

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ

GEOVANI OLIVEIRA DE SOUZA

**ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO
DE SILENCIADORES AUTOMOTIVOS DISSIPATIVOS E
REATIVOS**

**CURITIBA
DEZEMBRO – 2008**

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ

GEOVANI OLIVEIRA DE SOUZA

**ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO
DE SILENCIADORES AUTOMOTIVOS DISSIPATIVOS E
REATIVOS**

Dissertação apresentada como requisito à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Departamento de Ciências Exatas e de Tecnologia, Pontifícia Universidade Católica do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Nilson Barbieri

Co-orientador: Prof. Dr. Renato Barbieri

**CURITIBA
DEZEMBRO – 2008**

RESUMO

Com o avanço tecnológico ocorreu o surgimento de uma grande variedade de técnicas computacionais, que tornaram possível a solução de inúmeros problemas de engenharia. Possibilitou-se, desta forma, predizer o desempenho de um silenciador na fase de projeto através da análise numérica e a fabricação de modelos mais eficientes, compactos e de menor custo aliados a um menor tempo de desenvolvimento, que são requisitos fundamentais.

Mesmo com essa evolução de tecnologia para soluções, o desenvolvimento de silenciadores automotivos considera algumas hipóteses de simplificação. Essas facilitam as análises numéricas, pois diminuem o tempo de processamento requerendo, assim, recursos computacionais menos sofisticados. Dentre estas simplificações, podem ser citadas, por exemplo: a presença do fluxo de gases do escoamento e o preenchimento da câmara interna por materiais absorventes.

Neste estudo, objetiva-se a análise numérica e experimental do desempenho acústico de silenciadores automotivos sem e com presença de materiais absorventes no interior da câmara de expansão, através de simulações computacionais, utilizando as técnicas numéricas de Elementos de Contorno, Elementos Finitos e Matrizes de Transferência bem como medições experimentais em laboratório.

Palavras-chave: silenciador, material absorvente, desempenho acústico, perda de transmissão sonora, FEM, BEM, Matriz de Transferência

ABSTRACT

With the technological evolution a lot of computational techniques variety came up, being possible to solve several engineering problems. It was possible, this way, to predict a muffler performance in the project stage through numeric analysis and the construction of models more efficient, compact and with lower costs together with a lower development time, which are fundamental requisites.

Even with this evolution in technology to get solutions, the automobile muffler development considers some simplification assumptions. These hypotheses improve the numerical analysis because decrease the process time requiring, so, computational resources less sophisticated. Between these assumptions, may be mentioned, as example: the presence of the mean flow and internal chamber with absorbent materials.

In this study, the objective is to analyze numerical and experimental the acoustic performance of automobile mufflers without and with the presence of absorbent materials in the interior of the chamber, across computational simulations, using the numerical techniques Finite Element Method, Boundary Element Method and Transfer Matrix as well experimental measurements in laboratory.

Key-words: muffler, absorbent material, acoustic performance, FEM, BEM, Transfer Matrix

AGRADECIMENTOS

Meus sinceros agradecimentos primeiramente a Deus, pela saúde, coragem e oportunidade de estar realizando este trabalho.

Agradeço muito aos meus pais, responsáveis pela minha educação, formação e ensinamentos da vida, princípios intransponíveis que me fazem ser cada dia uma pessoa melhor. Muito obrigado pelo apoio, incentivo e por sempre acreditarem em mim.

Agradeço também minha querida irmã, familiares e amigos que me incentivaram nas horas mais difíceis e que contribuíram para a conclusão deste estudo.

Um especial agradecimento ao meu orientador Nilson Barbieri, por me incentivar a iniciar este mestrado, pelo apoio no desenvolvimento e conclusão do mesmo.

Ao professor Key Fonseca de Lima, pela atenção, disponibilidade de ajuda e amizade nestes anos de trabalho. Ao companheirismo dos vários jogos que já fomos e os muitos que ainda iremos.

Um agradecimento a todos os professores do mestrado, principalmente ao professor Renato Barbieri. Grato pelo ensinamento e suporte disponibilizado.

Agradeço a CAPES e ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da PUC pelo apoio educacional proporcionado.

Agradeço a ABS Indústria de Bombas Centrífugas e a Volvo do Brasil, empresas em que trabalhei neste período de estudo, pela colaboração nos momentos em que tive que me ausentar.

SUMÁRIO

RESUMO	iii
ABSTRACT	iv
AGRADECIMENTOS	v
SUMÁRIO	vi
LISTA DE FIGURAS	ix
LISTA DE TABELAS	xi
LISTA DE SÍMBOLOS	xii
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 Contexto.....	1
1.2 Objetivos.....	2
1.3 Justificativa.....	3
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1 Método dos Elementos Finitos	4
2.2 Método dos Elementos de Contorno.....	5
2.3 Matriz de Transferência.....	7
2.4 Técnica de Medições Experimentais	8
2.5 Propriedades Acústicas de Materiais Absorventes	11
2.6 Silenciadores Híbridos.....	12
CAPÍTULO 3 - CONCEITOS FUNDAMENTAIS	16
3.1 Legislação Vigente	16
3.2 Ciclo de Combustão de Motores como Fonte Acústica.....	18
3.3 Classificação dos Silenciadores.....	20
3.4 Parâmetros de Desempenho Acústico.....	23
3.4.1 Perda de Inserção.....	23
3.4.2 Perda de Transmissão	23
3.4.3 Redução de Ruído.....	23
Capítulo 4 - CONCEITOS TEÓRICOS	26
4.1 Propagação de Ondas Planas Num Meio Estacionário Não-Viscoso	26

4.2	Modelo Unidimensional	29
4.3	Modelo Analítico Bidimensional.....	33
CAPÍTULO 5 - TÉCNICAS TEÓRICAS DE MODELAGEM		50
5.1	Método dos Elementos Finitos (FEM).....	50
5.2	Método dos Elementos de Contorno (BEM)	51
5.3	Método da Matriz de Transferência.....	52
5.3.1	Matriz de Transferência para Câmara Simples.....	53
5.3.2	Matriz de Transferência para Tubos Estendidos.....	55
5.3.3	Matriz de Transferência para Tubos Perfurados de Dois Dutos	59
CAPÍTULO 6 - PROPRIEDADES FÍSICAS E ACÚSTICAS DE		
MATERIAIS ABSORVENTES		69
6.1	Características dos Materiais para Absorção Acústica	69
6.2	Tipos de Materiais de Absorção Acústica	70
6.2.1	Espuma de Poliméricos.....	71
6.2.2	Lã de Vidro.....	71
6.2.3	Lã de Rocha	72
6.3	Propriedades Acústicas de Materiais Absorventes	73
6.4	O Método das Duas Fontes.....	74
6.5	Formulações Empíricas Existentes	77
6.6	Propriedades Físicas de Materiais Absorventes.....	78
6.6.1	Resistividade ao Fluxo de Ar.....	78
6.6.2	Porosidade.....	78
6.6.3	Fator Estrutural	79
CAPÍTULO 7 - OTIMIZAÇÃO DE FORMA DE ABAFADORES		
ACÚSTICOS		80
7.1	Introdução.....	80
7.2	Metodologias Numéricas	81
7.3	Função Objetivo.....	84
7.4	Análise de Sensibilidade.....	84

7.5	Resultados.....	86
7.6	Conclusões.....	89
CAPÍTULO 8 - ANÁLISE DE SILENCIADORES COM TUBO		
	PERFURADO SEM E COM MATERIAL DE ABSORÇÃO	91
8.1	Silenciador com Tubo Perfurado Central Sem Material de Absorção.....	91
8.2	Silenciador com Tubo Perfurado Central Com Material de Absorção.....	93
8.3	Conclusões.....	103
CAPÍTULO 9 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS		105
9.1	Tubo de Impedância Sem a Presença de Fluxo	105
9.1.1	Componentes do Sistema de Medição.....	106
9.1.2	Dimensionamento do Distanciamento das Furações	107
9.2	Silenciador Veicular Sem a Presença de Fluxo	108
9.3	Resultados Experimentais.....	112
9.4	Conclusões.....	114
CAPÍTULO 10 - CONCLUSÃO		115
10.1	Projetos Futuros.....	117
CAPÍTULO 11 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		118

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Ciclo Termodinâmico (Munjal, 1987)	18
Figura 3.2 – Processo de exaustão de um motor quatro tempos (Munjal, 1987)	19
Figura 3.3 – Sistema de exaustão completo (Pereira, 2003)	21
Figura 3.4 – Silenciador Reflexivo (Lima, 2001)	21
Figura 3.5 – Silenciador Dissipativo (Elnady, 2004)	22
Figura 3.6 – Silenciador Ativo (Lima, 2001)	22
Figura 3.7 – Perda de Inserção (Conzatti, 2002)	23
Figura 3.8 – Perda de Transmissão (Conzatti, 2002)	24
Figura 3.9 – Redução de Ruído (Conzatti, 2002)	24
Figura 4.1 – Silenciador com tubo central perfurado e material absorvente (Lee, 2005)	29
Figura 4.2 – Silenciador com tubo central perfurado e material absorvente (Lee, 2005)	33
Figura 4.3 – Silenciador dissipativo com tubo central perfurado e material absorvente (Panigrahi e Munjal, 2005)	43
Figura 5.1 – Relação entre pressão e velocidade (Lima, 2001)	52
Figura 5.2 – Tipos de elementos de tubos estendidos (Munjal, 1987)	56
Figura 5.3 – Seção comum dos elementos perfurados com dois dutos Condições de Contorno (Munjal, 1987)	66
Figura 6.1 – Quatro Pólos (Tao,2003)	74
Figura 6.2 – Método das Duas Fontes (Tao,2003)	75
Figura 7.1 – Fluxograma do método de otimização de forma	83
Figura 7.2 – Abafador circular com tubos estendidos na entrada e na saída	86
Figura 7.3 – Malha de elementos finitos usando elemento triangular quadrático	87
Figura 7.4 – Comparativo da TL em função da freqüência para diversas técnicas numéricas e experimental	88
Figura 7.5 – Comparativo da TL otimizada e TL inicial	89
Figura 8.1 – Abafador com tubo perfurado (Lee, 2005)	91
Figura 8.2 – Valores da TL para abafador com tubo perfurado sem material absorvente	93
Figura 8.3 – Abafador com tubo central perfurado e material absorvente (Lee, 2005)	94
Figura 8.4 – Perda de transmissão sonora	95

Figura 8.5 – Perda de transmissão sonora	96
Figura 8.6 – Perda de transmissão sonora	101
Figura 8.7 – Perda de transmissão sonora	102
Figura 8.8 – Variação da perda de transmissão sonora com o número de modos de vibrar	103
Figura 9.1 – Esquema do tubo de impedância	105
Figura 9.2 – Tela de contenção da lã de vidro no silenciador de câmara simples	109
Figura 9.3 – Silenciador de câmara simples com preenchimento total	110
Figura 9.4 – Câmara do silenciador preenchida com material de absorção	110
Figura 9.5 – Medição experimental	111
Figura 9.6 – Medição experimental – câmara anecóica	111
Figura 9.7 – Medição experimental – caixa acústica	112
Figura 9.8 – Perda de transmissão sonora	113
Figura 9.9 – Perda de transmissão sonora	114

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Limites máximos de emissão de ruídos (CONAMA, 2000)	17
Tabela 5.1 – Coeficiente de perda de pressão de estagnação (Munjal, 1987)	56
Tabela 5.2 – Constantes (Munjal, 1987)	57
Tabela 8.1 – Perfuração das amostras (Lee, 2005)	97
Tabela 8.2 – Parâmetros R e α das perfurações em contato ar-ar e sem velocidade de fluxo (Lee, 2005)	98
Tabela 8.3 - Parâmetros R e α das perfurações em contato ar-fibra e sem velocidade de fluxo (Lee, 2005)	100
Tabela 8.4 - Parâmetros R e α das perfurações em contato ar-fibra e sem velocidade de fluxo (Lee, 2005)	101
Tabela 9.1 – Determinação da distância pelas frequências	108

LISTA DE SÍMBOLOS

a_0 – velocidade do som no meio

ANSYS – programa computacional de análise numérica

BEM – Método dos Elementos de Contorno (do inglês *Boundary Element Method*)

CAD – desenho auxiliado por computador (do inglês *Computer Aided Design*)

CONAMA – Conselho Nacional do Meio Ambiente

d_h – diâmetro dos furos

e – exponencial

f – frequência

f_n – frequência natural

FEM – Método dos Elementos Finitos (do inglês *Finite Element Method*)

IARC – Agência Internacional para a Pesquisa do Câncer (do inglês *International Agency for Research on Cancer*)

IL – Perda de Inserção (do inglês *Insertion Loss*)

$i = \sqrt{-1}$ – número imaginário

J_0 – função de Bessel do primeiro tipo de ordem zero

K – coeficiente de perda de pressão de estagnação

k – número de onda

k_0 – número de onda no ar

$k_{A,x,n}$ – número de onda axial

$k_{A,r,n}$ – número de onda radial

l – comprimento da câmara

Lw – Nível de pressão sonora

M – número de Mach

NR – Redução de Ruído (do inglês *Noise Reduction*)

ONU – Organização das Nações Unidas

OMS – Organização Mundial da Saúde

p – pressão acústica

PBT – Peso Bruto Total

p_0 – pressão ambiente

r – raio do duto

R – resistividade do fluxo

rpm – rotações por minuto

s – entropia

S – área da seção transversal do duto

SYSNOISE – programa computacional de análise numérica

t – tempo

t_w – espessura da parede

TL – Perda de Transmissão (do inglês *Transmission Loss*)

u - velocidade acústica

v – velocidade de massa acústica

V – volume

Y_0 – função de Bessel de segundo tipo de ordem zero

ω – frequência angular

W – potência sonora

z – coordenada axial ou longitudinal

α – coeficiente de correção da reatância

γ – razão entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante

ρ – densidade instantânea

ρ_0 – densidade ambiente

ρ_f – densidade do material de absorção

ρ_m – densidade da fibra do material de absorção

λ – número da onda

λ_n – autovalor

$\tilde{\zeta}_p$ – impedância acústica no tubo perfurado

$\Psi_{A,n}(r)$ – autofunção

ϕ – porosidade

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Contexto

No desenvolvimento de projeto de uma nova concepção veicular, o sistema de exaustão deve ser adequado ao espaço físico destinado à sua acomodação. Geralmente, este espaço é restrito, uma vez que o sistema de exaustão é um dos últimos componentes a serem considerados no projeto. Com isso, surge a necessidade de modelos mais compactos e eficazes (Lima, 2001).

