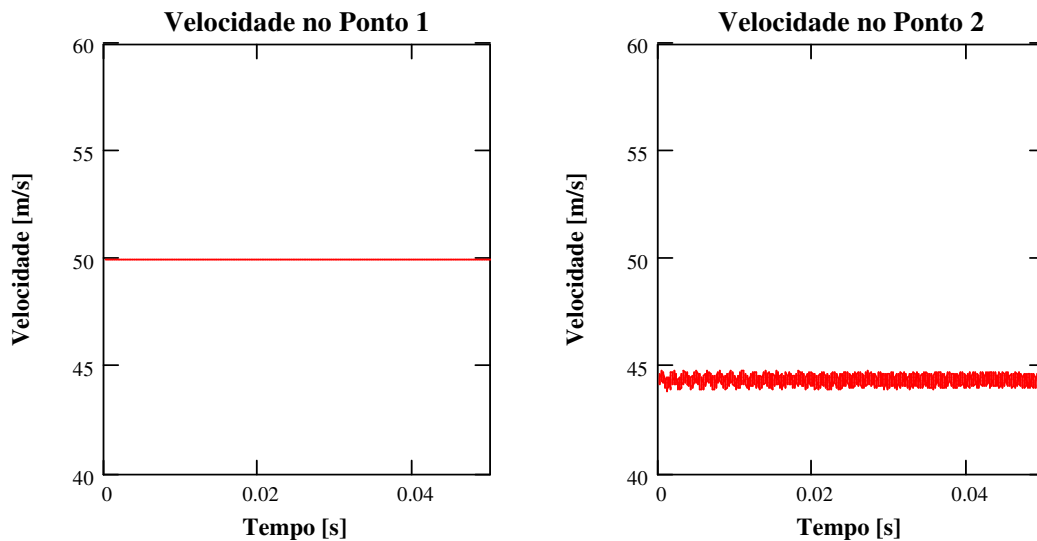
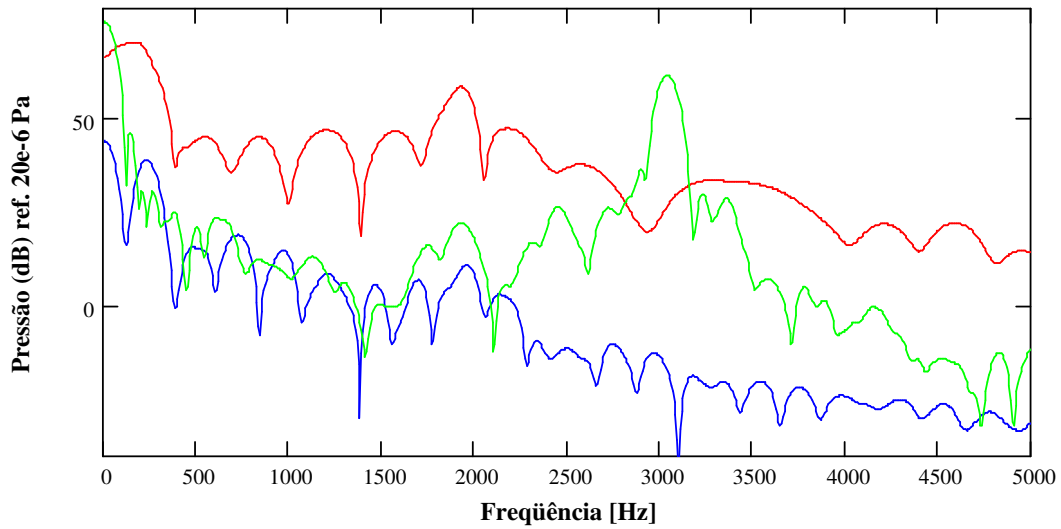
(a)  $V = 7$  m/s (caso 6).(b)  $V = 50$  m/s(caso 7).

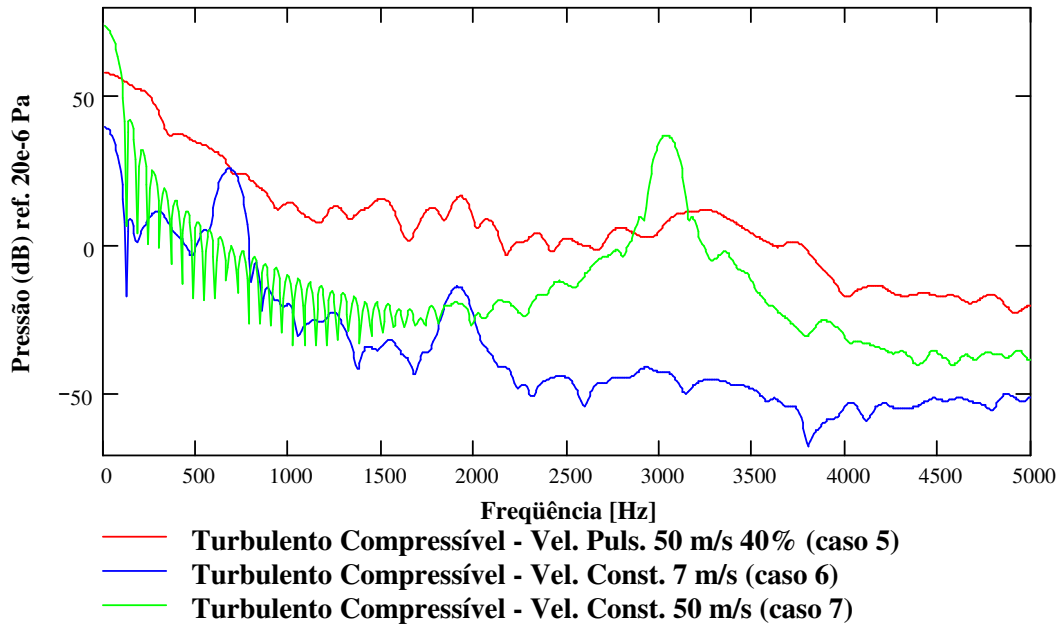
Figura 4.19 – Velocidade constante, velocidade no domínio do tempo para os pontos 1 e 2.

A pressão no domínio da frequência para os casos é apresentada na Figura 4.20. As principais diferenças entre os espectros de pressão estão na faixa de frequência compreendida entre 2,5 kHz e 3,5 kHz, além da região em torno de 250 Hz. Através dos resultados em função do tempo e da frequência percebe-se que para o caso 6 ( $V = 10$  m/s), o Ponto 1 apresenta forte componente na frequência de 250 Hz, e o Ponto 2 na frequência de 650 Hz. Em contrapartida, o caso 7 ( $V = 50$  m/s) tem para os dois pontos a componente de 3 kHz. A Figura 4.20 também mostra os resultados de pressão para o caso 5, com velocidade pulsante de 50 m/s.

Finalmente, a FRF para a condição de contorno velocidade pode ser vista na Figura 4.21.



(a) Espectro em frequência da pressão no Ponto 1.



(b) Espectro em frequência da pressão no Ponto 2.

Figura 4.20 – Pressão no domínio da frequência para os casos 5, 6 e 7.

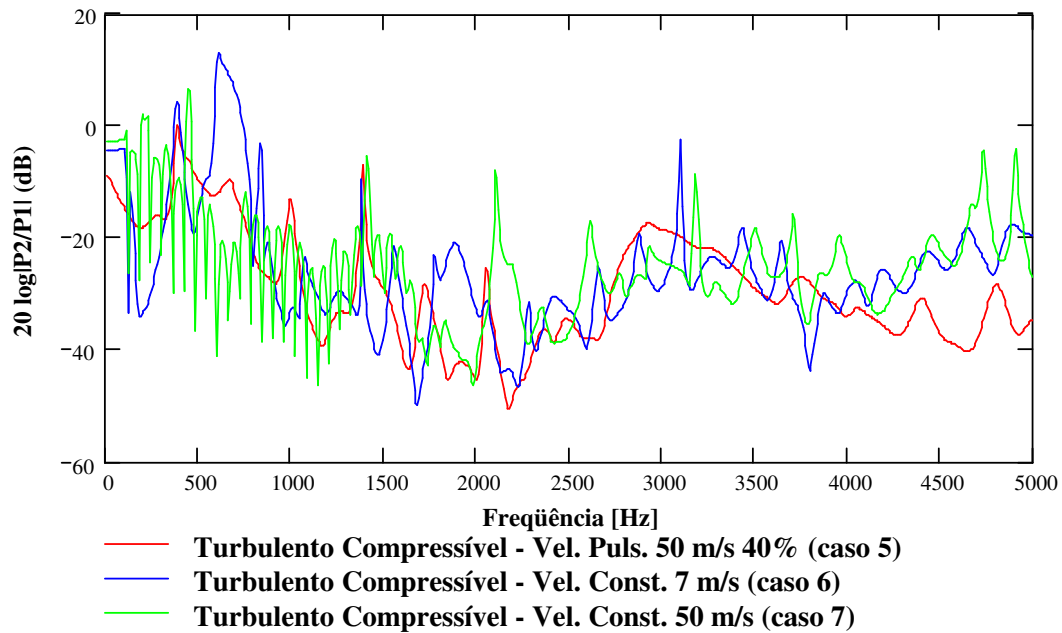


Figura 4.21 – Comparação das FRF's entre a pressão no Ponto 2 e Ponto 1 para os casos 5, 6 e 7.

Comparando as FRF's das simulações com escoamento constante com a simulação de velocidade pulsante de 50 m/s, verifica-se que as curvas apresentam uma tendência de amplificação nas baixas frequências e na região entre 2,5 kHz e 4 kHz, assim como acontece em resultados obtidos pela formulação de acústica linear.

#### 4.2.5 Influência de Outras Condições de Contorno

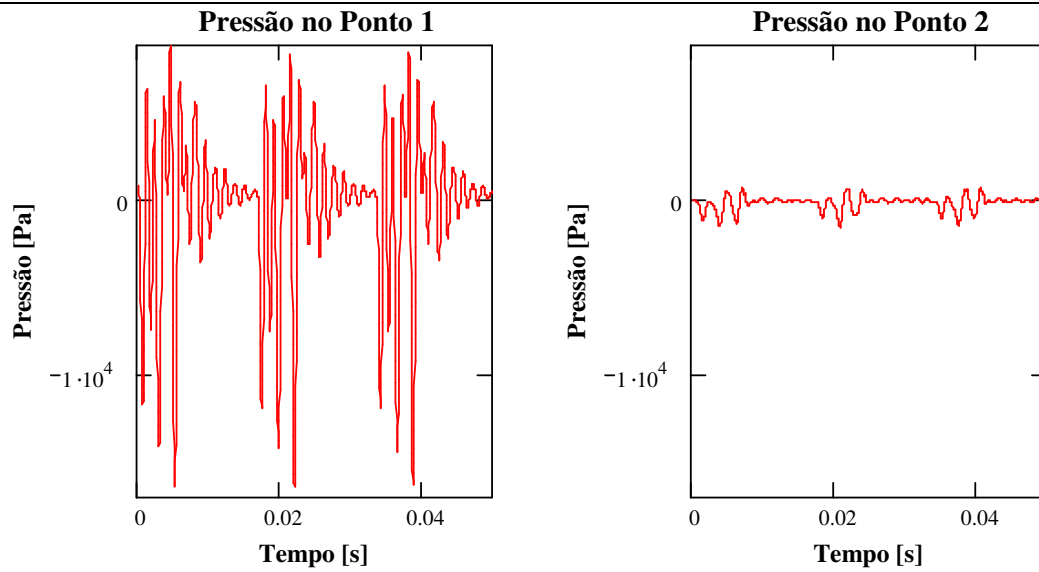
Uma última análise foi realizada com a simulação do escoamento usando uma condição de contorno de pressão obtida experimentalmente. O objetivo foi de avaliar o comportamento do *muffler* em condições reais de funcionamento.