No processo de desenvolvimento de silenciadores são construídos e testados diversos protótipos, gastando-se assim, muito tempo e dinheiro. A alta competitividade e o curto ciclo de vida do produto tornam crucial abreviar o tempo de desenvolvimento do produto. A metodologia capaz de substituir este método tradicional é a simulação numérica computacional, tornando assim possível prever o desempenho acústico dos silenciadores com maior rapidez e precisão.

O estudo atual realizado no desenvolvimento de silenciadores considera algumas hipóteses de simplificação, as quais facilitam as análises numéricas, pois diminuem o tempo de processamento e requerem recursos computacionais menos sofisticados. Dentre estas simplificações, tem-se, por exemplo, inexistência de fluxo de gases do escoamento e não preenchimento da câmara interna por materiais absorventes.

Materiais de absorção sonora atuam transformando parte da energia acústica em energia térmica através da viscosidade do ar. Esses materiais são geralmente classificados em porosos (espumas) e fibrosos (fibra de vidro, lã de rocha ou de basalto, algodão). Os materiais de absorção sonora podem ser utilizados para revestimento de paredes de ambientes e dutos (silenciadores de automóveis) (Gerges, 2000).

A característica de absorção acústica do material é determinada pelo coeficiente de absorção acústica, definido pela razão entre a energia acústica absorvida e a energia acústica incidente (Gerges, 2000).

Os silenciadores são classificados como passivos ou ativos. Os silenciadores passivos ainda são subdivididos em reflexivos (ou reativos) ou dissipativos, dependendo se a energia acústica é refletida para a fonte devido à descontinuidade de área, ou se é dissipada como calor (Lima, 2001).

Os silenciadores passivos podem ser construídos com elementos internos de preenchimento, materiais absorventes com propriedades que auxiliam na atenuação sonora tornando os silenciadores mais eficientes. Os materiais mais usualmente utilizados são: fibra de vidro, materiais de fibras poliméricas, lã de rocha ou de basalto, vários tipos de espumas (isoladas ou combinadas com materiais visco-elásticos).

Essa propriedade do elemento, com as recentes melhorias e aprimoramentos das características de isolamento sonoro, torna esses materiais potencialmente desejáveis na construção dos silenciadores automotivos. Industrialmente, fabricantes de silenciadores automotivos comercializam-nos com a presença de materiais isolantes, preenchendo o interior das câmaras de atenuação, otimizando, assim, a funcionalidade de seus produtos.

Desta forma, torna-se importante predizer o comportamento físico de silenciadores com a análise do efeito dos materiais isolantes. Como se comportam os diferentes materiais empregados, qual o ganho real de atenuação sonora, como dispor da melhor forma os materiais no interior das câmaras dos silenciadores. Essas informações, se conhecidas e dominadas, podem contribuir para o desenvolvimento de silenciadores otimizados, com maior eficiência e desempenho acústico.

1.2 Objetivos

O objetivo deste estudo consiste na análise numérica e experimental do desempenho acústico de silenciadores automotivos sem e com a presença de materiais absorventes no interior da câmara de expansão. Através de simulações computacionais, utilizando as técnicas numéricas de Elementos de Contorno, Elementos Finitos, Matrizes de Transferência e medições experimentais em laboratório, determinar-se-á a curva de perda de transmissão desses modelos.

1.3 Justificativa

O projeto de um abafador acústico sem material absorvente pode ser otimizado considerando-se variações geométricas e inclusão de tubos estendidos. A otimização normalmente utiliza uma função objetivo e um método de ajuste (minimização ou maximização da função) como o Método das direções viáveis de Zoutendijk (Barbieri e Barbieri, 2006), algoritmos genéticos (Barbieri et al., 2006; Chiu e Chang, 2008).

Em alguns casos, é muito difícil conseguir melhorias acústicas sem a inclusão de materiais absorventes. No projeto de um abafador acústico normalmente desconsidera-se o preenchimento do interior da câmara com materiais absorventes e acrescenta-se no cálculo da perda de transmissão um determinado valor conforme o material utilizado e experiência do projetista. Isto pode acarretar erros em relação aos valores experimentais, uma vez, que as características de absorção sonora dos materiais podem variar conforme a perfuração do tubo; espessura da parede do tubo (Lee, 2005) e frequência de excitação.

As legislações ambientais atuais estão sendo regularmente atualizadas e se tornam cada vez mais severas. Com isso, é de extrema importância se ter o conhecimento de tecnologias para aumentar o desempenho dos silenciadores.

Dentro deste contexto, a área em estudo possui um enorme potencial a se desenvolver e exigem-se profissionais altamente qualificados para atuar. Desta forma, justifica-se o interesse de desenvolvimento de estudo nesta área específica do conhecimento.

Neste trabalho são utilizadas técnicas analíticas para estudo de abafadores com material absorvente considerando-se análise modal. Os resultados são validados com exemplos da literatura e a mesma técnica é empregada para caracterização de protótipo.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é feita uma revisão sobre silenciadores automotivos, em especial estudos com a inclusão de materiais absorventes. São mostradas técnicas de modelagem e análise de silenciadores automotivos, como o Método dos Elementos Finitos, Método dos Elementos de Contorno, Método da Matriz de Transferência. São mostradas ainda, técnicas de medição experimentais, propriedades de materiais absorventes e sistemas híbridos.

2.1 Método dos Elementos Finitos

A análise unidimensional é restrita ao caso em que há propagação de ondas planas no silenciador. Nos casos em que a geometria dos silenciadores se torna muito complexa, fica impossível a predição mais precisa do desempenho dos silenciadores. Para superar estas dificuldades, o método dos elementos finitos (do inglês FEM – “*Finite Element Method*”) foi utilizado por Young e Crocker (1975) na predição da perda de transmissão de uma câmara de expansão simples. Bons resultados foram obtidos, comparando com as predições da teoria da onda plana. As predições obtidas utilizando-se o FEM mostraram que os resultados tendem a convergir ao valor exato, com o aumento do número de elementos usados na discretização do modelo.

Ao contrário da formulação desenvolvida por Young e Crocker (1975), o método desenvolvido por Craggs (1976) para a análise por elementos finitos era mais abrangente, pois na sua formulação foram usados elementos hexaédricos. Com isso, a análise pode ser estendida para as demais diversas configurações. Posteriormente, o trabalho de Craggs foi estendido, utilizando FEM para analisar câmaras de expansão simples com materiais de absorção revestindo suas paredes internas. O material de revestimento era considerado como sendo localmente reativo e, os valores da impedância acústica normal do material, usados para simular os mesmos, foram obtidos utilizando-se a fórmula desenvolvida por Delaney e Basley (1977).

Estudos feitos por Scott (1946), mostraram que, pelo menos para transmissão sonora em dutos, os materiais de absorção são melhores representados como sendo volumetricamente reativos, ou seja, seu comportamento depende das propriedades volumétricas, como a resistividade estática ao fluxo de gases e a porosidade. Baseando a formulação do material no modelo generalizado por Raileigh, na qual o mesmo possui propriedades isotrópicas e, suas fibras são assumidas como sendo rígidas, foi proposta por Craggs (1977) a utilização do método dos elementos finitos para simular o material absorvente. Posteriormente, uma nova representação foi apresentada novamente por Craggs (1986) para a representação de materiais absorventes, na qual a resistividade efetiva e a densidade do ar se movendo no interior dos poros do material podiam variar com a frequência. A análise de uma sala retangular, com uma das paredes recobertas com material absorvente foi efetuada, mostrando boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais.

Kimura (1995) obteve ótimos resultados na predição da perda de transmissão no estudo de um silenciador de câmara de expansão simples, através de análises com o método dos elementos finitos e elementos de contorno. Tais resultados foram validados experimentalmente com o método de um microfone. Novamente Kimura analisou a perda de transmissão estudando diversas configurações de silenciadores automotivos, incluindo os modelos com dutos internos perfurados. Tal estudo foi validado com uma análise experimental através do método de um microfone obtendo boa concordância entre os resultados.

Peat e Rathi (1995) apresentaram duas formulações para o estudo de silenciadores dissipativos. Neste trabalho analisaram o campo sonoro de um duto com fluxo de alta velocidade, recoberto em seu contorno com material poroso, absorvente, anisotrópico e não homogêneo.

2.2 Método dos Elementos de Contorno

Nos últimos anos, o método dos elementos de contorno (do inglês BEM – “*Boundary Element Method*”) vem tendo o seu uso mais difundido, especialmente na análise de ruído na indústria automobilística. Isto se deve ao fato de que apenas as superfícies do objeto precisam ser modeladas para a análise do problema, facilitando a construção do modelo e a generalidade de sua formação, na qual tanto

problemas de domínios internos quanto externos podem ser resolvidos por esta técnica.

Em um trabalho apresentado por Seybert e Cheng (1987), foi apresentada uma formulação para análise de regiões internas utilizando-se o BEM. Na formulação apresentada, mesmo as regiões colocadas junto a cantos ou arestas podiam ser analisadas corretamente. Para verificar a precisão do método apresentado, foi feita a análise da performance acústica de uma câmara de expansão simples e uma câmara de expansão dupla, comparando com os resultados da teoria da onda plana e pelo método dos elementos finitos (FEM). Os resultados obtidos pelo BEM e FEM para as duas câmaras foram idênticos. Na comparação com a teoria da onda plana, somente nas baixas frequências houve concordância, devido à mesma ser válida apenas na região de propagação das ondas planas.

No entanto, alguns tipos de silenciadores mais complexos, com tubos estendidos na entrada e saída da câmara, podem sofrer de problemas de singularidade se forem modelados pelo método apresentado anteriormente, porque parte da superfície se dobra sobre ela mesma. Para resolver este problema, uma nova configuração foi apresentada por Cheng, Seybert e Wu (1991) para a análise pelo BEM, na qual a cavidade em estudo é dividida em diversos subdomínios, de maneira que cada superfície de cada subdomínio seja bem definida. As equações do BEM para subdomínios diferentes são acopladas às outras pelas condições de continuidade de pressão e velocidade normal na interface entre dois subdomínios. O método apresentado, também conhecido como método dos elementos de contorno com múltiplos domínios, foi aplicado na análise de algumas configurações de silenciadores com tubos estendidos, mostrando boa concordância com os resultados obtidos pelo FEM.

Análise de câmaras simples de silenciadores com dutos perfurados, utilizando o BEM com múltiplos domínios, foi feita por Seybert, Mohanty e Miller (1995). Os valores da impedância de transferência utilizada na simulação da perfuração foram deduzidos da fórmula apresentada por Munjal (1987). Os resultados da análise mostraram excelente concordância entre os resultados experimentais e as predições utilizando-se o BEM, mesmo para regiões de alta frequência.

A modelagem de silenciadores com material absorvente é mais complexa do que a análise de silenciadores com tubos perfurados porque envolve ao menos dois

meios acústicos diferentes, ar e o material de absorção sonora. Materiais de absorção sonora reativos são caracterizados pela velocidade complexa do som e a densidade complexa. Estas duas propriedades do material podem ser mensuradas experimentalmente pelo método das duas cavidades ou calculadas pela utilização de fórmulas empíricas.

Selamet e Ji (2000), aplicando o BEM, estudaram a influência do posicionamento dos dutos de entrada e de saída juntamente com a informação de fase das ondas incidentes no desempenho de silenciadores com dois dutos de entrada e um de saída. Neste mesmo ano, em outro trabalho, verificaram o desempenho de silenciadores com um duto de entrada e com dois dutos de saída.

Lima (2001) examinou silenciadores automotivos com câmaras simples e sistemas com tubos perfurados. Desenvolveu um aplicativo computacional próprio – baseado no Método dos Elementos Finitos (FEM) – para avaliar o desempenho por meio do Método dos Quatro Parâmetros Modificado. Validou o aplicativo através do estudo de silenciadores de câmara simples, utilizando, para obtenção da perda de transmissão sonora, a técnica dos dois microfones.

Conzatti (2002) analisou o comportamento de treze modelos de silenciadores, com formatos internos de câmaras e distribuição de furos distintos, simulando-os numericamente através do FEM e validando-os experimentalmente.

2.3 Matriz de Transferência

Somente no final dos anos 50, em trabalhos publicados por Igarashi et al. (1958-60), é que os cálculos das propriedades de silenciadores começaram a ser feitos utilizando a analogia eletro-acústica. Nesses estudos, a pressão sonora e a velocidade de volume são relacionadas antes e após o silenciador através de uma multiplicação de matrizes referente a cada elemento básico formador do silenciador. Também conhecida como matriz dos quatro parâmetros ou matriz dos quatro pólos é composta de quatro elementos que representam cada seção básica. Algumas matrizes para elementos básicos de silenciadores foram obtidas por Igarashi et al. (1958-60), e por Fukuda et al. (1963-70). A partir daí muitos trabalhos foram publicados na obtenção dessas matrizes, sendo um deles o de Munjal (1987).

Na década de 90, foram publicados estudos utilizando a matriz de transferência na predição da perda de transmissão em silenciadores com a simulação numérica através do método dos elementos de contorno. Cheng et al.

(1991) estudaram a predição do desempenho de silenciadores automotivos. Ji et al. (1992) modelaram silenciadores com dutos internos perfurados reativos. Novamente, Ji et al. (1994) estudaram silenciadores de câmara de expansão simples com fluxo de gases em seu interior. Wang et al. (1993) estudaram ressonadores com dutos concêntricos. Todos estes trabalhos esbarraram no fato de que o BEM necessita de duas condições de contorno diferentes nos dutos de saída, velocidade e pressão. Isto leva à necessidade de se resolver a matriz de conectividade dos elementos duas vezes, consumindo muito tempo de processamento.

Wu et al. (1998), utilizaram um método mais rápido, derivado do método dos quatro parâmetros chamado de “método dos quatro parâmetros modificado”. Nesse método a matriz de conectividade só necessita ser resolvida uma vez em virtude de se permutar as condições de contorno na saída de modo que somente é utilizada a condição velocidade no contorno. Em seu estudo utilizaram modelos de tubos perfurados concêntricos e paralelos obtendo uma excelente concordância com os resultados experimentais. Este método foi primeiramente apresentado por Kim e Soedel (1989-90).

Thieme (2000) analisou a perda de transmissão sonora em silenciadores automotivos através de uma análise numérica com o método da matriz de transferência e comparou seus resultados com uma análise experimental obtendo bons resultados. Nesse estudo foram desenvolvidos métodos que possibilitam uma melhor otimização das características acústicas dos silenciadores para motores de combustão interna.

Mais recentemente, Pereira (2003) estudou a influência dos elementos construtivos em silenciadores automotivos constituídos por câmaras de expansão, dutos estendidos, ressonadores concêntricos e tubos perfurados através da teoria da matriz de transferência e de uma análise experimental.

2.4 Técnicas de Medições Experimentais

O método do tubo de impedância é o método clássico de medição de propriedades acústicas em dutos. É um processo confiável, mas muito lento, devido à necessidade de identificação das sucessivas magnitudes máximas e mínimas das ondas sonoras, geradas por excitação em frequências discretas, por ser realizada geralmente de forma manual através da movimentação de um microfone no interior

do duto. Outra deficiência do método é que para frequências muito baixas é necessário o emprego de dutos longos para as medições.

Seybert e Ross (1977) publicaram um novo método de medição para determinação das propriedades acústicas de um duto, considerando o efeito do escoamento de gases em seu interior, chamado de método dos dois microfones. Esta técnica consiste em usar uma fonte sonora gerando um sinal randômico de banda relativamente pequena, para medição da densidade auto-espectral e da densidade espectral-cruzada, entre os sinais de dois microfones alocados em posições estacionárias conhecidas no duto. Com isso, os valores medidos são substituídos num conjunto de equações para se obterem as funções espectrais necessárias ao cálculo das propriedades acústicas desejadas do duto. Nesse trabalho, apresentaram também a medição de um protótipo de um silenciador automotivo que consistia basicamente de uma câmara de expansão simples, cuja entrada e a saída estavam interligadas por um duto perfurado, sem nenhum fluxo de gases no seu interior. Seybert e Ross conseguiram bons resultados em comparação ao método do tubo de impedância para o mesmo silenciador.

Em trabalhos posteriores Chung e Blaser (1980) apresentaram o método da função de transferência para medição das propriedades acústicas dos dutos. Neste método, uma onda estacionária aleatória de banda larga no interior de um duto, após encontrar uma mudança de impedância, é decomposta por cálculos matemáticos, em componentes incidentes e refletidas através da relação da função de transferência entre a pressão acústica, em dois pontos diversos do duto. Esta decomposição permite a determinação do coeficiente de reflexão complexo, e, conseqüentemente, da impedância acústica, do coeficiente de absorção do material e da perda de transmissão dos silenciadores. Testes comparados com cálculos teóricos resultaram em boa concordância.

Lung e Doige (1983) utilizaram-se do método das duas cargas na determinação dos parâmetros de quatro pólos da matriz de transferência do elemento silenciador para pequenas velocidades de fluxo. Este método consiste na medição das pressões acústicas em quatro pontos distintos do duto, dois anteriores e dois posteriores ao elemento analisado, em duas fases. Estas duas fases consistem em realizar as medições das pressões acústicas com diferentes impedâncias de saída na terminação. Tal método se mostrou instável porque as

impedâncias das duas terminações não eram suficientemente diferentes numa ampla faixa de frequência.

Dando prosseguimento aos estudos, Bodén e Abom (1986) estudaram os erros do método dos dois microfones ocasionados durante as medições das propriedades acústicas em dutos. A partir de várias medições realizadas, focalizando-se os erros gerados, constatou-se que a separação entre os microfones, a distância entre a amostra avaliada e o microfone e a calibração correta dos microfones influenciam diretamente nos resultados obtidos. Foram, então, traçadas algumas conclusões sobre como minimizar estes erros, permitindo a determinação das faixas de frequências válidas para as medições experimentais através deste método.

Abom e Bodén (1988) continuaram os estudos dos erros usando esta técnica de dois microfones, estendendo para o caso com escoamento de gases, tendo sido sugerida uma nova técnica para a medição do número de MACH.

Chu (1986) propôs a adoção de somente um microfone na determinação da função de transferência nas medições de impedância e absorção em um tubo de impedância. Desta maneira, elimina-se qualquer erro associado à diferença de fase entre os dois microfones anteriormente utilizados. Os resultados obtidos foram comparados ao método dos dois microfones com boa concordância entre eles.

Munjál e Doige (1990) desenvolveram um novo método para determinação dos parâmetros da matriz de transferência de um elemento aeroacústico. Este método, chamado de método das duas fontes, consiste na medição das pressões acústicas em quatro pontos distintos do duto, dois anteriores e dois posteriores ao elemento analisado em duas fases. Na primeira fase, a fonte geradora de um sinal pseudo-aleatório se posiciona do lado esquerdo e na segunda fase, esta mesma fonte é transferida para o lado direito, medindo-se as pressões acústicas novamente nos mesmos pontos. Os parâmetros de quatro pólos da matriz de transferência (A, B, C e D) são, então, calculados através das funções de transferências entre estes pontos medidos. Através desta matriz de transferência consegue-se determinar as propriedades acústicas do elemento estudado.

Nesse mesmo trabalho, Munjal e Doige avaliaram o método das duas fontes em comparação com o método das duas cargas.

Uma técnica alternativa de medição das características de silenciadores foi proposta por Singh e Katra (1978) apud Kimura (1995). Nesta técnica, um pulso

acústico de curta duração é utilizado para excitar o sistema. Este sinal será identificado por microfones colocados em posições definidas antes e depois do silenciador. Vários pulsos são feitos no domínio do tempo para eliminar componentes de ruído devido ao fluxo de gases. As características acústicas dos silenciadores são, então, calculadas no domínio da frequência, através da transformada de Fourier das partes referentes às ondas incidentes e transmitida, gravadas no domínio do tempo. Comparações para algumas configurações simples onde se conheciam resultados teóricos foram realizadas e mostraram boa concordância.

Recentemente, Tao, Herrin e Seybert (2003) divulgaram um artigo, fazendo um comparativo entre as técnicas de medição experimentais mais utilizadas na determinação das propriedades acústicas de silenciadores: o método dos dois microfones, o método das duas fontes e o método das duas cargas. Neste artigo, eles indicaram o método das duas fontes como a melhor técnica experimental para a determinação dos parâmetros de quatro pólos de um silenciador.

2.5 Propriedades Acústicas de Materiais Absorventes

A propagação de ondas através de materiais absorventes é dissipada na forma de calor devido ao efeito viscoso da disposição do contorno. Desta forma, com o objetivo de prever o comportamento acústico de silenciadores dissipativos, o conhecimento das propriedades acústicas dos materiais de absorção é necessário. Propriedades superficiais como impedância da superfície e coeficiente de absorção são usados como condições de contorno para modelos de reação localizada. De outra forma, a propagação de ondas através de materiais absorventes pode ser descrita pela impedância característica complexa e o número de onda. Em função de sua complexidade de determinação, as propriedades acústicas são geralmente obtidas por experimentos. O método dos dois microfones é comumente utilizado para medições da reflexão da onda em materiais absorventes, dos quais as propriedades acústicas podem ser analisadas. Recentemente, técnicas de aplicação de vários microfones foram examinadas, na tentativa de redução dos erros de experimentos. Também foram realizados estudos com diferentes tipos de fontes sonoras em termos de precisão e eficiência.

Materiais de absorção sonora são comumente utilizados na indústria para reduzir ruído. Normalmente, o coeficiente de absorção sonora e a impedância de

superfície caracterizam os materiais absorventes e são suficientes em muitas aplicações. Estas propriedades podem ser mensuradas utilizando o método dos dois microfones, providos de uma amostra de espessura apropriada. Porém, conhecendo-se as propriedades de massa do material (impedância característica complexa e o número de onda complexo), obtêm-se as informações necessárias para prever as propriedades absorventes de materiais de espessura arbitrária, e também para materiais com várias camadas. Tao, Herrin e Seybert (2003), utilizaram do método das duas fontes para medir as propriedades complexas de um material absorvente. Este método utiliza-se do método de matriz de transferência, onde a seção de material absorvente pode ser descrita pelos parâmetros de quatro pólos, assumindo a propagação de ondas planas. Estes quatro parâmetros podem ser calculados experimentalmente através do posicionamento de quatro microfones e utilização de duas fontes. Uma vez encontradas as propriedades do material, o coeficiente de absorção e a impedância superficial podem ser estimados e as propriedades absorventes de materiais podem ser calculadas através do método da matriz de transferência.

2.6 Silenciadores Híbridos

As melhorias nas propriedades dos materiais fibrosos, combinadas com suas características de dissipação acústica, tornam esses materiais potencialmente apropriados para implementação em projetos de silenciadores automotivos. As características de absorção sonora desses materiais foram determinadas nos estudos de Cofer, Bielert e Kullman (1999). O uso de fibras comprova eficiência quando suas características dissipativas são combinadas com silenciadores reativos, formando assim, as configurações de silenciadores híbridos.

O comportamento acústico de uma câmara de expansão com materiais absorventes foi investigado por Craggs (1977) com a utilização do método dos elementos finitos. Ele demonstrou que materiais absorventes aumentam a amplitude e alteram a forma da perda de transmissão, e aumentando-se a espessura do material absorvente, reduz-se o número de picos e aumenta-se o pico de frequência da perda de transmissão. No estudo em questão desenvolvido, não houve análise de silenciadores com tubos perfurados.

As propriedades do material são essenciais no estudo do comportamento de silenciadores absorventes. Delany e Bazley (1970) sugeriram expressões empíricas

para a impedância característica e o número de onda para materiais fibrosos como sendo função da frequência e da resistência do fluxo. Eles encontraram a resistência do fluxo pela determinação do tamanho da fibra e pela densidade. Recentemente Song e Bolton (2000) estimaram a impedância característica e o número de onda de materiais porosos utilizando a medição de pressões e matrizes de transferência. Os elementos da matriz de transferência são avaliados de um microfone simples e então a reciprocidade da matriz é utilizada para calcular as propriedades acústicas do material absorvente. A conclusão de que a propriedade acústica do material é independente da profundidade da amostra e da condição da terminação.

Materiais absorventes são tipicamente utilizados em combinação com tubos perfurados, resultando em uma interação entre eles. Características acústicas dos poros posicionados faceados nas perfurações foram estudadas por Ingard e Bolt (1951), que tem considerado a perfuração como adição de massa. Selamet e Ji (1999) desenvolveram o estudo analítico via BEM para silenciadores dissipativos com tubo perfurado concêntrico, com diâmetro externo da câmara fixo em 164.4mm e duas porosidades diferentes: 2% e 8%. A comparação da predição e os resultados experimentais mostram a eficiência significativa do material absorvente na impedância das perfurações e conseqüentemente no desempenho acústica de todo o silenciador dissipativo.

Em seus estudos de silenciadores com presença de materiais absorventes, Selamet, Lee e Huff (2001) objetivaram (1) investigar teórica e experimentalmente a performance acústica de silenciadores absorventes com perfurações uniformes com diferentes diâmetros de saída e densidade de materiais e (2) analisar o comportamento acústico de um silenciador híbrido, com combinação de componentes reativos e dissipativos. As considerações estipuladas foram de material absorvente homogêneo, isotrópico e com estrutura rígida e sem presença de fluxo de gases. Estudos comparativos com materiais de diferentes coeficientes de absorção e sem presença de material no interior do silencioso foram realizados. As conclusões obtidas foram: (1) para baixas frequências até 280 Hz não há diferença entre os dois materiais com coeficientes diferentes e sem a presença de material; (2) a inclusão de material isolante modifica de vários picos repetidos para um único pico de atenuação sonora; (3) com o material isolante com o dobro da propriedade absorvente, desloca-se o único pico de atenuação para mais baixa frequência e aumenta-se este pico de perda de transmissão.

Novamente, Selamet et al. (2003), investigaram analiticamente, experimentalmente e computacionalmente com o BEM tridimensional o comportamento acústico de silenciadores híbridos. Neste estudo verificaram que elementos reativos ou um ressonador de Helmholtz combinados com dois elementos dissipativos de grande porosidade podem aumentar a perda de transmissão a altas frequências.

Tao, Herrin e Seybert (2003) compararam os Métodos das Duas Fontes e o Método das Duas Cavidades, na determinação das propriedades de massa de materiais absorventes – número de onda complexo e impedância característica. Nos estudos conclui-se que o Método das Duas Fontes é superior para materiais de baixa absorção. Alguns exemplos de aplicação da determinação dessas propriedades são abordados: predição do coeficiente de absorção de materiais de isolamento com espessura arbitrária e determinação da perda de transmissão de silenciadores híbridos.

Xu et al. (2004), obtiveram boa concordância comparando os resultados computacionais do BEM com uma análise experimental no estudo do desempenho de um silenciador de câmara de expansão simples revestido internamente com material absorvente.