A implementação da condição de pressão imposta na superfície de saída do *muffler* foi feita de duas formas distintas. Uma delas fez uso de dados de pressão em todo o ciclo de funcionamento do compressor. A outra, utiliza somente 40% do ciclo com condição de pressão, e para os 60% restantes é imposta velocidade nula, representando assim o fechamento da válvula de sucção. Os casos 8 e 9, descritos na Tabela 4.3, são referentes às condições de pressão.

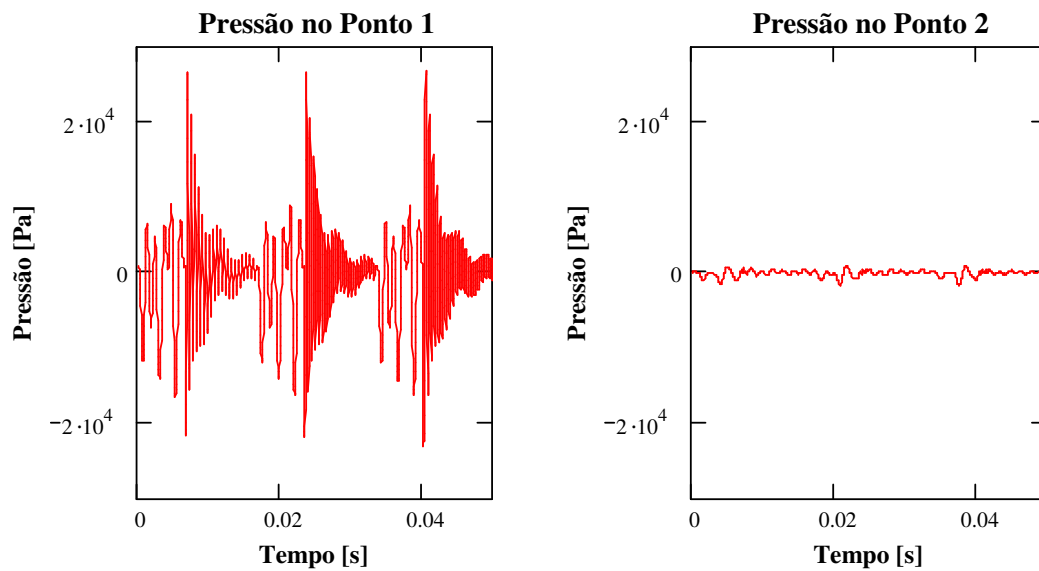
Os valores de pressão medidos na saída de um *muffler* real (ponto 1 da Figura 4.8) foram usados como condição de contorno na simulação numérica a fim de analisar a sua influência sobre os resultados.

A pressão nos pontos de entrada e saída para os dois casos estão apresentados na Figura 4.22. Analisando o caso com pressão em parte do ciclo (caso 9), verifica-se que quando ocorre o fechamento da válvula (velocidade nula) toda a massa que vinha sendo succionada encontra uma restrição que impede sua passagem. Tal efeito reflete diretamente no sinal de pressão no Ponto 1 através da rápida elevação de pressão ocasionada pela compressão do fluido ao encontrar-se com o obstáculo.

Analisando a Figura 4.23, que traz os valores de velocidade para os pontos 1 e 2, pode-se perceber que a velocidade no interior do *muffler* atinge grandes amplitudes em alguns pontos. Entretanto, deve ser mencionado que o funcionamento real destes componentes acontece com fluido refrigerante R134a, o qual apresenta densidade em torno de quatro vezes maior que a densidade do ar.

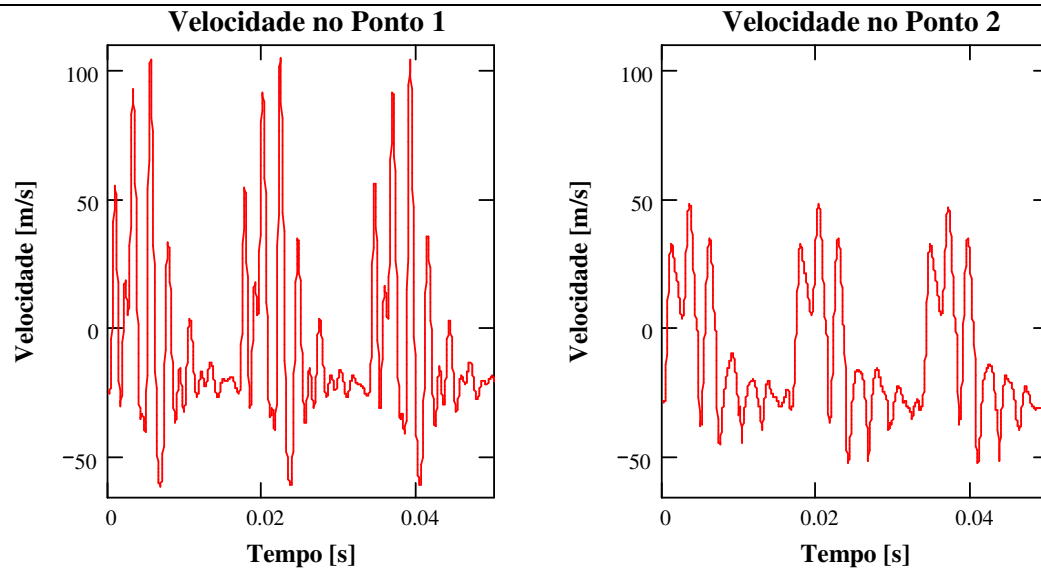


(a) Pressão 100% (caso 8).

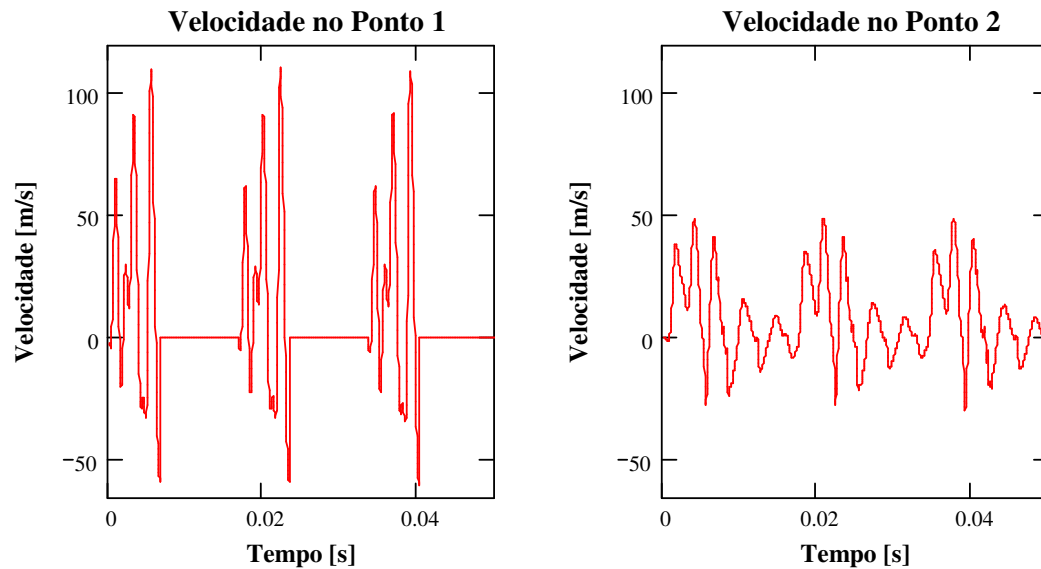


(b) Pressão 40%, Velocidade Nula 60% (caso 9).

Figura 4.22 – Condição de pressão, pressão no domínio do tempo para os pontos 1 e 2.



(a) Pressão 100% (caso 8).



(b) Pressão 40%, Velocidade Nula 60% (caso 9).

Figura 4.23 – Condição de pressão, velocidade no domínio do tempo para os pontos 1 e 2.

A utilização de pressão como condição de contorno não garante ao escoamento ter velocidade nula durante o período do ciclo em que a válvula se encontra fechada. Este comportamento é evidenciado pela Figura 4.23 e comprovado através da Figura 4.24 que mostra o fluxo de massa na fronteira de saída. Convém lembrar também que o modelo compressível não garante que a massa de ar que entra no *muffler* seja a mesma que atravessa a fronteira de saída.

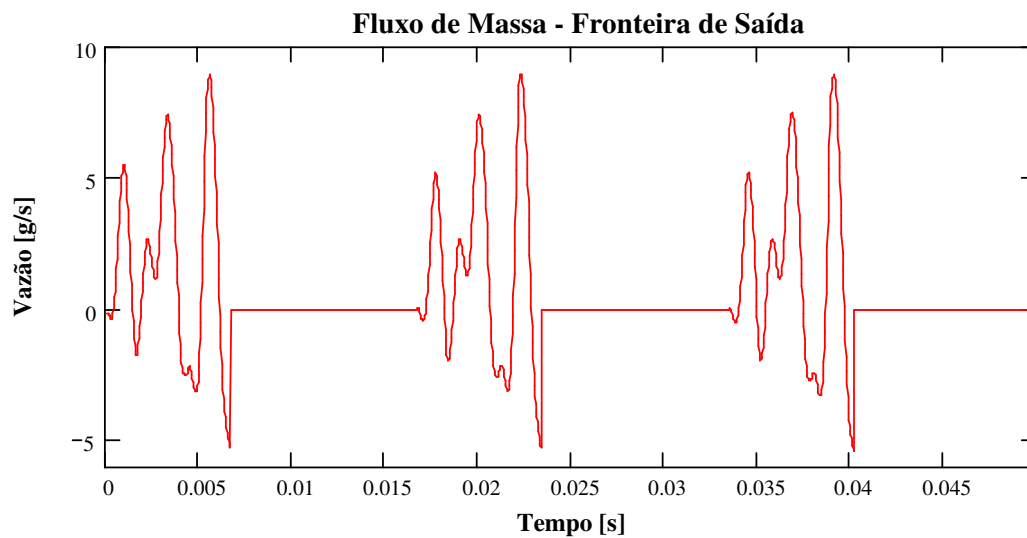
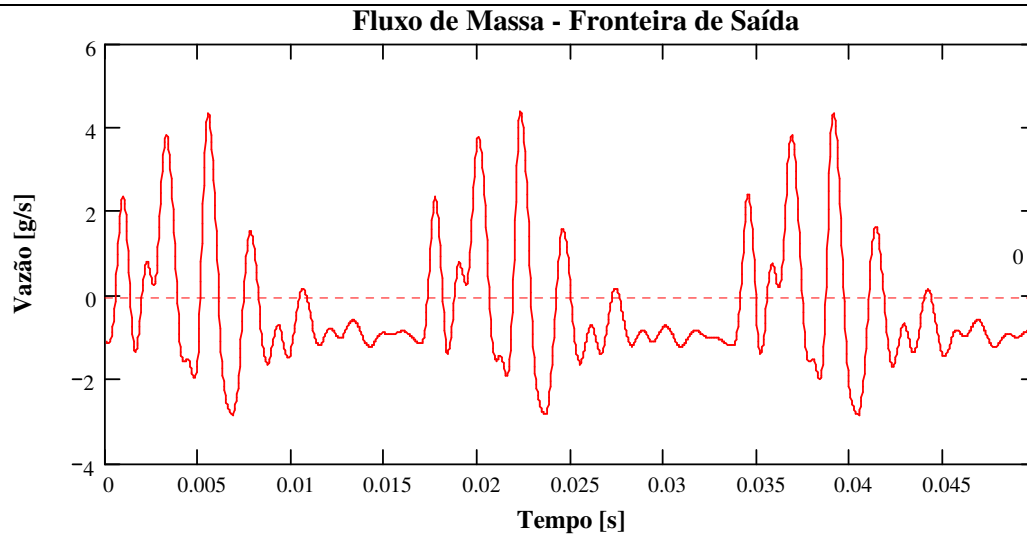
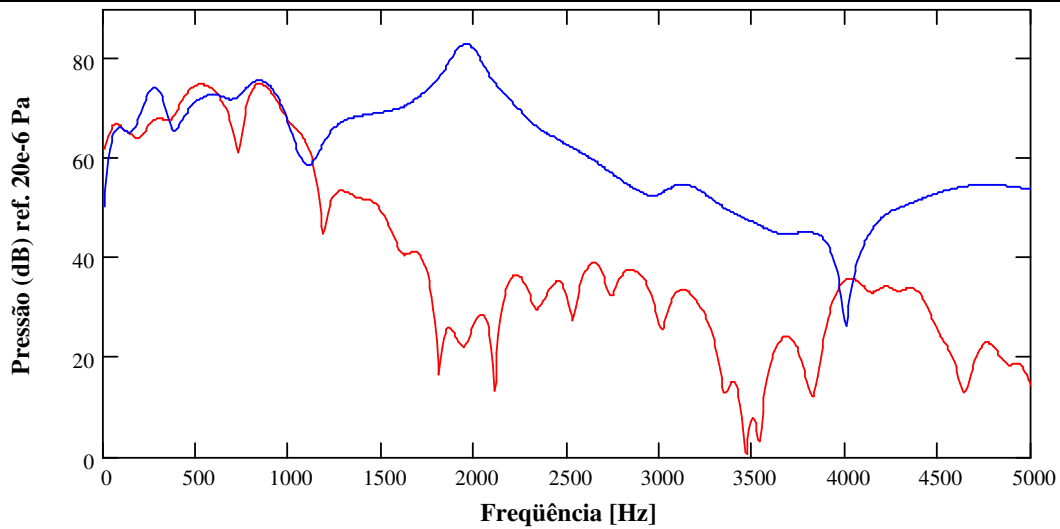