Mais recentemente, Mehdizadeh e Paraschivoiu (2005), verificaram através do FEM a perda de transmissão sonora de um silenciador com a câmara de expansão revestida de material absorvente e um outro silenciador cilíndrico com paredes absorventes paralelas ao fluxo, utilizando-se de elementos tetraédricos quadráticos isoparamétricos com o FEM. Os resultados computacionais apresentaram uma boa concordância com os experimentos realizados. Entretanto, as análises realizadas neste trabalho foram comparadas com o trabalho de Wu et al. (2002) que se utilizou dos mesmos modelos com o BEM. Nessa comparação foram encontradas diferenças para altas frequências mostrando uma pequena imprecisão dos resultados com BEM na análise de câmaras com material absorvente.

No mesmo ano, Lee (2005) investigou as características acústicas de silenciadores preenchidos com material de absorção. Análises teóricas e experimentais de vários modelos de silenciadores foram formuladas para determinação dos resultados. Utilizando-se do Método de Matriz de Transferência, as formulações dos modelos numéricos foram descritos para simulação dos modelos práticos. Nos experimentos laboratoriais, foram medidos as propriedades de massa

do material de absorção, número de onda complexo e impedância característica, através do Método de Duas Fontes. Com isso, algumas configurações de silenciadores foram ensaiadas: tubo perfurado com diferentes porosidades, distintas densidades do material, câmara com preenchimento completo e parcial. Conclui-se com o estudo haver aumento do desempenho do silenciador com preenchimento do material de absorção através do aumento da perda de transmissão sonora.

Panigrahi e Munjal (2005) estudam modelos de silenciadores automotivos com presença de materiais de absorção no interior da câmara de expansão. Três configurações de modelagem são comparadas: propagação de onda plana, análise unidimensional e análise bidimensional. Expressões são descritas e demonstradas através do Método de Matrizes de Transferência para as três hipóteses. Nos modelos práticos são considerados presença do fluxo de gases, diferentes porosidades do tubo da câmara de expansão e diferentes comprimentos de câmaras.

CAPÍTULO 3

CONCEITOS FUNDAMENTAIS

Um dos grandes problemas dos veículos automotores de combustão interna é o elevado nível de ruído produzido pelo motor devido à explosão do combustível na câmara de combustão, sendo assim uma fonte sonora preponderante nos grandes centros urbanos.

Desta forma é necessário atenuar o nível de ruído com a inserção de um filtro acústico no sistema de exaustão, chamado silenciador automotivo e usualmente conhecido como escapamento veicular. Este deve ter uma dimensão compacta, resistência à corrosão e comportamento acústico estável durante sua vida. Além de reduzir ao máximo possível o ruído emitido pelos motores, o silenciador deve permitir que os gases desprendidos no processo de combustão escoem livremente por seu interior. Com isso, a perda de potência do motor será minimizada e não haverá regiões de contrapressão que o danifiquem.

Como forma de estipular um limite para a poluição sonora, os veículos devem atender a legislações ambientais, que estão se tornando cada vez mais rigorosas, principalmente a Resolução Nº. 272 – 14 de setembro 2000 do Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA.

3.1 Legislação Vigente

Conforme a resolução Número 272 de 14 de setembro de 2000 do Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA (2000) a emissão de ruído do veículo deverá atender o texto resumido a seguir:

“Que no uso de suas competências, considerando que o ruído excessivo causa danos à saúde física e mental e afeta particularmente a audição, considerando a necessidade de reduzir a poluição sonora nos centros urbanos, estabelece limites máximos de ruído com os veículos em aceleração, conforme TABELA 3.1, e conforme cronograma abaixo”;

Veículos automotores da categoria “A”:

- a) No mínimo quarenta por cento dos veículos nacionais e importados produzidos a partir de 1º de janeiro de 2002;
- b) No mínimo oitenta por cento dos veículos, nacionais e importados, produzidos a partir de 1º de janeiro de 2004;
- c) Cem por cento dos veículos, nacionais e importados, produzidos a partir de 1º de janeiro de 2006.

Veículos automotores das categorias “B”, “C” e “D”.

- a) No mínimo quarenta por cento dos veículos, nacionais e importados, produzidos a partir de 1º de janeiro de 2005;
- b) Cem por cento dos veículos, nacionais e importados, produzidos a partir de 2006.

Tabela 3.1 – Limites máximos de emissão de ruídos (CONAMA, 2000)

LIMITES MÁXIMOS DE EMISSÃO DE RUÍDO PARA VEÍCULOS AUTOMOTORES					
	CATEGORIA		NÍVEL DE RUÍDO - dBA		
	DESCRIÇÃO		OTTO	DIESEL	
				DIRETA	INDIRETA
A	Veículos de passageiros até nove lugares		74	75	74
B	Veículos de passageiros com mais de nove lugares	PBT até 2.000kg	76	77	76
	Veículo de carga ou de tração e veículo de uso misto	PBT entre 2.000kg e 3.500kg	77	78	77
C	Veículo de passageiro ou de uso misto com PBT maior que 3.500kg	Potência máxima menor que 150KW (204CV)	78	78	78
		Potência máxima igual ou superior a 150KW (204CV)	80	80	80
D	Veículo de carga ou de tração com PBT maior que 3.500kg	Potência máxima menor que 75KW (102CV)	77	77	77
		Potência máxima entre 75KW (102CV) e 150KW (204CV)	78	78	78
		Potência máxima igual a 150KW (204CV)	80	80	80

3.2 Ciclo de Combustão de Motores como Fonte Acústica

Na Fig. (3.1) é esboçado o ciclo termodinâmico de um motor quatro tempos de combustão interna.

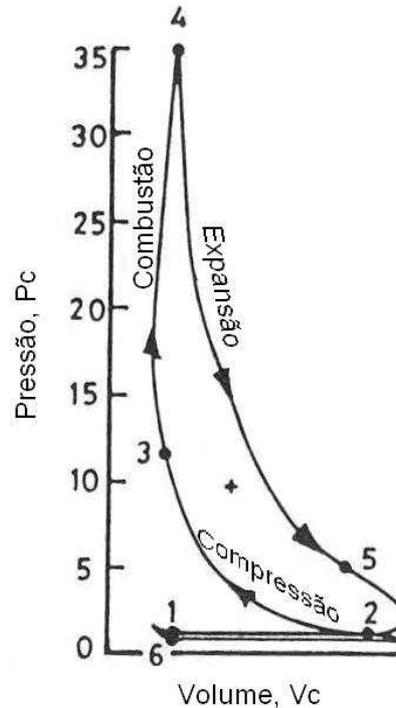


Figura 3.1 – Ciclo Termodinâmico (Munjal, 1987)

Na análise da frequência para o estudo dos silenciadores, não há diferença entre os ciclos Diesel e Otto. A área no diagrama $P_c \times V_c$, marcada por um sinal (+) representa um trabalho positivo realizado pelos gases no pistão. A pequena área no mesmo diagrama representa o trabalho negativo, marcada por um sinal (-), feito pelo pistão sobre os gases, expulsando-os para fora.

A pressão média em um tubo de escape durante o tempo de exaustão é chamada de pressão média de exaustão. O termo contrapressão é devido à diferença entre esta e a pressão ambiente, que significa que quanto maior a contrapressão, menos potência líquida estará disponível no virabrequim e maior será o consumo de combustível específico.

A Fig. (3.2) mostra o processo de exaustão indicando o movimento do pistão e abertura da válvula de escape. A válvula de escape abre alguns graus antes do pistão chegar ao ponto morto inferior durante o tempo de expansão e fecha alguns graus depois do pistão alcançar o ponto morto superior do tempo de exaustão.

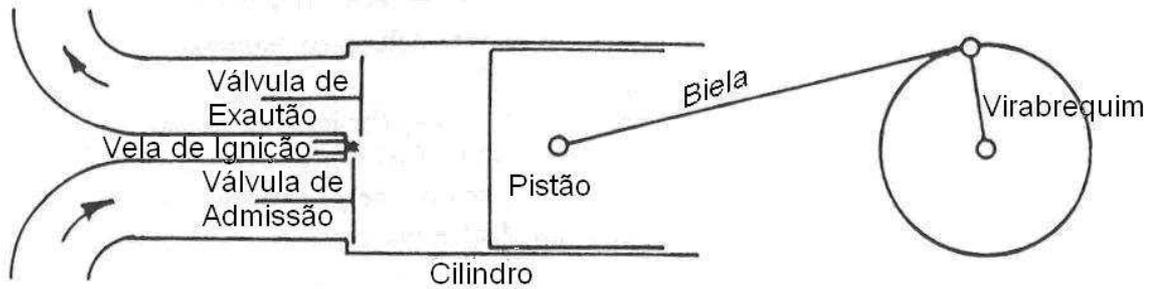


Figura 3.2 – Processo de exaustão de um motor quatro tempos (Munjal, 1987)

Assim, dos 720° graus de movimento do virabrequim (durante o qual se realiza um ciclo termodinâmico), a válvula de escape permanece aberta por aproximadamente 240° . Então os gases da exaustão são exauridos durante $1/3$ do tempo do ciclo. No restante do tempo, o sistema de exaustão tem uma terminação fechada no lado do motor com a pressão expulsando os gases para fora, sendo a outra terminação a atmosférica.

Desta forma, na saída da tubulação de exaustão aparecem pulsações com freqüência igual ao número de ciclos (igual à metade do número de revoluções do virabrequim em um motor de quatro tempos) por segundo. Esta freqüência é chamada de “freqüência de explosão” e seu valor em Hz é dada por:

$$2F = \frac{n \times N}{60 \times 2} \quad (3.1)$$

sendo: n a rotação do motor em rpm e N o número de cilindros.

Acusticamente são importantes as harmônicas da freqüência de explosão, ou seja, a quarta e sexta ordem. Até a freqüência de 700 Hz, esse mecanismo de geração de ruído é chamado de respiro do motor e também é o mais difícil de se atenuar. Acima desta freqüência predominam outros mecanismos de geração de ruído, como o ruído auto-gerado pelo fluxo de gases, ruído de jato na saída do silenciador e ruído na parede produzido por vibrações (Munjal, 1987), sendo que estes mecanismos não são os pontos de interesse do desenvolvimento deste trabalho e serão desconsiderados em análises futuras.

3.3 Classificação dos Silenciadores

O sistema de exaustão completo é composto basicamente de cinco componentes principais:

Coletor de Exaustão: Tem como função o transporte dos gases do motor ao trecho dianteiro do escapamento, sendo conectado diretamente à saída do motor. Para um bom desempenho é necessário que o mesmo possibilite um bom escoamento dos gases para aperfeiçoar o torque do motor, reduzir o consumo de combustível e emissão de gases poluentes. Os coletores podem ser fabricados por dois processos: fundição e conformação de tubos. O primeiro utilizado em escala industrial, possui a vantagem de ter um custo menor, porém desempenho fluidodinâmico inferior (restrições na geometria), bem como alta inércia térmica e peso. O segundo utilizado em motores que necessitam de alto desempenho, apresenta um custo de fabricação maior, entretanto permitem geometrias com otimização fluidodinâmica, menor peso e inércia térmica. Este último fator favorece um melhor desempenho do catalisador.

Tubo do motor: É composto por tubos que ligam o coletor ao catalisador. Em alguns casos possui uma junta flexível que tem como função absorver as vibrações provenientes do motor, preservando o sistema de exaustão.

Catalisador: Tem como função converter gases nocivos provenientes da combustão em H_2O , CO_2 e N_2 . Seu desempenho está diretamente relacionado à temperatura dos gases de exaustão.

Silencioso Intermediário: Sua função é eliminar os ruídos de média e alta frequência, cujo comprimento de onda é menor e pode ser atenuado em câmaras de pequeno volume. Atua, também, como redutor de velocidade dos gases, para que estes cheguem ao silencioso traseiro com uma velocidade menor, minimizando o ruído auto-gerado pelo fluxo dos gases. Usualmente, os silenciadores intermediários são do tipo dissipativos, com revestimento ou não de materiais absorventes, como lã de basalto.

Silenciador Traseiro: Atenua todas as faixas de frequências, mas principalmente as médias e baixas, cujo comprimento de onda é maior necessitando de câmaras de maiores volumes. Também atua como redutor de velocidade dos gases. Normalmente, os silenciadores traseiros são do tipo reflexivo, também podendo possuir materiais de absorção sonora.



Figura 3.3 – Sistema de exaustão completo (Pereira, 2003)

Os silenciadores são classificados como passivos ou ativos. Os silenciadores passivos ainda são subdivididos em reflexivos (ou reativos) ou dissipativos, dependendo se a energia acústica é refletida para a fonte (motor) devido à descontinuidade de área, ou se é dissipada como calor (Lima, 2001).

Os silenciadores reflexivos (Fig. 3.4) consistem de um conjunto de elementos tubulares de dimensões transversais variadas, com câmaras de volumes e formas diferentes. Tais elementos são unidos para causar, em toda junção, impedâncias distintas e conseqüentemente refletir parte da energia acústica incidente de volta para a fonte.

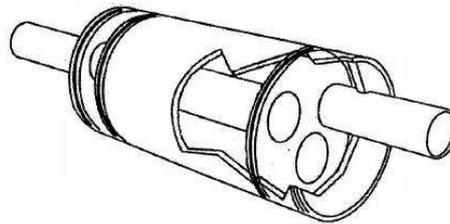


Figura 3.4 – Silenciador Reflexivo (Lima, 2001)

Os silenciadores dissipativos (Fig. 3.5) são fabricados com dutos internos perfurados, revestidos com materiais de absorção acústica, onde a energia sonora incidente é transformada irreversivelmente em calor. Quando usados em veículos, perdem a eficiência gradualmente pela ação do craqueamento térmico. Na prática, alguns veículos são equipados com silenciadores compostos de uma combinação dos tipos reflexivo e dissipativo.