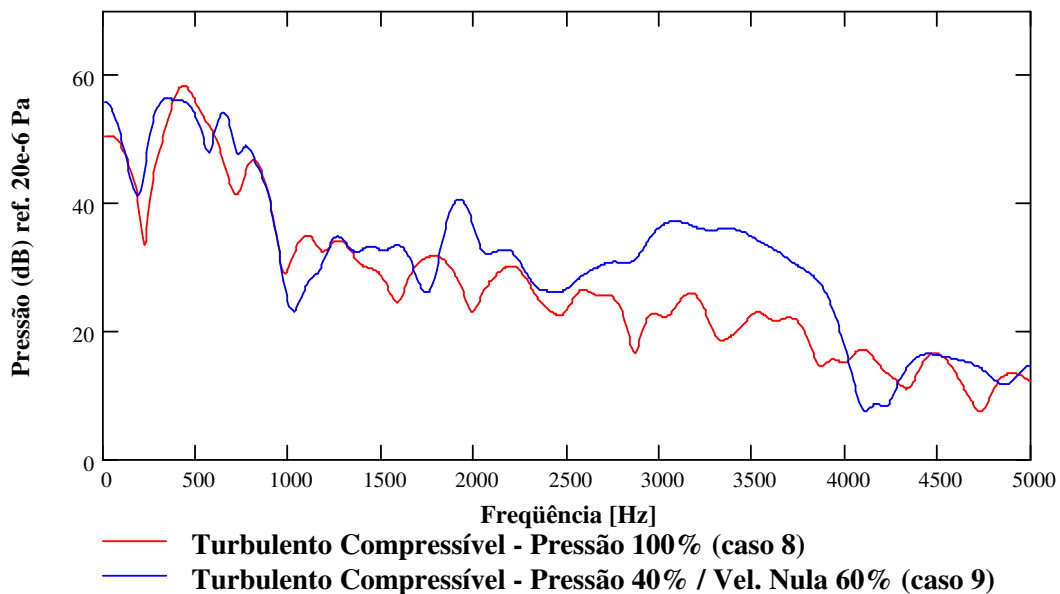
Figura 4.24 – Condição de pressão, fluxo de massa que atravessa a fronteira de saída.

As pressões no domínio da frequência para os casos com condição de contorno de pressão estão mostradas na Figura 4.25. As diferenças entre as características da condição de contorno do caso 8 e 9 alteram expressivamente o resultado obtido, sobretudo acima da frequência de 1 kHz.





(a) Espectro em frequência da pressão no Ponto 1.



(b) Espectro em frequência da pressão no Ponto 2.

Figura 4.25 – Pressão no domínio da frequência para os casos 8 e 9.

Pode-se, agora, comparar as FRF para os dois casos descritos através da Figura 4.26. As diferenças apontadas acima de 1 kHz para o sinal de pressão manifestam-se também nas FRF. Entretanto, é possível perceber que o comportamento da FRF é amplificado nas regiões do espectro onde as ressonâncias acústicas aparecem.

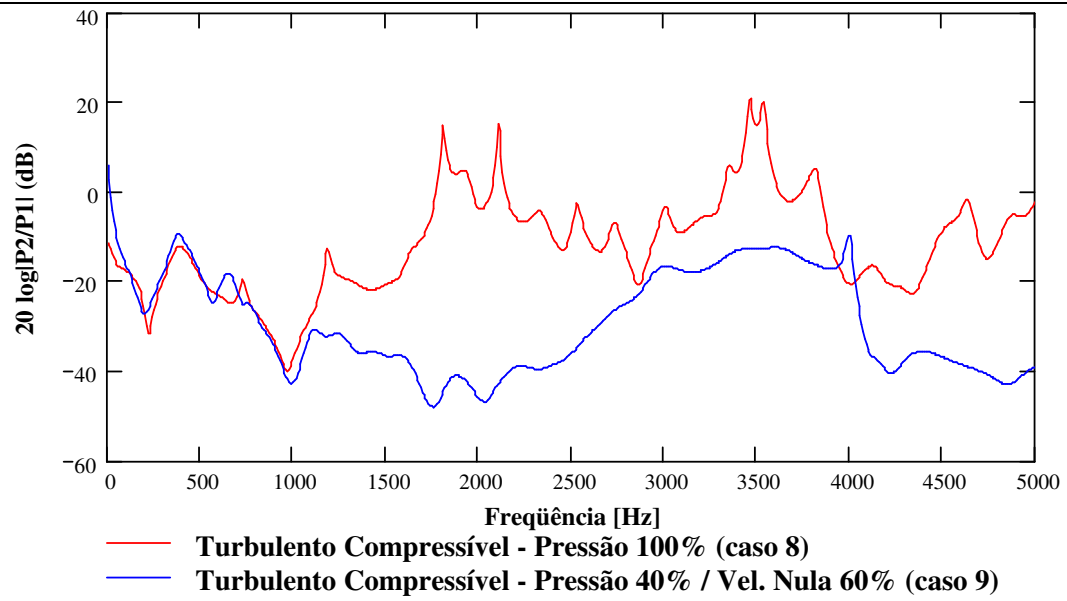


Figura 4.26 – Comparação das FRF's entre a pressão no Ponto 2 e Ponto 1 para os casos 8 e 9.

---

# CAPÍTULO 5

## INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL

---

A investigação experimental é de fundamental importância na validação dos modelos numéricos. Uma bancada foi desenvolvida no Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA) da UFSC em parceria deste com o Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar (NRVA).

Buscou-se verificar a influência do fluxo de massa nas funções resposta em frequência, para os níveis de pressão sonora e para o comportamento da pressão em filtros acústicos. Estes filtros são responsáveis por atenuar as ondas de pressão sonora geradas pelo movimento transiente da palheta. Por outro lado, o emprego destes componentes aumenta a perda de carga, o que é indesejável, uma vez que reduz o fluxo de massa para o interior do cilindro, diminuindo a capacidade de refrigeração dos compressores.

No presente trabalho, os ensaios foram realizados com modelos simplificados. Apesar dos compressores em questão trabalharem com fluido refrigerante R134a, utilizou-se ar para realização dos experimentos devido à sua fácil obtenção e redução do tempo de montagem da bancada. Sabe-se que esta consideração modifica consideravelmente os tempos de abertura e fechamento das válvulas do compressor, que por sua vez altera o volume de gás admitido pelo cilindro.

A bancada desenvolvida no NRVA utilizou uma linha de ar comprimido para geração de fluxo de massa (Figura 5.1) e teve o objetivo de avaliar o efeito do fluxo de massa e de seu sentido na pressão em filtros geometricamente simplificados.

---

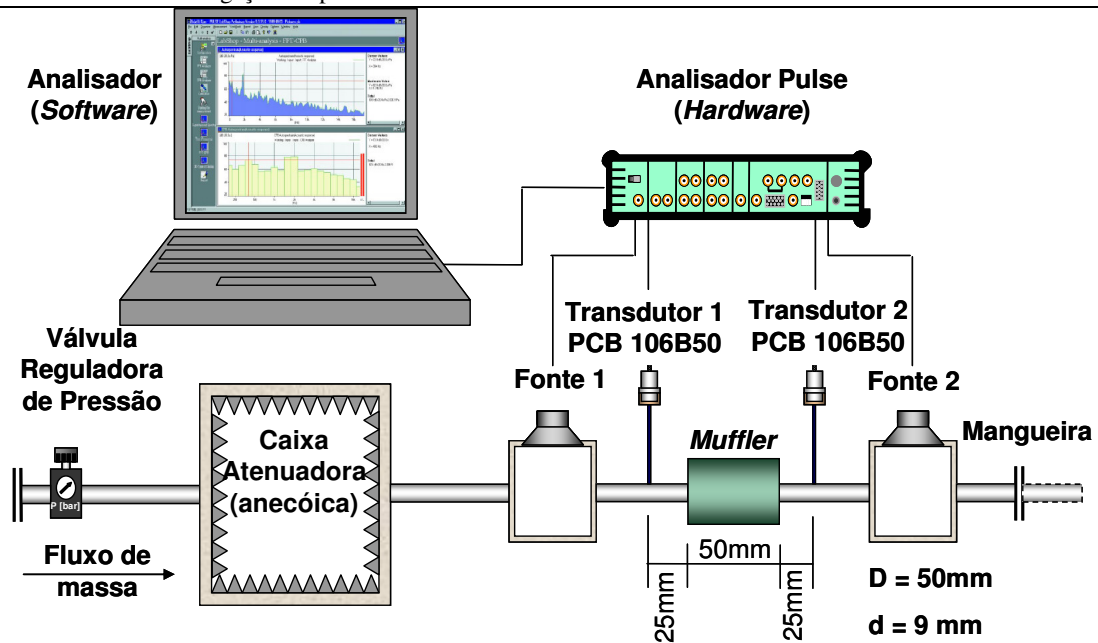


Figura 5.1 – Bancada experimental com linha de ar comprimido.

A Figura 5.1 mostra a bancada com vazão regulada pela válvula na entrada da linha de ar comprimido. Embora os níveis de vazão não tenham sido mensurados, os dados obtidos permitiram uma análise qualitativa do fenômeno. Pode ser observado que o fluxo de ar atravessa uma caixa revestida com material de absorção para atenuar o ruído vindo da linha de ar comprimido. Duas fontes sonoras foram dispostas ao longo da canalização: montante (Fonte 1) e a jusante (Fonte 2) do *muffler*.

Na entrada e na saída do *muffler* foram dispostos transdutores de pressão da marca PCB modelo 106B50, com diâmetro de 16mm, adequado para medições de pressão sonora em sistemas hidráulicos e pneumáticos. Para que eles não interferissem no fluxo foram feitas ponteiros especiais, com diâmetro menor que os transdutores, as quais foram alojadas e colocadas rentes às paredes da canalização. No final da linha foi colocada uma mangueira extensa para que não houvesse interferência do ruído irradiado ao ambiente externo nos sinais lidos pelos transdutores. O sinal foi medido e processado pelo analisador PULSE da Bruel&Kjær, sendo configurada para uma frequência de amostragem de 25,6 kHz, com 1600 pontos no domínio de frequência e um total de 50 amostras para cálculo da média.

A Figura 5.2 mostra a geometria e as dimensões típicas do filtro utilizado na bancada de ar comprimido. Os pontos de medição foram posicionados a 25 mm da parede do volume e

o diâmetro interno da canalização era de 9 mm. O diâmetro interno do volume adotado foi de 50mm.

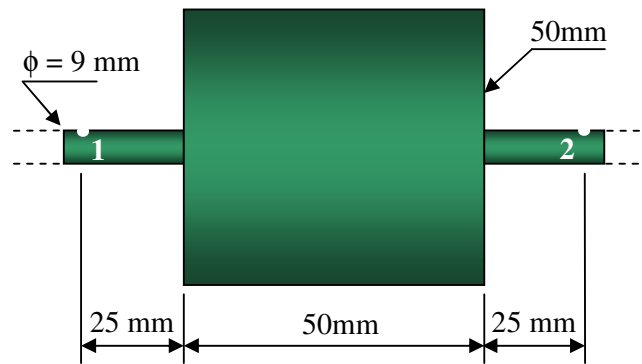


Figura 5.2 – Filtro utilizados na bancada de ar comprimido.

Com o fluxo de ar no mesmo sentido do ruído (Fonte 1), a pressão na entrada do tubo apresentou boa concordância nas frequências abaixo de 1,5 kHz. Para as frequências mais altas, à medida que se aumentava a vazão, os valores de pressão tendiam a diminuir. Este comportamento é ilustrado pela Figura 5.3.

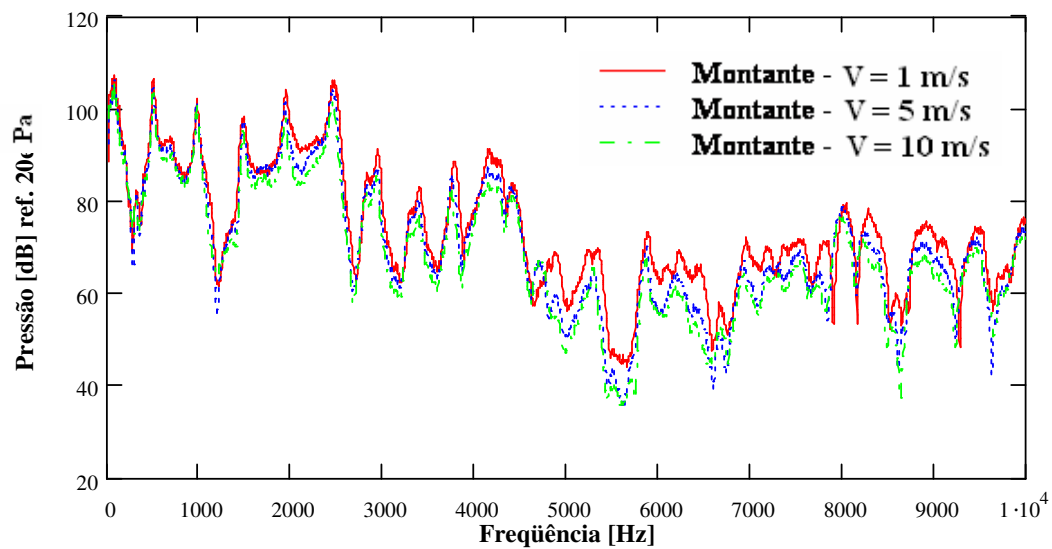


Figura 5.3 – Pressão na entrada do *muffler* (transdutor 1), fonte sonora à montante (Fonte 1).

Com relação à pressão na saída, medida no transdutor 2, para frequências abaixo de 4 kHz o aumento do fluxo de ar implicava em um acréscimo do valor de pressão. Este comportamento invertia-se para frequências acima de 4 kHz, ou seja, maiores vazões produzem pressões menores. A Figura 5.4 mostra o comportamento descrito.

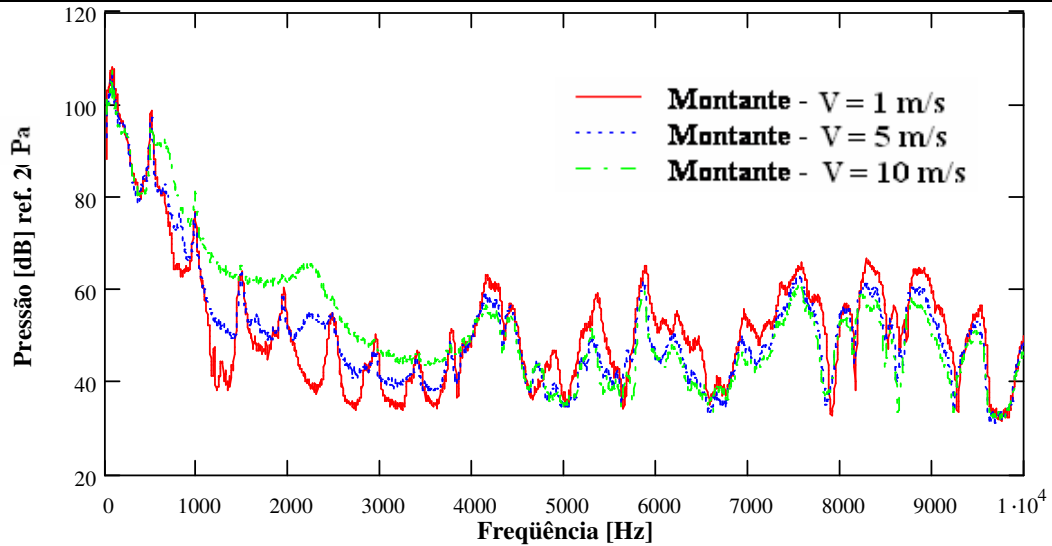


Figura 5.4 – Pressão na saída do *muffler* (transdutor 2), fonte sonora à montante (Fonte 1).

Por fim, conhecendo o sinal na entrada e na saída do *muffler* consegue-se reproduzir a curva da resposta em frequência deste componente. Através das curvas de pressão na entrada (Figura 5.3) e saída (Figura 5.4) pode-se verificar que os sinais apresentam o mesmo comportamento para frequências acima de 4 kHz, quando eleva-se a vazão. Isto faz com que a curva de resposta em frequência praticamente não se altere para as diferentes vazões. Em contrapartida, para a faixa de frequência abaixo de 4 kHz, as variações de pressão devido à elevação da vazão comportam-se de maneira oposta na entrada e na saída. A Figura 5.5 mostra que com o acréscimo da vazão ocorre um aumento na curva de resposta em frequência na regiões entre os picos.

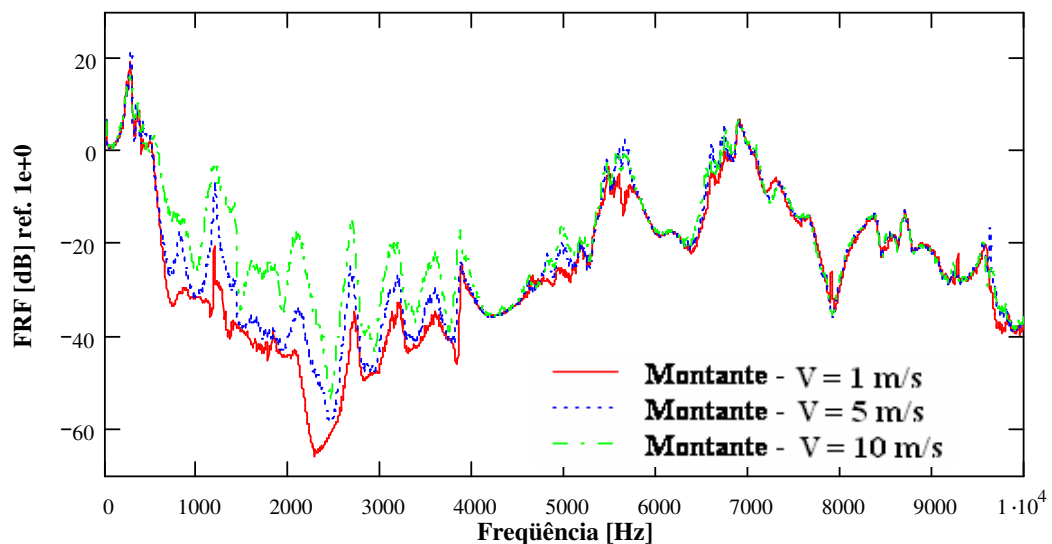


Figura 5.5 – Resposta em frequência do *muffler*, fonte sonora à montante (Fonte 1).

Quando se observa o comportamento do filtro com a fonte sonora colocada à jusante (Fonte 2), percebe-se que a pressão no Ponto 1 praticamente não se altera em toda a faixa de frequência com o aumento de vazão, como mostra a Figura 5.6. A pressão no Ponto 2 para frequências inferiores a 7kHz, mostrada na Figura 5.7, aumenta à medida que a vazão cresce, enquanto que permanece praticamente constante para frequências mais elevadas.

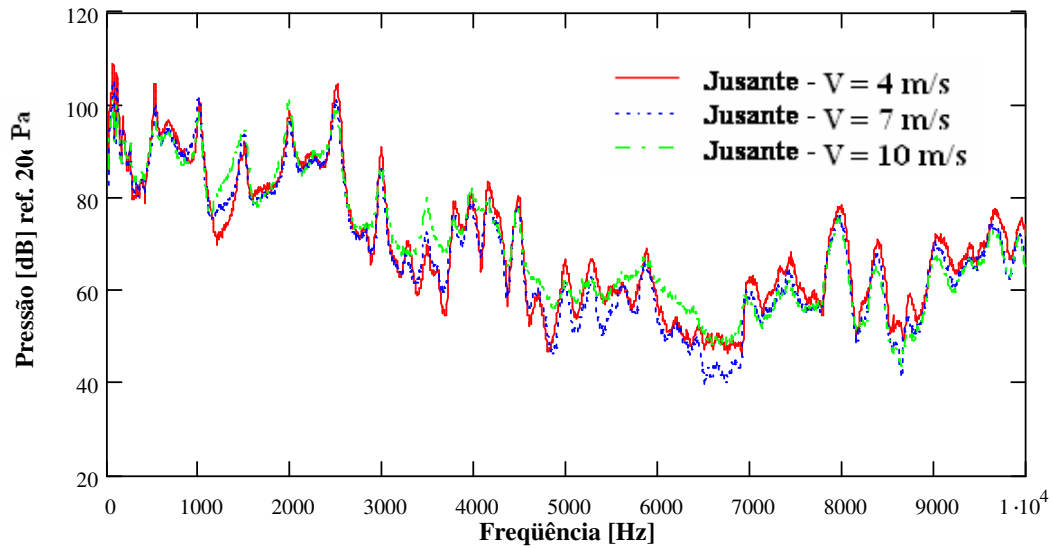


Figura 5.6 – Pressão na entrada do *muffler* (transdutor 1), fonte sonora à jusante (Fonte 2).