Figura 3.5 – Silenciador Dissipativo (Elnady, 2004)

Os silenciadores ativos (Fig. 3.6) utilizam o princípio da interferência destrutiva de ondas. Uma onda de pressão inversa é gerada no duto de exaustão através de dispositivos eletrônicos para atenuar o ruído proveniente do motor. Estes silenciadores ainda estão em fase de pesquisa para aplicação na área automobilística. A grande vantagem deste tipo de silenciador reside no fato de que não há perda de potência do motor pelo emprego do mesmo.

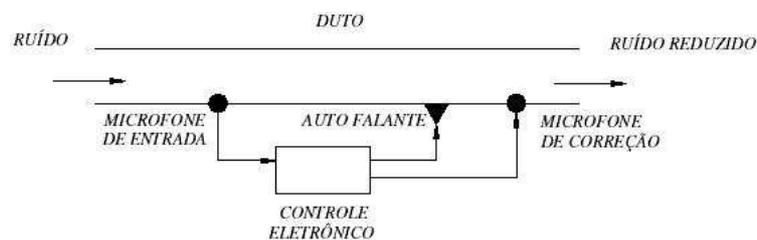


Figura 3.6 – Silenciador Ativo (Lima, 2001)

3.4 Parâmetros de Desempenho Acústico

Os parâmetros de desempenho acústicos mais utilizados na avaliação de silenciadores automotivos são:

3.4.1 Perda de Inserção (*Insertion Loss – IL*)

É definida como a diferença entre o nível de potência sonora medida num mesmo ponto do sistema de exaustão sem silenciador e com silenciador (Fig. 3.7):

$$IL = L_{w1} - L_{w2} \quad [\text{dB}] \quad (3.2)$$

sendo: L_{w1} : Nível de pressão sonora sem o silenciador; L_{w2} : Nível de pressão sonora com o silenciador

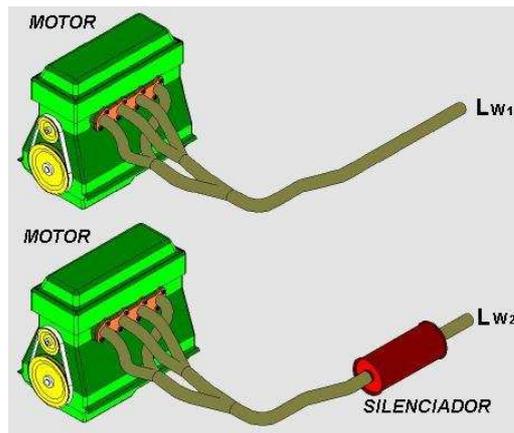


Figura 3.7 – Perda de Inserção (Conzatti, 2002)

3.4.2 Perda de Transmissão (*Transmission Loss – TL*)

É dada pela diferença entre a potência incidente no silenciador e a potência transmitida após o silenciador. Neste critério presume-se que a terminação da saída seja anecóica, ou seja, não há reflexão no duto de saída (Fig. 3.8):

$$TL = W_I - W_O \quad [\text{dB}] \quad (3.3)$$

sendo: W_I a potência sonora incidente na entrada do silenciador [W] e W_O a potência sonora transmitida na saída do silenciador [W]

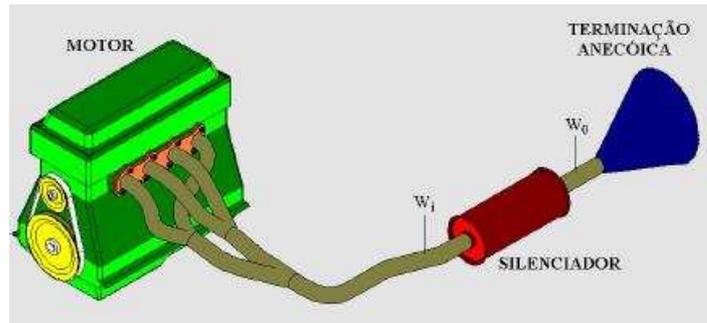


Figura 3.8 – Perda de Transmissão (Conzatti, 2002)

3.4.3 Redução de Ruído (*Noise Reduction - NR*)

É a diferença entre os níveis de pressão sonora medidos em dois pontos arbitrários, um antes do silenciador, p_1 , e outro após, p_2 , (Fig. 3.9):

$$NR = L_{w1} - L_{w2} \quad [\text{dB}] \quad (3.4)$$

sendo: L_{w1} o nível de pressão sonora antes do silenciador e L_{w2} o nível de pressão sonora depois do silenciador

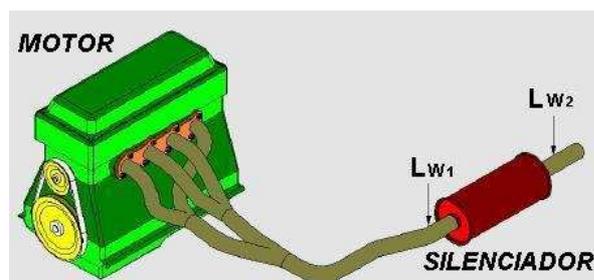


Figura 3.9 – Redução de Ruído (Conzatti, 2002)

Dos três parâmetros de desempenho apresentados acima, a perda de inserção é o critério que apresenta mais adequadamente o desempenho de um silenciador e sua medição é relativamente simples. Por outro lado, a perda de transmissão é mais fácil de prever teoricamente – é um parâmetro dependente apenas do silenciador propriamente dito – mas, a sua medição é dificultada por haver a necessidade da separação das ondas acústicas em suas componentes

incidente e refletida. Os valores da perda de inserção tendem aos valores da perda de transmissão quando a terminação é anecóica.

CAPÍTULO 4

CONCEITOS TEÓRICOS

Para prever o comportamento acústico de silenciadores automotivos, diferentes considerações podem ser usadas dependendo das suas geometrias e aplicações. Análises unidimensionais podem ser apropriadas para silenciadores com diâmetros relativamente pequenos, aplicando-se a teoria da onda plana. Contudo, desprezando-se o modo de propagação de elevadas ordens pode conduzir a resultados errôneos para modelos de diâmetros maiores ou em altas frequências.

Neste capítulo, estudos analíticos uni e bidimensional são desenvolvidos para silenciadores assimétricos e cilíndricos com e sem material de preenchimento. As características da propagação de ondas planas são consideradas em condições ideais: ondas se propagando em um tubo de paredes rígidas num meio estacionário e não viscoso.

4.1 Propagação de Ondas Planas Num Meio Estacionário Não-Viscoso

No projeto de desenvolvimento de um silencioso, o tubo ou duto é o principal elemento constituinte da estrutura. Desta forma, a análise da propagação de ondas em dutos, suas características de transmissão, bem como o comportamento para determinadas condições ideais são muito importantes para o entendimento do comportamento físico e acústico de silenciadores. Assim, são estudadas as características da propagação de ondas sonoras planas (pequenas amplitudes) em dutos de silenciosos considerando-se algumas condições ideais para simplificação dos estudos.

Considerando um tubo de paredes rígidas e de pequenas dimensões transversais com um fluido estacionário não viscoso, têm-se ondas de pequena amplitude comportando-se como ondas planas. Assim, a pressão acústica p e a velocidade de partícula u em todos os pontos da seção transversal (plano normal à direção de propagação) são as mesmas, ou seja, possuem a mesma amplitude e fase. A onda sonora, definida como a superfície em que todos os pontos onde p e u

possuem as mesmas amplitudes e ângulos de fase, é o plano normal à direção de propagação da onda, que no caso de um duto é o eixo longitudinal (Munjal, 1987).

As equações básicas linearizadas para esse caso (Munjal, 1987) são:

Equação da Conservação de Massa – Equação da Continuidade

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0; \quad (4.1)$$

Equação do Equilíbrio Dinâmico – Equação de Euler - Lagrange

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial z} = 0; \quad (4.2)$$

Equação da Energia – Equação de Estado

$$\left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s = \frac{\gamma(p_0 + p)}{\rho_0 + \rho} = \frac{\gamma p_0}{\rho_0} = a_0^2; \quad (4.3)$$

sendo:

γ a razão entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante;

a_0 a velocidade do som no meio (m/s);

z a coordenada axial ou longitudinal;

p a pressão instantânea (N/m²);

p_0 a pressão ambiente (N/m²);

ρ a densidade instantânea (Kg/m³);

ρ_0 a densidade ambiente (Kg/m³);

s a entropia (KJ/Kg.K);

Considerando também as hipóteses de pequenas perturbações em meios estacionários $p/p_0 \ll 1$ e $\rho/\rho_0 \ll 1$ as expressões (4.1) a (4.3) podem ser reescritas como (Munjal, 1987):

$$\rho = \frac{P}{a_0^2} \quad (4.4a)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (4.4b)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial z} = \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (4.4c)$$

Substituindo as Eq. (4.4a) a (4.4c) na Eq. (4.1) e eliminando a variável u das Eq. (4.2) e (4.3), através da diferenciação da primeira em relação a t , da segunda em relação a z e subtraindo-as, obtêm-se a Equação unidimensional da onda (Munjal, 1987):

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] p = 0; \quad (4.5)$$

A Eq. (4.5) é uma equação diferencial parcial linear, bidimensional, homogênea com coeficientes constantes, sendo a_0 independente de z e t . Usando a técnica de separação de variáveis e considerando uma função harmônica, a Eq. (4.5), admite a seguinte solução geral:

$$p(z,t) = [C_1 e^{-ikz} + C_2 e^{+ikz}] e^{i\omega t}; \quad (4.6)$$

$$v(z,t) = [C_1 e^{-ikz} - C_2 e^{+ikz}] e^{i\omega t}; \quad (4.7)$$

sendo:

C_1 e C_2 constantes;

$v = S\rho_0 u$ Velocidade de massa acústica (Kg/s);

u Velocidade acústica (m/s);

$i = \sqrt{-1}$

$$k = \frac{\omega}{a_0} = \frac{2\pi}{\lambda} \quad \text{Número de onda (rad/m);}$$

$$\omega \quad \text{Frequência angular (rad/s);}$$

$$\lambda \quad \text{Número da onda (rad/m);}$$

$$Y_0 = \frac{a_0}{S} \quad \text{Impedância Característica – velocidade de massa (1/ms);}$$

$$S \quad \text{Área da seção transversal do duto (m}^2\text{);}$$

As constantes C_1 e C_2 nas Eq. (4.6) e (4.7) são determinadas através de condições de contorno.

4.2 Modelo Unidimensional para silenciadores com tubo central perfurado

Figura 4.1 mostra um silenciador com tubo central perfurado e com material absorvente na região entre o tubo central e a parede externa da câmara.

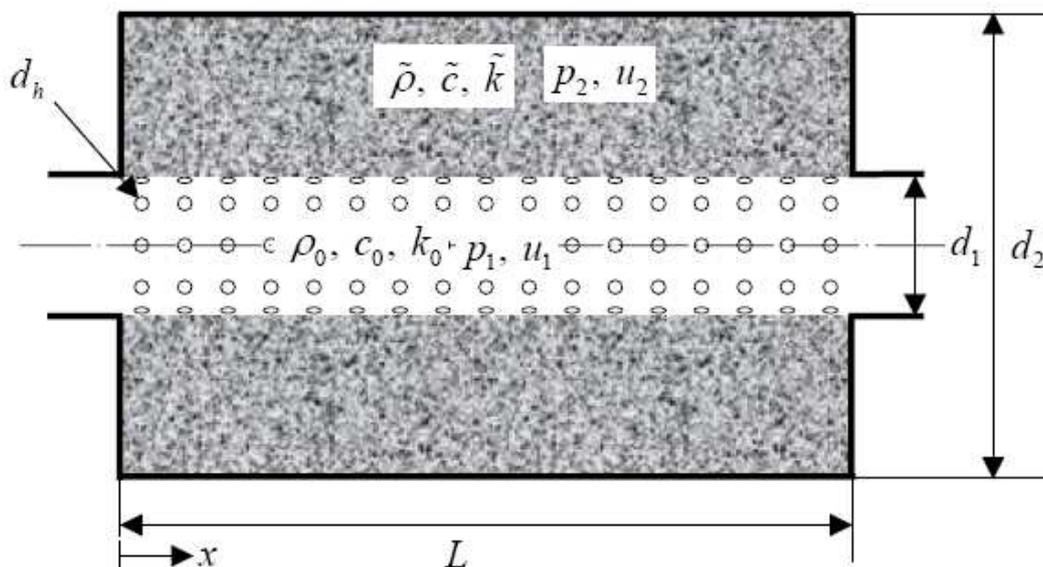


Figura 4.1 – Silenciador com tubo central perfurado e material absorvente
(Lee, 2005)

Assumindo propagação de ondas planas harmônicas nos tubos de entrada, saída e central, as equações de continuidade e momento, na ausência de fluxo são (Munjal, 1987; Lee, 2005):

$$\frac{d^2 p_1}{dx^2} + \left(k_0^2 - \frac{4ik_0}{d_1 \tilde{\zeta}_p} \right) p_1 + \left(\frac{4ik_0}{d_1 \tilde{\zeta}_p} \right) p_2 = 0; \quad (4.8)$$

$$\frac{d^2 p_2}{dx^2} + \left(\frac{4d_1}{d_2^2 - d_1^2} \frac{\tilde{\rho}}{\rho_0} \frac{ik_0}{\tilde{\zeta}_p} \right) p_1 + \left(\tilde{k}^2 - \frac{4d_1}{d_2^2 - d_1^2} \frac{\tilde{\rho}}{\rho_0} \frac{ik_0}{\tilde{\zeta}_p} \right) p_2 = 0; \quad (4.9)$$

sendo:

k_0 o número característico da onda no ar;

\tilde{k} o número característico da onda no material absorvente;

$\tilde{\rho}$ a densidade do material absorvente;

p_1 a pressão acústica no tubo central;

p_2 a pressão acústica na parte interna da câmara;

$\tilde{\zeta}_p = \frac{p_1 - p_2}{\rho_0 c_0 u_1}$ a impedância acústica do tubo perfurado;

u_1 a velocidade de partícula no tubo central;

As Eq. (4.8) e (4.9) podem ser escritas na forma matricial como:

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ \left(\frac{dp_1}{dx} \right)' \\ p_2 \\ \left(\frac{dp_2}{dx} \right)' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\left(k_0^2 - \frac{4 ik_0}{d_1 \tilde{\zeta}_p} \right) & 0 & -\frac{4 ik_0}{d_1 \tilde{\zeta}_p} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{4d_1}{d_2^2 - d_1^2} \frac{\tilde{\rho}}{\rho_0} \frac{ik_0}{\tilde{\zeta}_p} & 0 & -\tilde{k}^2 - \frac{4d_1}{d_2^2 - d_1^2} \frac{\tilde{\rho}}{\rho_0} \frac{ik_0}{\tilde{\zeta}_p} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1 \\ \frac{dp_1}{dx} \\ p_2 \\ \frac{dp_2}{dx} \end{Bmatrix} \quad (4.10)$$

sendo que ()' indica derivada com relação a x . A expressão acima pode ser rearranjada como:

$$\begin{Bmatrix} p_1' \\ \rho_0 c_0 u_1' \\ p_2' \\ \tilde{\rho} \tilde{c} u_2' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -ik_0 & 0 & 0 \\ -ik_0 - \frac{4}{d_1} \frac{1}{\tilde{\zeta}_p} & 0 & \frac{4}{d_1} \frac{1}{\tilde{\zeta}_p} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -i\tilde{k} \\ \frac{4d_1}{d_2^2 - d_1^2} \frac{\tilde{\rho}}{\rho_0} \frac{k_0}{\tilde{k}} \frac{1}{\tilde{\zeta}_p} & 0 & -i\tilde{k} - \frac{4d_1}{d_2^2 - d_1^2} \frac{\tilde{\rho}}{\rho_0} \frac{k_0}{\tilde{k}} \frac{1}{\tilde{\zeta}_p} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1 \\ \rho_0 c_0 u_1 \\ p_2 \\ \tilde{\rho} \tilde{c} u_2 \end{Bmatrix}$$

Ou ainda:

$$\begin{Bmatrix} p_1' \\ \rho_0 c_0 u_1' \\ p_2' \\ \tilde{\rho} \tilde{c} u_2' \end{Bmatrix} = [TA] \begin{Bmatrix} p_1 \\ \rho_0 c_0 u_1 \\ p_2 \\ \tilde{\rho} \tilde{c} u_2 \end{Bmatrix} \quad (4.11)$$

A solução para a Eq. (4.11) pode ser expressa em termos de autovalores e autovetores, como:

$$\begin{Bmatrix} p_1(x) \\ \rho_0 c_0 u_1(x) \\ p_2(x) \\ \tilde{\rho} \tilde{c} u_2(x) \end{Bmatrix} = [\Psi] \begin{Bmatrix} c_1 e^{\lambda_1 x} \\ c_2 e^{\lambda_2 x} \\ c_3 e^{\lambda_3 x} \\ c_4 e^{\lambda_4 x} \end{Bmatrix}; \quad (4.12)$$

sendo λ_n o autovalor da matriz $[TA]$ e $[\Psi]$ a matriz cujas colunas são os autovetores e \tilde{c} é a velocidade de propagação do som no meio absorvente. Fazendo-se o produto da matriz $[\Psi]$ com os termos exponenciais, obtêm-se a matriz $[\Psi'(x)]$. Desta forma, a Eq. (4.12) pode ser reescrita como:

$$\begin{Bmatrix} p_1(x) \\ \rho_0 c_0 u_1(x) \\ p_2(x) \\ \tilde{\rho} \tilde{c} u_2(x) \end{Bmatrix} = [\Psi'(x)] \begin{Bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ c_4 \end{Bmatrix}; \quad (4.13)$$

o que resulta a relação entre a pressão acústica e velocidade de partícula na entrada ($x = 0$) e ($x = L$) como:

$$\begin{Bmatrix} p_1(0) \\ \rho_0 c_0 u_1(0) \\ p_2(0) \\ \tilde{\rho} \tilde{c} u_2(0) \end{Bmatrix} = [\text{TB}] \begin{Bmatrix} p_1(L) \\ \rho_0 c_0 u_1(L) \\ p_2(L) \\ \tilde{\rho} \tilde{c} u_2(L) \end{Bmatrix}, \quad (4.14)$$

sendo

$$[\text{TB}] = [\Psi'(0)] [\Psi'(L)]^{-1}; \quad (4.15)$$

Para a câmara de saída, as condições de contorno em $x = 0$ e $x = L$ podem ser escritas como:

$$u_2(0) = 0; \quad (4.16)$$

$$u_2(L) = 0; \quad (4.17)$$

Finalmente, combinando as Eq. (4.14), (4.16) e (4.17), o sistema pode ser rearranjado como:

$$\begin{Bmatrix} p_1(0) \\ \rho_0 c_0 u_1(0) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1(L) \\ \rho_0 c_0 u_1(L) \end{Bmatrix}; \quad (4.18)$$

sendo:

$$T_{11} = \text{TB}_{11} - \frac{\text{TB}_{13} \text{TB}_{41}}{\text{TB}_{43}}; \quad (4.19)$$

$$T_{12} = \text{TB}_{12} - \frac{\text{TB}_{13} \text{TB}_{42}}{\text{TB}_{43}}; \quad (4.20)$$

$$T_{21} = TB_{21} - \frac{TB_{23}TB_{41}}{TB_{43}}; \quad (4.21)$$

$$T_{22} = TB_{22} - \frac{TB_{23}TB_{42}}{TB_{43}}; \quad (4.22)$$

Assumindo o tubo principal com a seção transversal constante, a perda de transmissão pode ser calculada pela matriz de transferência como segue:

$$TL = 20 \log_{10} \left(\frac{1}{2} |T_{11} + T_{12} + T_{21} + T_{22}| \right); \quad (4.23)$$

4.3 Modelo Analítico Bidimensional

Figura 4.2 mostra um silenciador com tubo central perfurado e com material absorvente. O silenciador é dividido em vários domínios: I, II e III. Além disso, o domínio II é subdividido nos domínios IIa e IIb. As amplitudes A_n^+ , A_n^- , B_n^+ , B_n^- , C_n^+ , C_n^- são as amplitudes modais das ondas no sentido positivo do movimento e no sentido contrário.

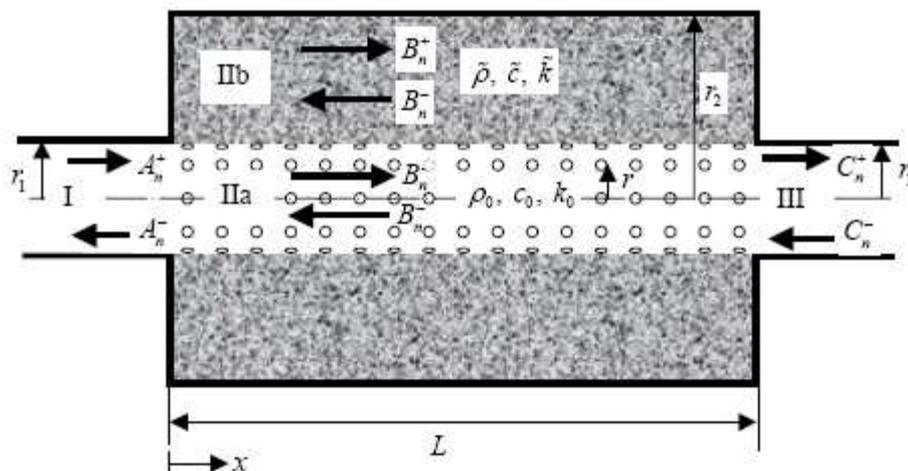


Figura 4.2 – Silenciador com tubo central perfurado e material absorvente
(Lee, 2005)

Uma abordagem do conceito bidimensional analítico é introduzida na seqüência para determinação das características de um silenciador dissipativo, cilíndrico, concêntrico, de comprimento L , câmara principal de raio r_1 e raio da câmara r_2 , de acordo com a Fig. (4.2). Para propagação de onda harmônica assimétrica bidimensional em um duto circular, a equação de coordenadas cilíndricas pode ser expressa como (Munjal, 1987; Lee, 2005):

$$\nabla^2 p(r, x) + k^2 p(r, x) = 0; \quad (4.24)$$

ou

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + k^2 p = 0; \quad (4.25)$$

A solução da Eq. (4.24) no domínio I ou no tubo de entrada pode ser escrita como:

$$p_A(r, x) = \sum_{n=0}^{\infty} (A_n^+ e^{-ik_{A,x,n}x} + A_n^- e^{ik_{A,x,n}x}) \Psi_{A,n}(r) \quad (4.26)$$

sendo:

Subscrito A denota o domínio I;

p_A a pressão acústica;

$A_n^+ - A_n^-$ as amplitudes modais correspondentes aos componentes deslocando-se nas direções positiva e negativa de x no domínio I, respectivamente;

$k_{A,x,n}$ o número de onda axial;

$\Psi_{A,n}(r)$ as autofunções;

Para os dutos circulares, as autofunções são dadas por:

$$\Psi_{A,n}(r) = J_0(k_{A,r,n}r); \quad (4.27)$$

sendo:

J_0 a função de Bessel do primeiro tipo de ordem zero;

$k_{A,r,n}$ o número de onda radial satisfazendo na condição de contorno de parede rígida em $r = r_1$:

$$J_0'(k_{A,r,n}r_1) = J_1(k_{A,r,n}r_1) = 0; \quad (4.28)$$

A relação entre os números de onda axial e radial é dada por:

$$k_{A,x,n} = \begin{cases} \sqrt{k_0^2 - k_{A,r,n}^2}; & k_0 > k_{A,r,n} \\ -\sqrt{k_0^2 - k_{A,r,n}^2}; & k_0 < k_{A,r,n} \end{cases} \quad (4.29)$$

onde o sinal negativo na Eq. (4.29) é adicionado, de forma que $e^{-ik_{A,x,n}x}$ decai exponencialmente na direção de x . A velocidade de partícula na direção axial pode ser escrita, em termos da equação linearizada de momento, como:

$$u_{A,x}(r, x) = \frac{1}{\rho_0 \omega} \sum_{n=0}^{\infty} k_{A,x,n} \left[A_n^+ e^{-ik_{A,x,n}x} - A_n^- e^{ik_{A,x,n}x} \right] \psi_{A,n}(r); \quad (4.30)$$

A pressão acústica do tubo de saída e a velocidade de partícula na direção axial (domínio III) são similares àquelas no tubo de entrada e são expressas como:

$$p_C(r, x) = \sum_{n=0}^{\infty} \left[C_n^+ e^{-ik_{C,x,n}(x-L)} + C_n^- e^{ik_{C,x,n}(x-L)} \right] \psi_{C,n}(r); \quad (4.31)$$

$$u_{C,x}(r, x) = \frac{1}{\rho_0 \omega} \sum_{n=0}^{\infty} k_{C,x,n} \left[C_n^+ e^{-ik_{C,x,n}(x-L)} - C_n^- e^{ik_{C,x,n}(x-L)} \right] \psi_{C,n}(r); \quad (4.32)$$

sendo:

Subscrito C denota o domínio III;

C_n^+ e C_n^- as amplitudes modais correspondente aos componentes deslocando-se nas direções positivas e negativas do domínio III, respectivamente;

$k_{C,x,n}$ o número de onda axial.

As autofunções são dadas por:

$$\Psi_{C,n}(r) = J_0(k_{C,r,n}r); \quad (4.33)$$

e $k_{C,r,n}$ é o número de onda radial satisfazendo as condições de contorno de parede rígida em $r = r_1$:

$$J_0'(k_{C,r,n}r_1) = J_1(k_{C,r,n}r_1) = 0; \quad (4.34)$$

A propagação do som no domínio II é dada por:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + k^2 p = 0; \quad (4.35)$$

sendo:

$$k = \begin{cases} k_0; & 0 \leq r \leq r_1 \\ \tilde{k}; & r_1 \leq r \leq r_2 \end{cases} \quad (4.36)$$

As soluções para a Eq. (4.35) são dadas, para o domínio IIa (ar), por:

$$p_{Ba}(r, x) = \sum_{n=0}^{\infty} \left(B_n^+ e^{-ik_{B,x,n}x} + B_n^- e^{ik_{B,x,n}x} \right) \Psi_{Ba,n}(r); \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad (4.37)$$

E para o domínio IIb (material absorvente):

$$p_{Bb}(r, x) = \sum_{n=0}^{\infty} \left(B_n^+ e^{-ik_{B,x,n}x} + B_n^- e^{ik_{B,x,n}x} \right) \Psi_{Bb,n}(r); \quad r_1 \leq r \leq r_2; \quad (4.38)$$

sendo:

Subscritos Ba e Bb referem-se aos domínios IIa e IIb respectivamente;

B_n^+ e B_n^- as amplitudes modais correspondentes aos componentes deslocando-se na direção positiva e negativa de x no domínio II, respectivamente;

$k_{B,x,n}$ o número de onda comum na direção axial para o ar e material absorvente;

$\Psi_{Ba,n}$ e $\Psi_{Bb,n}$ as autofunções dos domínios IIa e IIb, respectivamente;

Os números de onda radiais para o ar e material absorvente são diferentes e relacionados por:

$$k_{B,r,n} = \sqrt{k_0^2 - k_{B,x,n}^2}; \quad (4.39)$$

$$\tilde{k}_{B,r,n} = \sqrt{\tilde{k}^2 - k_{B,x,n}^2}; \quad (4.40)$$

Utilizando-se da equação de momento, as velocidades acústicas nas direções radiais são expressas como:

$$u_{Ba,r} = -\frac{1}{i\rho_0\omega} \sum_{n=0}^{\infty} \left(B_n^+ e^{-ik_{B,x,n}x} + B_n^- e^{ik_{B,x,n}x} \right) \frac{\partial \Psi_{Ba,n}(r)}{\partial r}; \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad (4.41)$$

$$u_{Bb,r} = -\frac{1}{i\tilde{\rho}\omega} \sum_{n=0}^{\infty} \left(B_n^+ e^{-ik_{B,x,n}x} + B_n^- e^{ik_{B,x,n}x} \right) \frac{\partial \Psi_{Bb,n}(r)}{\partial r}; \quad r_1 \leq r \leq r_2; \quad (4.42)$$

para os domínios IIa e IIb, respectivamente.