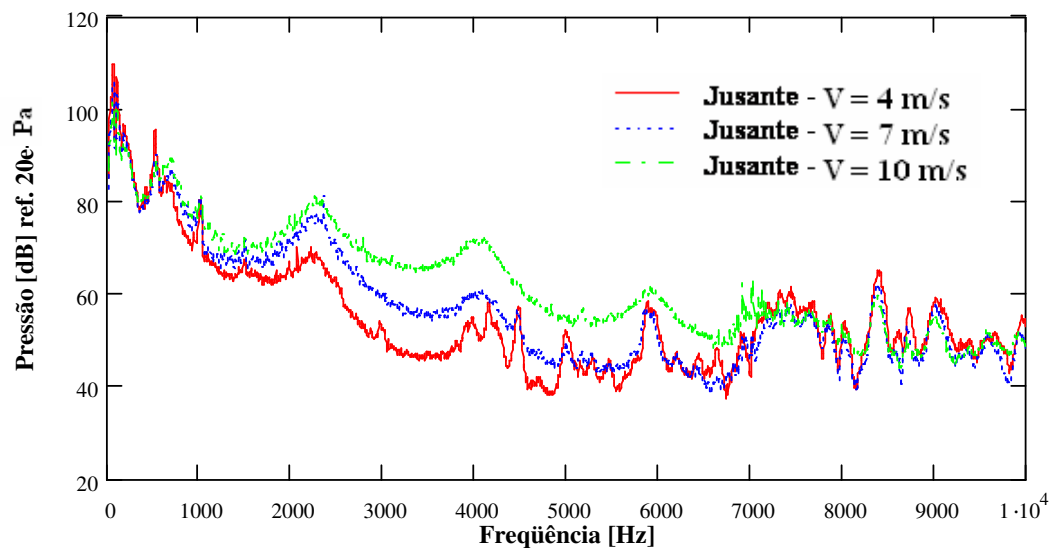


Figura 5.7 – Pressão na saída do *muffler* (transdutor 2), fonte sonora à jusante (Fonte 2).

A Figura 5.8 mostra a curva de resposta em frequência para esta situação. Da mesma forma que para o fluxo à montante, o aumento de vazão acarreta em um aumento do sinal nas regiões entre os picos, que para este caso ocorre na faixa de frequência inferior a 7 kHz.

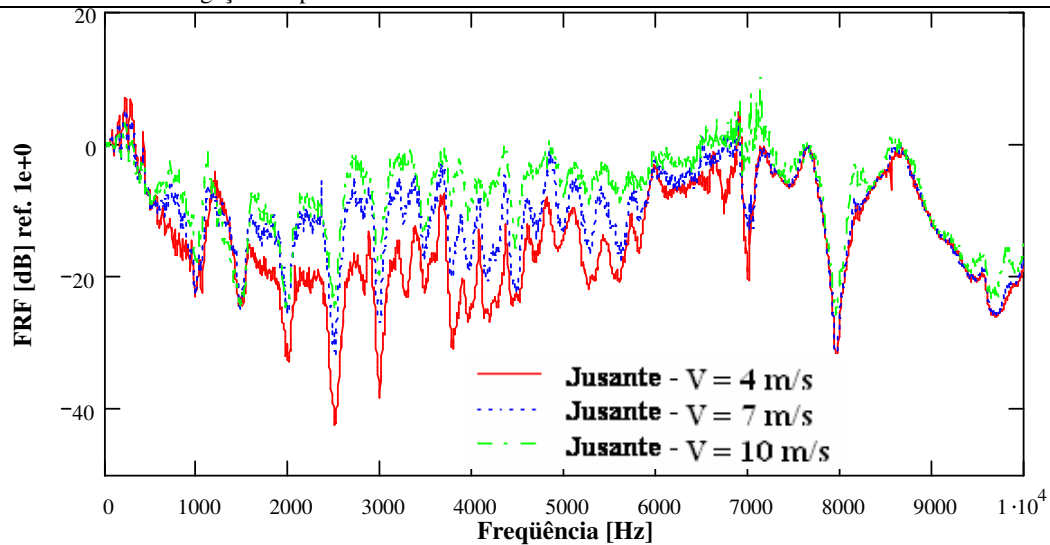


Figura 5.8 – Resposta em frequência do *muffer*, fonte sonora à jusante (Fonte 2).

A Figura 5.9 compara as curvas de resposta em frequência entre os dois casos descritos acima. Quando a fonte sonora está a montante do *muffer*, percebe-se que alguns picos deixam de existir. Também é possível notar que com a fonte à jusante, o aumento do fluxo de massa faz com que alguns picos unam-se, não sendo mais possível identificá-los.

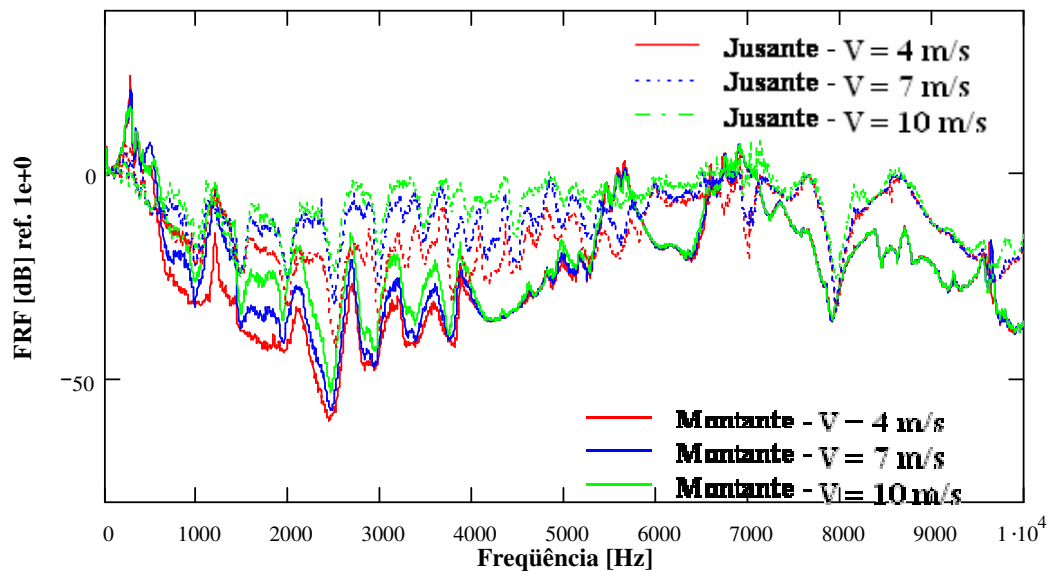


Figura 5.9 – Resposta em frequência do *muffer*, comparação entre fonte sonora à montante (Fonte 1) e à jusante (Fonte 2).

Os transdutores PCB 106B50 possuem uma área de medição relativamente grande para que apresentem alta sensibilidade às pequenas variações de pressão sonora. A montagem dos transdutores nos alojadores reduz sua área de medição e, assim, sua sensibilidade. Por



outro lado, a sua instalação diretamente na superfície da canalização seria inviável, pois promoveria alterações significativas na geometria e, conseqüentemente, no escoamento do fluido, gerando regiões de turbulência indesejáveis.

Propôs-se então montar uma bancada em que fossem consideradas as características de pulsação do compressor, além da determinação das funções de transferência e de ruído externo ao escoamento do filtro acústico, quando colocado em um ambiente anecóico. Também se buscou avaliar somente a contribuição do fluxo de massa constante na variação de pressão e efetuar um mapeamento da pressão nos pontos de maior interesse dentro do volume e dos tubos dos filtros acústicos. A Figura 5.10 mostra a bancada montada para medições com ar. A tubulação em azul representa a linha de sucção e, em vermelho, a de descarga. Tomadas de pressão foram feitas na entrada e saída do *muffler*, além de medições no interior do volume.

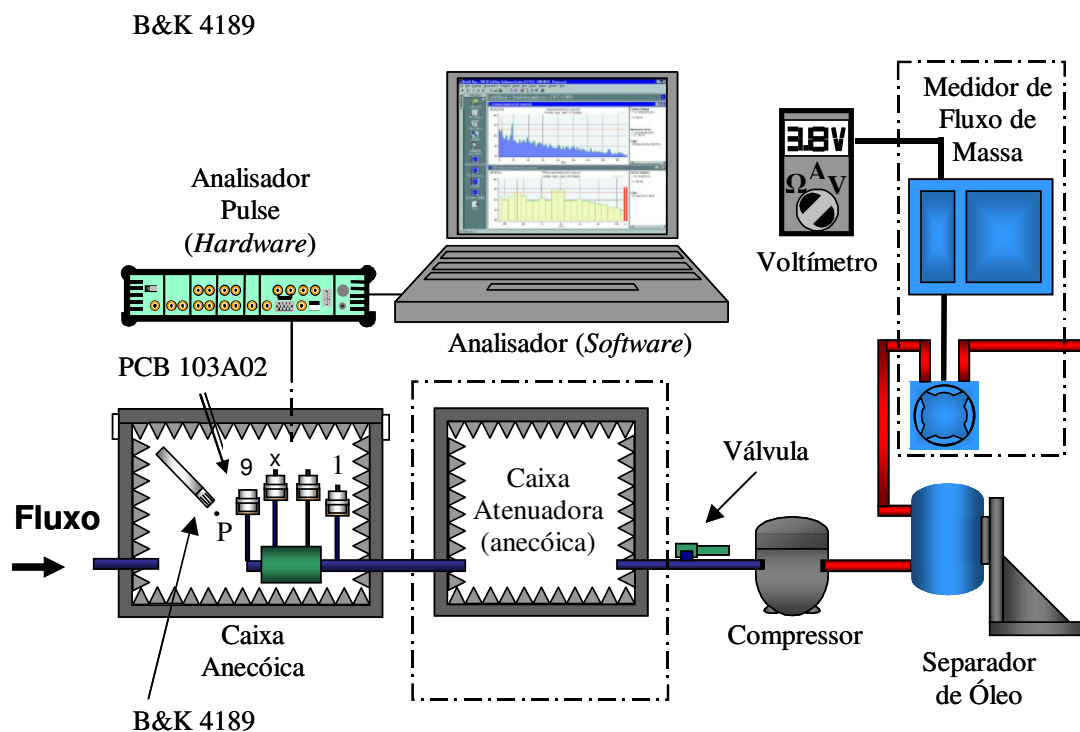


Figura 5.10 - Bancada experimental com compressor.

O *muffler* foi colocado dentro de uma caixa revestida com material de absorção (Caixa Anecóica) com a finalidade proporcionar um campo livre. A caixa atenuadora, também revestida com material de absorção, foi introduzida para reduzir as variações de pressão devido à pulsação do compressor, de tal forma a se avaliar somente o efeito do escoamento.

Em um outro experimento, onde se buscava compreender o efeito da pulsação, a caixa atenuadora foi retirada do sistema com o compressor ligado diretamente ao filtro acústico.

As vazões foram reguladas manualmente por uma válvula e medidas com um transdutor do tipo Coriolis instalado na linha de descarga do compressor. Para preservar a integridade do medidor de fluxo de massa, um dispositivo para remoção de óleo foi instalado no sistema (tipo de compressor utilizado permite o contato entre óleo de lubrificação com o gás). A geometria e os pontos de medição no interior do volume do *muffler* são mostrados na Figura 5.11.

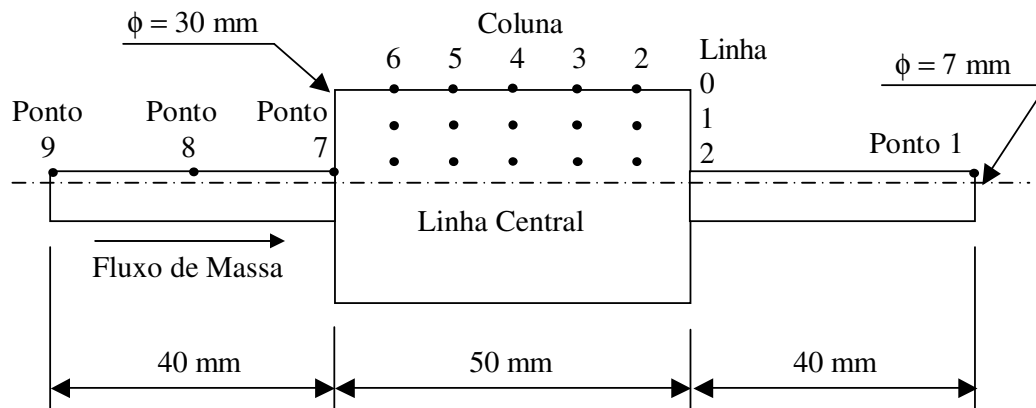


Figura 5.11 – Pontos de tomada de pressão.

Os transdutores de pressão utilizados na bancada são da marca PCB modelo 103A02, com aproximadamente 3 mm de diâmetro, recomendados para medir pressão em escoamentos transientes que envolvam turbulência e fenômenos acústicos. A escolha deste modelo deve-se principalmente à sua robustez e ao seu pequeno diâmetro, facilitando a utilização em ponteiros, sem perda considerável de sensibilidade.

Também foi tomada a pressão em um ponto P externo ao escoamento, como indicado na Figura 5.10, com o objetivo de diferenciar a pressão devido ao escoamento da pressão sonora radiada pelo filtro acústico. Foi utilizado o microfone B&K 4189 para aquisição do sinal. Todos os sinais foram tratados pelo analisador Pulse da Brüel&Kjær.

Para avaliar o efeito do fluxo constante na geração de ruído e no campo de pressão dos filtros, as medições foram feitas para duas velocidades distintas, de 21 e 30 m/s. Para estas situações introduziu-se a caixa anecóica no sistema para atenuar a pulsação de 60 Hz gerada pelo compressor.

Para avaliar o comportamento do *muffler*, quando excitado por um escoamento pulsante característico de um compressor hermético, foi mantida a caixa anecóica. Nesta fase a vazão não foi mensurada, retirando-se assim do experimento os sistemas de medição de vazão e de separação de óleo, mostrados na Figura 5.10.

No Ponto 1 foi mantido um transdutor fixo, enquanto os demais tinham as suas posições alteradas. A pressão para o Ponto 1, nos três casos acima descritos, é mostrada na Figura 5.12. Comparando a pressão no Ponto 1 para as duas velocidades nota-se que, para vazões maiores, os níveis de pressão também aumentam. Quando a sucção é feita diretamente pelo compressor os níveis de pressão são mais elevados e sofrem forte influência da frequência fundamental do ciclo de compressão.

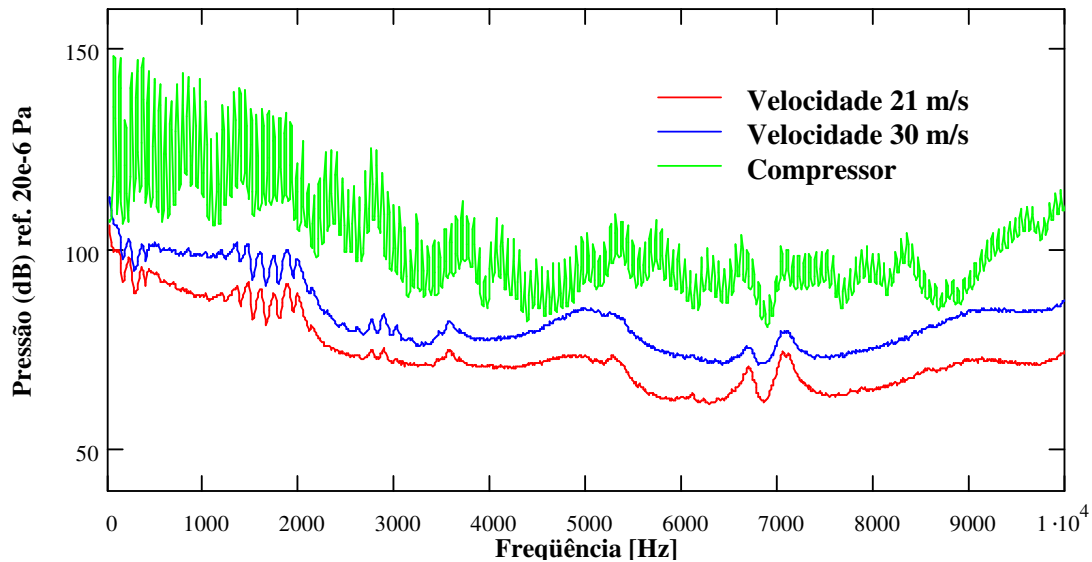


Figura 5.12 – Pressão no Ponto 1.

Todos os pontos indicados na Figura 5.11 tiveram seus sinais de pressão medidos, porém, será apresentada somente uma parte destes resultados.

A Figura 5.13 mostra o comportamento da pressão em alguns pontos da coluna 2 para os três casos. Percebe-se que, à medida em que se aproxima da linha dos tubos, o sinal de pressão no domínio da frequência tende a atingir níveis mais altos. O mesmo comportamento descrito acima, e caracterizado pela Figura 5.13, é nítido nas demais colunas onde as pressões foram monitoradas.

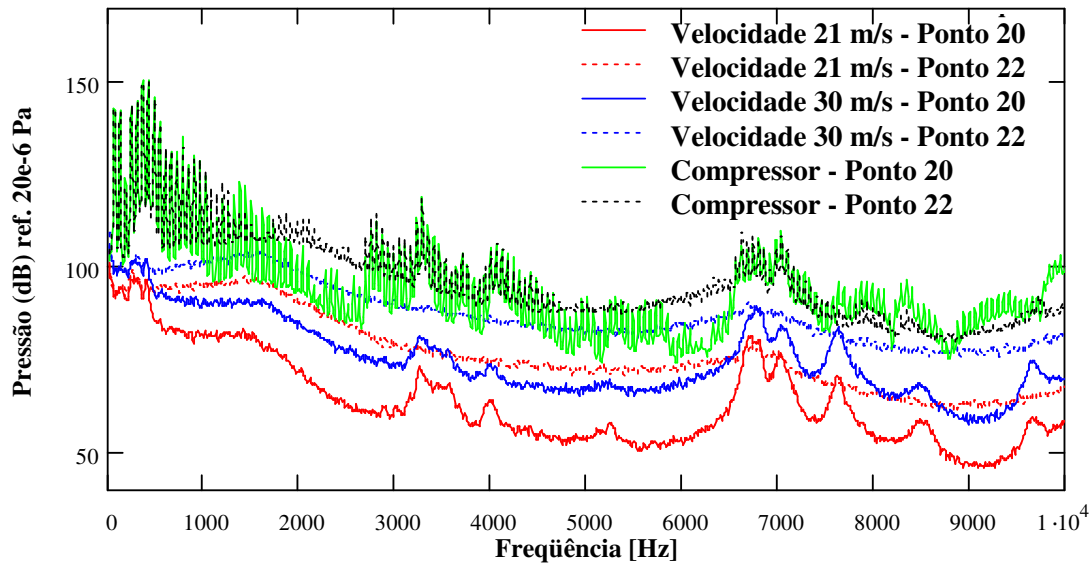
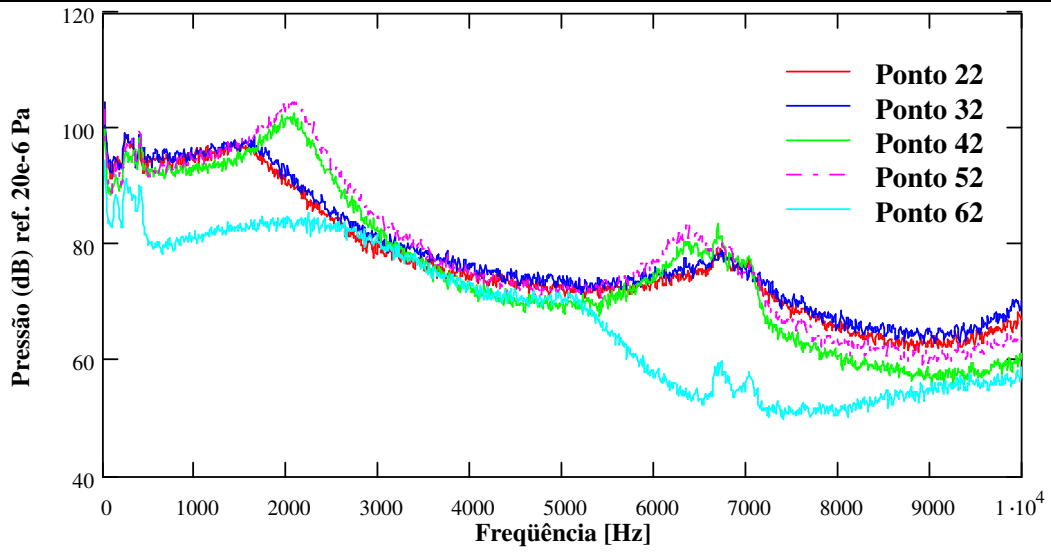


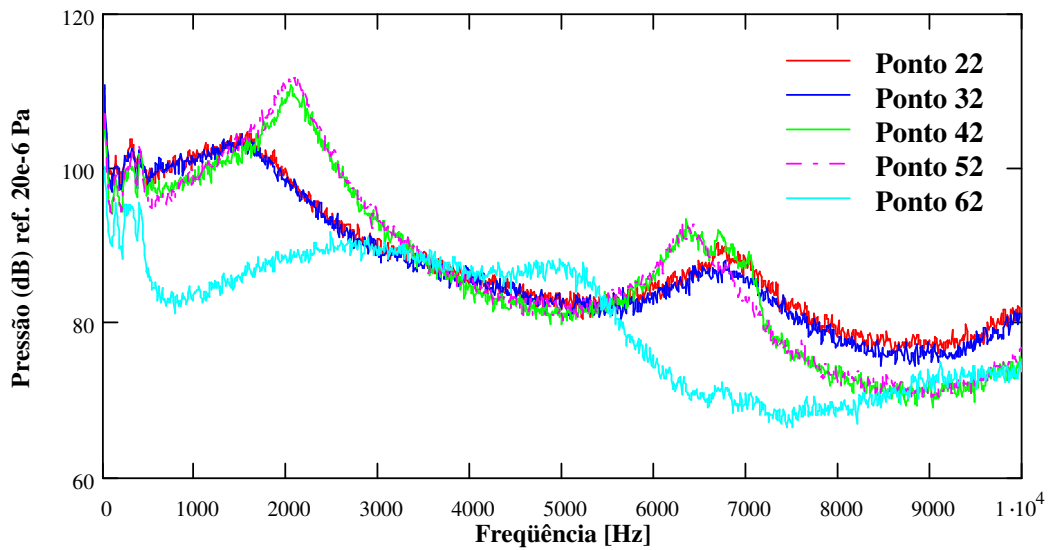
Figura 5.13 – Variação da pressão na coluna 2.