As autofunções modais nas Eq. (4.37) e (4.38) podem ser expressas como:

$$\Psi_{Ba,n}(r) = B_{1,n} J_0(k_{B,r,n}r) + B_{2,n} Y_0(k_{B,r,n}r); \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad (4.43)$$

$$\Psi_{Bb,n}(r) = B_{3,n} J_0(\tilde{k}_{B,r,n}r) + B_{4,n} Y_0(\tilde{k}_{B,r,n}r); \quad r_1 \leq r \leq r_2; \quad (4.44)$$

sendo:

Y_0 a função de Bessel de segundo tipo de ordem zero;

$B_{1,n}$ a $B_{4,n}$ os coeficientes relacionados pelas seguintes condições de contorno $r = 0, r_1, r_2$:

(1) Em $r = 0$ a pressão é infinita, então a Eq. (4.43) resulta:

$$B_{2,n} = 0; \quad (4.45)$$

(2) Em $r = r_2$ a condição de contorno de parede rígida, $u_{B,b,r}(x, r_2) = 0$, resulta:

$$B_{3,n} J_1(\tilde{k}_{B,r,n} r_2) + B_{4,n} Y_1(\tilde{k}_{B,r,n} r_2) = 0; \quad (4.46)$$

sendo $Y_1 - J_1$ as funções de Bessel de primeiro e segundo tipo e ordem um, respectivamente.

(3) Em $r = r_1$ a continuidade da velocidade radial da partícula, $u_{Ba,r}(x, r_1) = u_{Bb,r}(x, r_1)$ e a Eq. (4.45) resultam:

$$\frac{k_{B,r,n}}{\rho_0} B_{1,n} J_1(k_{B,r,n} r_1) = \frac{\tilde{k}_{B,r,n}}{\tilde{\rho}} \left[B_{3,n} J_1(\tilde{k}_{B,r,n} r_1) + B_{4,n} Y_1(\tilde{k}_{B,r,n} r_1) \right]; \quad (4.47)$$

(4) Em $r = r_1$ a diferença de pressão acústica através do duto perfurado é:

$$p_{Ba}(x, r_1) - p_{Bb}(x, r_1) = \rho_0 c_0 \tilde{\zeta}_p u_{Ba,r}(x, r_1); \quad (4.48)$$

e

$$B_{1,n} J_0(k_{B,r,n} r_1) - \left[B_{3,n} J_0(\tilde{k}_{B,r,n} r_1) + B_{4,n} Y_0(\tilde{k}_{B,r,n} r_1) \right] = \frac{\tilde{\zeta}_p k_{B,r,n}}{ik_0} B_{1,n} J_1(k_{B,r,n} r_1); \quad (4.49)$$

Os coeficientes $B_{3,n} - B_{1,n}$ nas Eq. (4.46) e (4.47) são expressas em termos do coeficiente $B_{4,n}$ como:

$$B_{3,n} = -B_{4,n} \frac{Y_1(\tilde{k}_{B,r,n} r_2)}{J_1(\tilde{k}_{B,r,n} r_2)} \quad (4.50)$$

e

$$B_{1,n} = \frac{\tilde{k}_{B,r,n}}{k_{B,r,n}} \frac{\rho_0}{\tilde{\rho}} \frac{1}{J_1(k_{B,r,n} r_1)} \left[-\frac{Y_1(\tilde{k}_{B,r,n} r_2)}{J_1(\tilde{k}_{B,r,n} r_2)} J_1(\tilde{k}_{B,r,n} r_1) + Y_1(\tilde{k}_{B,r,n} r_1) \right] B_{4,n}; \quad (4.51)$$

Substituindo-se as Eq. (4.50) e (4.51) na Eq. (4.49) resulta na equação característica:

$$\frac{\rho_0}{\tilde{\rho}} \frac{\tilde{k}_{B,r,n}}{k_{B,r,n}} \left[\frac{J_0(k_{B,r,n} r_1)}{J_1(k_{B,r,n} r_1)} + i\tilde{\zeta}_p \frac{k_{B,r,n}}{k_0} \right] = \frac{Y_0(\tilde{k}_{B,r,n} r_1) J_1(\tilde{k}_{B,r,n} r_2) - Y_1(\tilde{k}_{B,r,n} r_2) J_0(\tilde{k}_{B,r,n} r_1)}{Y_1(\tilde{k}_{B,r,n} r_1) J_1(\tilde{k}_{B,r,n} r_2) - Y_1(\tilde{k}_{B,r,n} r_2) J_1(\tilde{k}_{B,r,n} r_1)}; \quad (4.52)$$

Equação (4.52) pode ser expressa, usando-se as Eq. (4.39) e (4.40), como:

$$\frac{\rho_0}{\tilde{\rho}} \frac{\sqrt{\tilde{k}^2 - k_{B,x,n}^2}}{\sqrt{k_0^2 - k_{B,x,n}^2}} \left[\frac{J_0(\sqrt{k_0^2 - k_{B,x,n}^2} r_1)}{J_1(\sqrt{k_0^2 - k_{B,x,n}^2} r_1)} + i\tilde{\zeta}_p \frac{\sqrt{k_0^2 - k_{B,x,n}^2}}{k_0} \right] = \frac{Y_0(\sqrt{\tilde{k}^2 - k_{B,x,n}^2} r_1) J_1(\sqrt{\tilde{k}^2 - k_{B,x,n}^2} r_2) - Y_1(\sqrt{\tilde{k}^2 - k_{B,x,n}^2} r_2) J_0(\sqrt{\tilde{k}^2 - k_{B,x,n}^2} r_1)}{Y_1(\sqrt{\tilde{k}^2 - k_{B,x,n}^2} r_1) J_1(\sqrt{\tilde{k}^2 - k_{B,x,n}^2} r_2) - Y_1(\sqrt{\tilde{k}^2 - k_{B,x,n}^2} r_2) J_1(\sqrt{\tilde{k}^2 - k_{B,x,n}^2} r_1)}; \quad (4.53)$$

O número de onda axial $k_{B,x,n}$ pode ser obtido pela resolução da Eq. (4.53).

Eq. (4.43) e (4.44) podem ser reescritas utilizando-se as Eq. (4.45), (4.50) e (4.51) como:

$$\Psi_{Ba,n}(r) = B_{1,n} J_0(k_{B,r,n} r); \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad (4.54)$$

e

$$\Psi_{Bb,n}(r) = B_{1,n} \frac{k_{B,r,n}}{\tilde{k}_{B,r,n}} \frac{\tilde{\rho}}{\rho_0} \frac{J_1(k_{B,r,n}r_1)}{D} \left[J_1(\tilde{k}_{B,r,n}r_2) Y_0(\tilde{k}_{B,r,n}r) - Y_1(\tilde{k}_{B,r,n}r_2) J_0(\tilde{k}_{B,r,n}r) \right]$$

$$r_1 \leq r \leq r_2; \quad (4.55)$$

sendo:

$$D = J_1(\tilde{k}_{B,r,n}r_2) Y_1(\tilde{k}_{B,r,n}r_1) - Y_1(\tilde{k}_{B,r,n}r_2) J_1(\tilde{k}_{B,r,n}r_1); \quad (4.56)$$

Da equação de momento linearizada, as velocidades de partícula nas direções axiais são obtidas por:

$$u_{Ba,x}(r,x) = \frac{1}{\rho_0 \omega} \sum_{n=0}^{\infty} k_{B,x,n} \left(B_n^+ e^{-ik_{B,x,n}x} - B_n^- e^{ik_{B,x,n}x} \right) \Psi_{Ba,n}(r); \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad (4.57)$$

e

$$u_{Bb,x}(r,x) = \frac{1}{\tilde{\rho} \omega} \sum_{n=0}^{\infty} k_{B,x,n} \left(B_n^+ e^{-ik_{B,x,n}x} - B_n^- e^{ik_{B,x,n}x} \right) \Psi_{Bb,n}(r); \quad r_1 \leq r \leq r_2; \quad (4.58)$$

As soluções para os coeficientes desconhecidos $A_n^+, A_n^-, B_n^+, B_n^-, C_n^+, C_n^-$ podem ser determinadas a partir das condições de contorno na entrada os $x = (0)$ e saída $x = (L)$. Então, depois de definidos, os coeficientes são usados para calcular a perda de transmissão do silenciador. As condições de contorno nas interfaces do tubo de entrada e saída são:

$$p_A = p_B; \quad 0 \leq r \leq r_1, x = 0; \quad (4.59)$$

$$u_B = \begin{cases} u_A; & 0 \leq r \leq r_1, x = 0; \\ 0; & r_1 \leq r \leq r_2, x = 0; \end{cases} \quad (4.60)$$

$$p_C = p_B; \quad 0 \leq r \leq r_1, x = L; \quad (4.61)$$

$$u_B = \begin{cases} u_C; & 0 \leq r \leq r_1, x = L; \\ 0; & r_1 \leq r \leq r_2, x = L; \end{cases} \quad (4.62)$$

Escrevendo as Equações (4.26), (4.30), (4.31), (4.32), (4.37), (4.57), (4.58), (4.59), (4.60), (4.61), (4.62) em termos de séries finitas:

$$\sum_{n=0}^{\infty} (A_n^+ + A_n^-) \psi_{A,n}(r) = \sum_{n=0}^{\infty} (B_n^+ + B_n^-) \psi_{Ba,n}(r); \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad (4.63)$$

$$\sum_{n=0}^{\infty} \psi_{B,x,n} (B_n^+ - B_n^-) \psi_{Ba,n}(r) = \begin{cases} \sum_{n=0}^{\infty} k_{A,x,n} (A_n^+ - A_n^-) \psi_{A,n}(r); & 0 \leq r \leq r_1; \\ 0; & r_1 \leq r \leq r_2; \end{cases} \quad (4.64)$$

$$\sum_{n=0}^{\infty} (C_n^+ + C_n^-) \psi_{C,n}(r) = \sum_{n=0}^{\infty} (B_n^+ e^{-ik_{B,x,n}L} + B_n^- e^{ik_{B,x,n}L}) \psi_{Ba,n}(r); \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad (4.65)$$

$$\begin{cases} \sum_{n=0}^{\infty} k_{B,x,n} (B_n^+ e^{-ik_{B,x,n}L} - B_n^- e^{ik_{B,x,n}L}) \psi_{Ba,n}(r) = & 0 \leq r \leq r_1; \\ \sum_{n=0}^{\infty} k_{C,x,n} (C_n^+ - C_n^-) \psi_{C,n}(r); & r_1 \leq r \leq r_2; \\ 0; & \end{cases} \quad (4.66)$$

Para solucionar o sistema formado pelas Equações de (4.63) a (4.66), uma série infinita de amplitudes desconhecidas precisam ser truncadas para um determinado número de termos, e o mesmo número de equações é resolvida para as amplitudes de ondas acústicas. Impondo as continuidades das integrais de pressão e velocidade axial sobre zonas discretas das interfaces no tubo de entrada $x = (0)$ e saída $x = (L)$, as Equações (4.63) a (4.66) ficam:

$$\sum_{n=0}^N (A_n^+ + A_n^-) \int_0^{r_p,m} \psi_{A,n}(r) dr = \sum_{n=0}^N (B_n^+ + B_n^-) \int_0^{r_p,m} \psi_{Ba,n}(r) dr; \quad (4.67)$$

$$\begin{aligned}
& \sum_{n=0}^N k_{B,x,n} (B_n^+ - B_n^-) \int_0^{r_{u,m}} \psi_{B_a,n}(r) dr = \\
& \begin{cases} \sum_{n=0}^N k_{A,x,n} (A_n^+ - A_n^-) \int_0^{r_{u,m}} \psi_{A,n}(r) dr; & 0 \leq r_{u,m} \leq r_1 \\ \sum_{n=0}^N k_{A,x,n} (A_n^+ - A_n^-) \int_0^{r_1} \psi_{A,n}(r) dr; & r_1 \leq r_{u,m} \leq r_2 \end{cases} \quad (4.68)
\end{aligned}$$

$$\sum_{n=0}^N (C_n^+ + C_n^-) \int_0^{r_{p,m}} \psi_{C,n}(r) dr = \sum_{n=0}^N (B_n^+ e^{-ik_{B,x,n}L} + B_n^- e^{ik_{B,x,n}L}) \int_0^{r_{p,m}} \psi_{B,n}(r) dr; \quad (4.69)$$

$$\begin{aligned}
& \sum_{n=0}^N k_{B,x,n} (B_n^+ e^{-ik_{B,x,n}L} - B_n^- e^{ik_{B,x,n}L}) \int_0^{r_{u,m}} \psi_{B,n}(r) dr = \\
& = \begin{cases} \sum_{n=0}^N k_{C,x,n} (C_n^+ - C_n^-) \int_0^{r_{u,m}} \psi_{C,n}(r) dr; & 0 \leq r_{u,m} \leq r_1; \\ \sum_{n=0}^N k_{C,x,n} (C_n^+ - C_n^-) \int_0^{r_1} \psi_{C,n}(r) dr; & r_1 \leq r_{u,m} \leq r_2; \end{cases} \quad (4.70)
\end{aligned}$$

com:

$$r_{p,m} = \frac{m}{N+1} r_1; \quad m = 1, \dots, N+1; \quad (4.71)$$

e

$$r_{u,m} = \frac{m}{N+1} r_2; \quad m = 1, \dots, N+1; \quad (4.72)$$

Considerando-se que: (1) a onda incidente é plana e A_0^+ é a unidade, (2) saída com terminação anecóica, considerando C_n^- é igual a zero e (3) todas as ondas transmitidas no tubo de saída são modos de propagação, apenas do primeiro modo C_0^+ , a perda de transmissão é determinada como:

$$TL = -20 \log_{10} |C_0^+|; \quad (4.73)$$

Como a resolução do sistema de Eq. (4.67) a (4.70) envolvem a resolução de integrais, Panigrahi e Munjal (2005), analisaram 3 tipos de métodos para análise acústica de abafadores com tubos perfurados. Os métodos envolvem a resolução da Eq. (4.53) para determinação autovetores na direção axial. Nos métodos é possível incluir a velocidade do fluxo. A Fig. (4.3) mostra um esquema do sistema utilizado.