O comportamento da pressão ao longo da linha 2, mais próxima à região central do *muffler*, está caracterizado pela Figura 5.14. Nota-se que a pressão não se altera muito em uma linha dentro do volume do *muffler*, com exceção dos pontos localizados na coluna 6. Estes pontos têm seus sinais no domínio da frequência inferiores aos dos pontos localizados em outras colunas. Os resultados serão apresentados para cada caso separadamente.

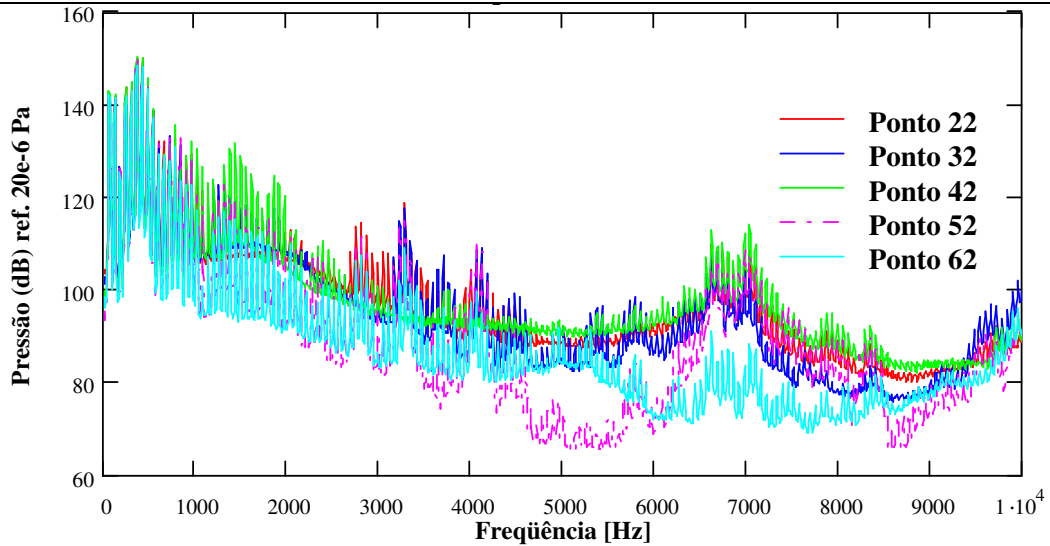
Quando se comparam os casos com escoamento constante, verifica-se que as colunas 4 e 5 têm seu sinal de pressão respondendo fortemente na região de 2 kHz, e nas altas frequências seu sinal diminui, principalmente quando a velocidade é maior. Comparando a Figura 5.14(a) com a Figura 5.14(b) nota-se que com o aumento da velocidade o Ponto 62 apresenta uma amplificação do sinal na faixa de 5 kHz. Para o mesmo ponto os picos que aparecem nas frequências de 6,8 kHz e 7 kHz tendem a desaparecer à medida que a velocidade aumenta. Estas frequências aparecem no modelo de acústica linear simulado no Capítulo 4.



(a) Velocidade 21 m/s



(b) Velocidade 30 m/s



(c) Compressor

Figura 5.14 – Variação da pressão na linha 2.

A pressão na entrada do primeiro tubo (Ponto 9), para as três condições de escoamento, está mostrada na Figura 5.15. Quando o escoamento acontece com velocidade constante de 21 m/s o sinal de pressão responde levemente nas frequências de ressonância do modelo acústico (ver Tabela 4.2), principalmente a partir de 3 kHz. Com o aumento da velocidade estes picos desaparecem, permanecendo a curva de pressão praticamente plana em todo o espectro de frequência. Com a sucção realizada pelo compressor, as ressonâncias manifestam-se mais nitidamente.

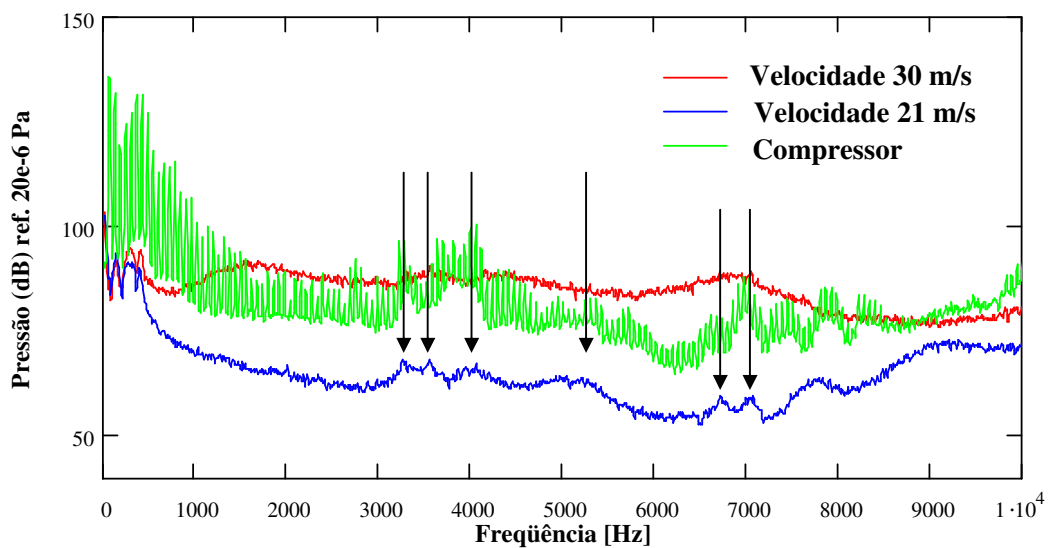


Figura 5.15 – Pressão na extremidade do tubo de entrada, Ponto 9.

Registrou-se também o valor da pressão sonora num ponto externo ao *muffler*, dentro da caixa anecóica e fora da região de escoamento de ar. Fez-se isso para que o sinal de pressão sonora não fosse perturbado pela variação de pressão do escoamento. A Figura 5.16 mostra o espectro do sinal medido no ponto externo P.

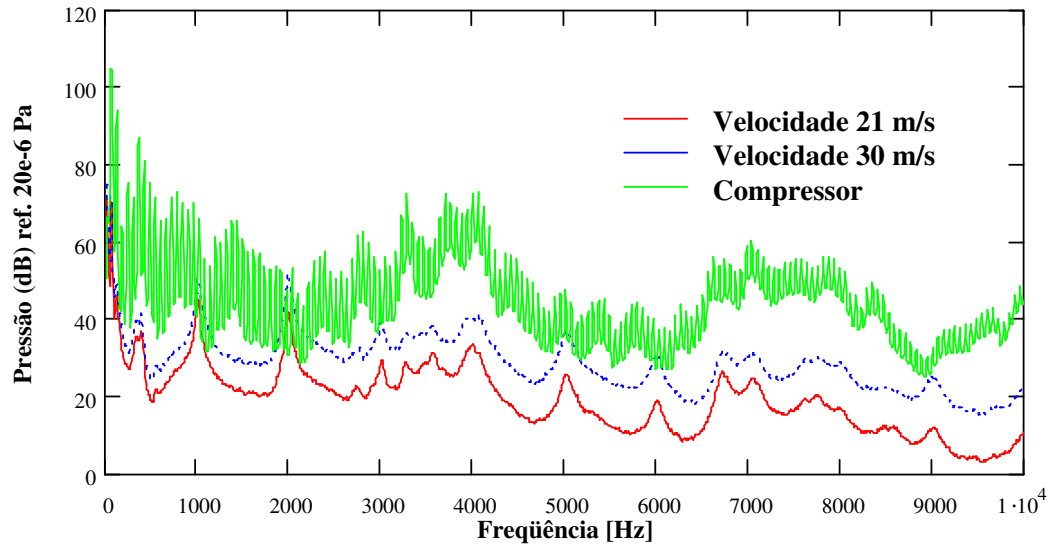


Figura 5.16 – Pressão sonora no Ponto P, externo ao escoamento.

A Figura 5.17 mostra a Função Resposta em Frequência entre os pontos 9 e 1 para as três condições de pulsação experimentadas e para o modelo de acústica linear. Pode-se perceber que as FRF's do experimento não apresentaram picos bem definidos como o modelo numérico, porém, nota-se que as curvas seguem uma mesma tendência, principalmente para o caso com compressor. Nota-se também que nas frequências de naturais do sistema ocorre amplificação do sinal de pressão.

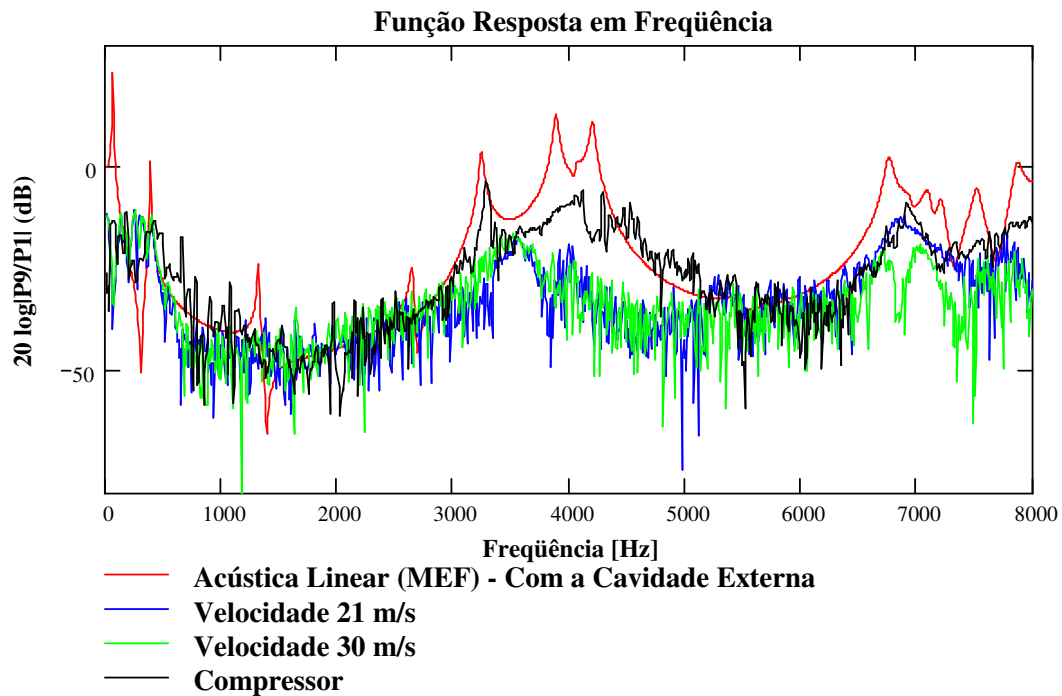


Figura 5.17 – Comparação entre as FRF's obtidas experimentalmente com acústica linear.

Escoamentos transientes, tais como encontrados em compressores herméticos, além de caracterizarem-se por submeter o fluido a bruscas acelerações, apresentam níveis de velocidades elevados. De acordo com os resultados expostos, à medida em que o fluxo de massa aumenta os valores de pressão aumentam amplamente em todo o espectro de frequência. Dessa forma, para a correta análise de filtros acústicos, é necessário o estudo da geração de ruído através do escoamento.

Outro fator importante que deve ser considerado é a dificuldade em se medir somente o sinal de pressão sonora na presença do escoamento. Ao introduzir um sistema de medição de pressão no interior do *muffler* com escoamento, o transdutor percebe toda forma de pressão e transmite um sinal de pressão que tem contribuição do próprio escoamento transiente, dos efeitos de turbulência, e também, da pressão acústica. Daí a necessidade de se fazer a medição numa região afastada do escoamento.



---

# CAPÍTULO 6

## CONCLUSÕES

---

Os filtros acústicos de sucção são responsáveis por grande parte da energia que chega à carcaça de um compressor hermético. Sendo assim, é necessário o correto dimensionamento dos filtros para garantir o conforto acústico do compressor, além de não alterar o desempenho térmico dos sistemas de refrigeração.

Dentre as fontes de ruído que excitam os modos acústicos do filtro de sucção podem-se citar o movimento transiente da palheta de sucção e o escoamento de gás, este último através da geração de estruturas turbulentas que atuam como fonte sonora no interior dos *mufflers*. Desta forma, o estudo da contribuição do escoamento na geração de ruído é um fator importante para o projeto de filtros acústicos de sucção.

Dentre as formas de abordagem do problema, os métodos numéricos revelam-se altamente promissores na investigação. Com o avanço tecnológico dos computadores, cada vez mais as metodologias de solução apresentam-se mais viáveis, tornando os resultados numéricos mais próximos dos valores encontrados através da investigação experimental. Da mesma forma, os métodos experimentais também têm evoluído através do avanço de equipamentos e procedimentos de medição. Ambos os métodos, numérico e experimental, foram utilizados nesta dissertação para avaliar o escoamento como fonte de ruído em filtros acústicos.

Através dos resultados numéricos obtidos pôde-se observar que a solução obtida por acústica linear não é capaz de considerar os efeitos de velocidade do escoamento. Devido a isto, não é possível verificar as alterações que o escoamento introduz na radiação de ruído pelos *mufflers*. Contudo, a análise por acústica linear ainda é uma ferramenta importante, uma vez que através dela pode-se representar o comportamento para baixas velocidades. Isto porque com níveis de velocidade baixos a contribuição do escoamento na geração de ruído pode ser desconsiderada.

---

Porém, para velocidades mais elevadas, é necessário aplicar novas metodologias para investigar a contribuição do escoamento na geração de ruído dos *mufflers*. Através da solução do escoamento, foi possível identificar as melhores formas de representar o problema acústico.

De acordo com as formulações utilizadas para resolver o problema, conclui-se que a formulação turbulenta compressível é mais apropriada para descrever o comportamento do escoamento. A formulação incompressível confere ao modelo uma rigidez elevada, descaracterizando o efeito da pulsação. Quanto à formulação invíscida, a ausência das estruturas turbulentas faz com que o escoamento não excite os modos acústicos.

Através da variação dos parâmetros da condição de contorno notou-se que, à medida que os transientes apresentam-se mais bruscos, o sinal de pressão na entrada do *muffler* torna-se mais amplificado, conseqüentemente aumentando os níveis de ruído radiado.

A condição de contorno tipo pressão prescrita, obtida experimentalmente, não conseguiu representar a condição de vazão nula durante o fechamento da válvula de sucção. Quando se utiliza uma condição de contorno mista para representar o fechamento, ou seja, condição de pressão juntamente com velocidade nula, no momento do fechamento os níveis de pressão sobem demasiadamente, descaracterizando-se totalmente do sinal de pressão encontrado em compressores.

Contudo, a solução direta do escoamento não consegue calcular diretamente os níveis de pressão sonora em filtros acústicos. Para tanto, o tempo computacional é extremamente alto. É necessária, então, a utilização de outras ferramentas para obter esses dados. Atualmente estes problemas têm sido abordados através de uma solução híbrida, com a solução do escoamento seguida pela solução do campo acústico através da utilização os dados do escoamento.

Os resultados experimentais mostram que, com o aumento da vazão, os níveis de pressão encontrados em *mufflers* alteram-se consideravelmente. As curvas de Resposta em Frequência desses sistemas tornam-se mais planas na região entre as ressonâncias, chegando até mesmo, a serem maiores que as próprias amplitudes da ressonância. Este comportamento é mais acentuado em vazões elevadas.

Com o mapeamento da pressão em um *muffler* simples, percebe-se que na região próxima à linha dos tubos os níveis de pressão são maiores. Isto se deve, principalmente, por

encontrarem-se neste local os maiores níveis de velocidade. Outra consideração importante, é que os níveis de pressão medidos no interior dos *mufflers* apresentam flutuações originadas de várias fontes envolvidas no fenômeno, entre elas podem-se destacar a turbulência, a própria característica transiente do escoamento, o efeito da compressibilidade e a pressão acústica. Diante de tal complexidade envolvida na medição em regiões de fluxo de massa, é preciso avaliar os níveis de pressão sonora em regiões externas ao escoamento. A comparação entre a pressão sonora em um ponto externo ao escoamento, assim como esperado, mostra que vazões maiores indicam níveis de ruído também maiores.

Ao término deste trabalho, observa-se que futuras análises podem ser feitas visando à modelagem do escoamento como ferramenta para obtenção de parâmetros que possam servir de dados de entrada em modelos acústicos.

Deve-se também, estender esta metodologia a *mufflers* de maior complexidade geométrica, inclusive, modelando toda a geometria para avaliação das propriedades na direção circunferencial. A modelagem de filtros com mais volumes e tubos também é interessante para o aprimoramento das técnicas de projeto destes componentes.

A utilização do fluido refrigerante R134a, típico de sistemas de refrigeração, é outra implementação a ser considerada em novos modelos de escoamento e modelos acústicos.

Por fim, sugere-se a confecção de uma bancada com controle de vazão capaz de impor um valor de pressão sonora conhecido para excitar os filtros. Lembrando que o ponto de medição de pressão sonora deve estar localizado fora da região de influência do escoamento.

---

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

---

- [1] **J. F. HAMILTON**, *Measurement and Control of Compressor Noise* – School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, 1988.
  - [2] **B. ROYS & W. SOEDEL**, *On the Acoustics of Small High-Speed Compressor: A Review and Discussion*, Noise Control Engineering Journal, January – February, pg. 25-34, 1989.
  - [3] **M. DHAR & W. SOEDEL**, *Influence of Valve Stop and/or Suction Muffler on Suction Valve Noise of an Air Compressor*, Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, pg. 36-44, 1978.
  - [4] **P. PANDEYA & W. SOEDEL**, *Analysis of the Influence of Seat-Plating or Cushioning on Valve Impact Stresses in High Compressors*, Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, pg. 169-176, 1978.
  - [5] **S. MURAKAMI et al**, *Relations between flow patterns and flow-generated noise in expansion chambers mufflers*. ASME 1991.
  - [6] **J. Y. CHUNG & D. A. BLASER**, *Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. I: Theory*. JASA, vol. 63, pg. 907-913, 1980.
  - [7] **T. W. WU & G. C. WAN**, *Muffler performance studies using a direct mixed-body boundary element method and a three-point method for evaluating transmission loss*. Journal of Vibration and Acoustics, vol. 118, pg. 479-484, 1996.
  - [8] **J. W. SULLIVAN**, *Some gas flow and acoustic pressure measurements inside a concentric-tube resonator*. JASA, vol. 76, pg. 479-484, 1984.
  - [9] **J. W. SULLIVAN**, *A method for modeling perforated tube muffler components. I: Theory*. JASA, vol. 66, pg. 772-778, 1979.
-

- 
- [10] **J. W. SULLIVAN**, *A method for modeling perforated tube muffler components. II: Applications*. JASA, vol. 63, pg. 779-788, 1979.
- [11] **C. J. YOUNG E M. J. CROCKER**, *Prediction of transmission loss in mufflers by the finite element method*. JASA vol. 57, pg. 144-148, 1975.
- [12] **M. L. MUNJAL, S. KRISHNAN & M. M. REDDY**, *Flow – Acoustic performance of perforated element mufflers with application to design*. Noise Control Engineering Journal, vol. 40, pg. 159-166.
- [13] **M. L. MUNJAL**, *Advances in the acoustics of flow ducts and mufflers*. Sadhana, vol. 15, part 2, pg. 57-72, 1990.
- [14] **F. N. DIESEL**, *Fluxo de Energia do Conjunto Interno Moto-Compressor para a Carcaça de um Compressor Hermético Através da Cavidade*, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, 2000.
- [15] **M. J. LIGHTHILL**, *On sound generated aerodynamically: I. General theory*. Proceedings of the Royal Society of London, Vol. 211, pg. 564-87, 1952.
- [16] **N. CURLE**, *The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound*. Proceeding of the Royal Society of London, A231 (1187), pg. 505-14, 1955.
- [17] **M. S. HOWE**, *Sound generated by fluid-structure interactions*. Computers & Structures, Vol. 65(3), pg. 433-46, 1997.
- [18] **S. V. PATANKAR**, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Ed. McGraw-Hill Book Company, 1980.
- [19] **C. R. MALISKA**, *Transferência de Calor e Mecânica do Fluidos Computacional*.
- [20] **A. SILVEIRA N**, *Fundamentos de Turbulência*. In: C.J. DESCHAMPS & J. R. BARBOSA (eds), *III Escola de Primavera em Transição & Turbulência*, Florianópolis, pg 1-52, 2002.
- [21] **FLUENT**, *FLUENT user's guide*, versão 6.0, Fluent Incorporated, Lebanon/NH, USA, 2001.
-

- 
- [22] **M. L. MUNJAL**, *Acoustics of ducts and mufflers*. New York, Wiley Interscience, 1987.
- [23] **Y SATHYANARAYANA & M. L. MUNJAL**, *A Hybrid approach for aeroacoustic analysis of the engine exhaust system*. Applied Acoustics, vol. 60, pg. 425-450, 2000.
- [24] **T. TSUJI, T. TSUCHIYA & Y. KAGAWA**, *Finite Element and Boundary Modelling for the Acoustic Wave Transmission in Mean Flow Medium*. Journal of Sound and Vibration, vol. 255, pg. 849-866, 2001.
- [25] **J. HIGASHIYAMA & J. IWAMOTO**, *Experimental Study of Exhaust Noise Generated by Pulsating Flow Downstream of the Pipe*. Journal of SAE of Japan, vol. 20, pg. 73-79, 1999.
- [26] **MSC NASTRAN/PATRAN versão 2001 r2a**. MSC Software.
- [27] **FLUENT versão 6.0**. Fluent Incorporated.
- [28] **CFX versão 5.5**. AEA Technology *Engineering Software*.
-