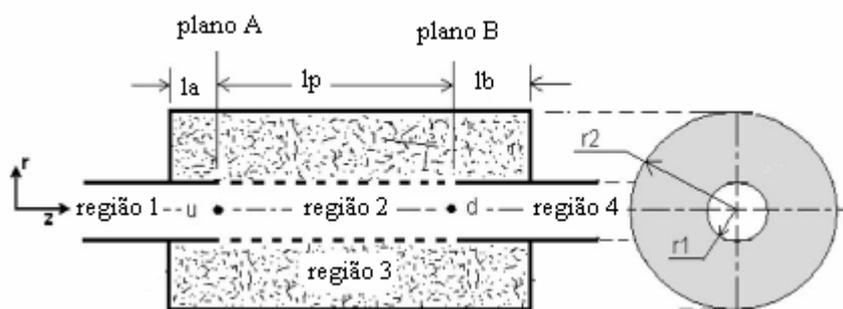


Figura 4.3 – Silenciador dissipativo com tubo central perfurado e material absorvente (Panigrahi e Munjal, 2005).

O conceito de propagação de ondas planas nas regiões 1 e 4 permitem que os campos de pressão sonora nestas regiões sejam expressos como:

$$p_1(z, r) = P_{1+} e^{-ik_{1z}z} + P_{1-} e^{+ik_{1z}z} \quad (4.74)$$

$$p_4(z', r) = P_{4+} e^{-ik_{4z}z'} \quad (4.75)$$

sendo z' medido no início da região 4, que é o ponto "d". Nota-se que a condição de terminação anecóica pode ser assumida sem perda de generalidade da técnica dos quatro parâmetros, fazendo $P_{4-} = 0$. A equação do balanço de força no plano A é dada por:

$$S_1(P_{1+} + P_{1-}) = P_{p+} S_{2+} + P_{p-} S_{2-} \quad (4.76)$$

A equação do balanço de força no plano B é dada por:

$$S_4 P_{4_+} = P_{p_+} S_{2_+} e^{-ik_{z_+} l_p} + P_{p_-} S_{2_-} e^{+ik_{z_-} l_p} \quad (4.77)$$

sendo:

$$S_1 = \pi r_1^2, \quad S_4 = \pi r_4^2 \quad (4.78)$$

e

$$S_{2_+} = 2\pi \int_0^{r_1} \psi_{2p_+}(r) r dr, \quad S_{2_-} = 2\pi \int_0^{r_1} \psi_{2p_-}(r) r dr \quad (4.79)$$

As Eq. (4.76) e (4.77) podem ser escritas como:

$$p_1 = P_{p_+} \left(\frac{S_{2_+}}{S_1} \right) + P_{p_-} \left(\frac{S_{2_-}}{S_1} \right) \quad (4.80)$$

$$p_4 = P_{p_+} \left(\frac{S_{2_+}}{S_4} \right) e^{-ik_{z_+} l_p} + P_{p_-} \left(\frac{S_{2_-}}{S_4} \right) e^{+ik_{z_-} l_p} \quad (4.81)$$

As velocidades das partículas, considerando as equações de Euler para a região central com ar e material absorvente, para ondas progressivas, têm-se:

$$\rho_0 \frac{Du_{2_+}}{Dt} = - \frac{\partial p}{\partial z} \quad (4.82)$$

ou

$$i\omega\rho_0 \left(1 - \frac{U}{\omega} k_{z_+} \right) u_{2_+} = P_{p_+} \psi_{2p_+}(ik_{z_+}) \quad (4.83)$$

sendo U a velocidade do fluxo do fluído. Logo:

$$u_{2_{\pm}} = P_{p_{\pm}} \Psi_{2p_{\pm}} \frac{k_{z_{\pm}} / k_0}{\rho_0 c_0 (1 - M(k_{z_{\pm}} / k_0))} \quad (4.84)$$

Para as ondas na direção do fluxo e contrárias ao fluxo no tubo central:

$$u_{2_{\pm}} = P_{p_{\pm}} \Psi_{2p_{\pm}} \alpha_{2_{\pm}} \quad (4.85)$$

sendo:

$$\alpha_{2_{\pm}} = \frac{k_{z_{\pm}} / k_0}{\rho_0 c_0 (1 \mp M(k_{z_{\pm}} / k_0))} \quad (4.86)$$

Da mesma forma, para a região anular com material absorvente e assumindo que não haja efeito convectivo nesta região, tem-se:

$$u_{3_{\pm}} = P_{p_{\pm}} \Psi_{3p_{\pm}} \alpha_{3_{\pm}} \quad (4.87)$$

e

$$\alpha_{3_{\pm}} = \left(\frac{k_{z_{\pm}} / k_0}{\rho_0 c_0} \right) \left(\frac{\rho_0}{\tilde{\rho}} \right) \quad (4.88)$$

A velocidade da partícula no plano A na direção superior da cavidade anular no plano A pode ser expressa como:

$$u(l_a, r) = \frac{P_p(l_a, r)}{Z_a(l_a)} \quad (4.89)$$

sendo $Z_a(l_a)$ a impedância normal no plano A, isto é, a uma distância l_a da terminação esquerda da câmara na direção axial. Desta forma, a velocidade de volume é dada por:

$$v_{l_a} = 2\pi \int_{r_1}^{r_2} u(l_a, r) r dr = \frac{2\pi}{Z_a(l_a)} \int_{r_1}^{r_2} P_p(l_a, r) r dr \quad (4.90)$$

sendo $P_p(l_a, r)$ e $u(l_a, r)$ a pressão e velocidade da partícula a uma distância l_a da terminação esquerda da câmara como uma função da distância radial r .

Considerando a continuidade da velocidade de volume no plano A, tem-se:

$$\frac{S_1}{\rho_0 c_0} (P_{1+} - P_{1-}) = \int_{S_2} (u_{2+} - u_{2-}) dS + \int_{S_3} \left(\frac{P_{p+} \psi_{3p+}}{Z_a} - \frac{P_{p-} \psi_{3p-}}{Z_a} \right) dS \quad (4.91)$$

O lado direito da eq. (4.91) pode ser dividido em duas partes, ou seja, velocidade do volume devido ondas movendo na direção do movimento e velocidade de volume devido ondas movendo na direção contrária do movimento, ou seja:

$$\frac{S_1}{\rho_0 c_0} (P_{1+} - P_{1-}) = \text{volume}_+ - \text{volume}_- \quad (4.92)$$

$$\text{volume}_+ = P_{p+} \left[\int_0^{r_1} \left(\alpha_{2+} \psi_{2p+} + \frac{1}{Z_a} \psi_{3p+} \right) 2\pi r dr \right] \quad (4.93)$$

$$\text{volume}_- = P_{p-} \left[\int_0^{r_1} \left(\alpha_{2-} \psi_{2p-} + \frac{1}{Z_a} \psi_{3p-} \right) 2\pi r dr \right] \quad (4.94)$$

Em termos de variáveis acústicas a equação de continuidade da velocidade de volume no plano A é:

$$v_1 = P_{p+} \left\{ \alpha_{2+} S_{2+} + \frac{1}{Z_a} S_{3+} \right\} - P_{p-} \left\{ \alpha_{2-} S_{2-} + \frac{1}{Z_a} S_{3-} \right\} \quad (4.95)$$

Similarmente, considerando a continuidade do volume de velocidade no plano B, tem-se:

$$v_4 = P_{p_+} \left\{ \alpha_{2_+} S_{2_+} - \frac{1}{Z_b} S_{3_+} \right\} e^{-i(k_{z_+} l_p)} - P_{p_-} \left\{ \alpha_{2_-} S_{2_-} - \frac{1}{Z_a} S_{3_-} \right\} e^{+i(k_{z_-} l_p)} \quad (4.96)$$

sendo $S_{2_{\pm}}$ dada pela eq. (4.79) e $S_{3_{\pm}}$ dadas por:

$$S_{3_+} = 2\pi \int_{r_1}^{r_2} \psi_{3p_+}(r) r dr, \quad S_{3_-} = 2\pi \int_{r_1}^{r_2} \psi_{3p_-}(r) r dr \quad (4.97)$$

As Eq. (4.80) e (4.95) podem ser escritas de forma compacta como:

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} = [\mathbf{A}] \begin{Bmatrix} P_{p_+} \\ P_{p_-} \end{Bmatrix} \quad (4.98)$$

sendo

$$[\mathbf{A}] = \begin{bmatrix} \begin{pmatrix} S_{2_+} \\ S_1 \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} S_{2_-} \\ S_1 \end{pmatrix} \\ \left(\alpha_{2_+} S_{2_+} + \frac{1}{Z_a} S_{3_+} \right) & - \left(\alpha_{2_-} S_{2_-} + \frac{1}{Z_a} S_{3_-} \right) \end{bmatrix} \quad (4.99)$$

Similarmente para a entrada da região 4, usando as Eq. (4.81) e (4.96), tem-se:

$$\begin{Bmatrix} P_4 \\ v_4 \end{Bmatrix} = [\mathbf{B}] \begin{Bmatrix} P_{p_+} \\ P_{p_-} \end{Bmatrix} \quad (4.100)$$

$$[\mathbf{B}] = \begin{bmatrix} \left(\frac{S_{2+}}{S_4}\right)e^{-ik_{z+}l_p} & \left(\frac{S_{2-}}{S_4}\right)e^{+ik_{z-}l_p} \\ \left(\alpha_{2+}S_{2+} - \frac{1}{Z_b}S_{3+}\right)e^{-ik_{z+}l_p} & -\left(\alpha_{2-}S_{2-} + \frac{1}{Z_b}S_{3-}\right)e^{+ik_{z-}l_p} \end{bmatrix} \quad (4.101)$$

Eliminando as amplitudes de pressão $P_{p_{\pm}}$ das Eq. (4.98) e (4.100), encontram-se as variáveis acústicas para os pontos u e d, ou seja:

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} = [\mathbf{TM}] \begin{Bmatrix} p_4 \\ v_4 \end{Bmatrix} \quad (4.102)$$

sendo

$$[\mathbf{TM}] = [\mathbf{A}][\mathbf{B}]^{-1} \quad (4.103)$$

Com esta matriz de transferência é possível calcular a perda de transmissão sonora usando a técnica dos quatro parâmetros.

Quando as extensões na entrada e saída da câmara são nulas, as impedâncias Z_a e Z_b tendem ao infinito. As matrizes $[\mathbf{A}]$ e $[\mathbf{B}]$ ficam sendo:

$$[\mathbf{A}] = \begin{bmatrix} \left(\frac{S_{2+}}{S_1}\right) & \left(\frac{S_{2-}}{S_1}\right) \\ \left(\alpha_{2+}S_{2+}\right) & -\left(\alpha_{2-}S_{2-}\right) \end{bmatrix} \quad (4.104)$$

$$[\mathbf{B}] = \begin{bmatrix} \left(\frac{S_{2+}}{S_4}\right)e^{-ik_{z+}l_p} & \left(\frac{S_{2-}}{S_4}\right)e^{+ik_{z-}l_p} \\ \left(\alpha_{2+}S_{2+}\right)e^{-ik_{z+}l_p} & -\left(\alpha_{2-}S_{2-}\right)e^{+ik_{z-}l_p} \end{bmatrix} \quad (4.105)$$

Usando a eq. (4.103) e fazendo $S_1 = S_4$, a matriz de transferência para dutos simples é:

$$[\mathbf{TM}] = \begin{bmatrix} \frac{\alpha_{2_-} e^{+ik_{z_+} l_p} + \alpha_{2_+} e^{-ik_{z_-} l_p}}{\alpha_{2_-} + \alpha_{2_+}} & \frac{e^{+ik_{z_+} l_p} - e^{-ik_{z_-} l_p}}{S_1(\alpha_{2_-} + \alpha_{2_+})} \\ \frac{\alpha_{2_-} \alpha_{2_+} S_1(e^{+ik_{z_+} l_p} - e^{-ik_{z_-} l_p})}{\alpha_{2_-} + \alpha_{2_+}} & \frac{\alpha_{2_-} e^{+ik_{z_+} l_p} + \alpha_{2_+} e^{-ik_{z_-} l_p}}{\alpha_{2_-} + \alpha_{2_+}} \end{bmatrix} \quad (4.106)$$

Nota-se na eq. (4.106) que não há necessidade de integrações.

CAPÍTULO 5

TÉCNICAS DE MODELAGEM

No processo de desenvolvimento de silenciadores são construídos e testados diversos protótipos, gastando assim, muito tempo e dinheiro. A alta competitividade e o curto ciclo de vida do produto tornam crucial reduzir o tempo de desenvolvimento do produto. A metodologia capaz de substituir este método tradicional é a simulação numérica computacional.

Com os avanços da tecnologia de computação e de sistemas CAD, modelos complexos podem ser modelados com relativa facilidade. Várias configurações alternativas podem ser testadas no computador antes que um protótipo seja construído, tornando assim possível prever o desempenho acústico dos silenciadores com maior rapidez e precisão. O desenvolvimento tecnológico trouxe também modernos sistemas eletrônicos que tornaram os experimentos de medição mais simples, rápidos e eficientes.

Neste capítulo será feita uma sucinta apresentação das técnicas numéricas disponíveis e mais utilizadas para este tipo de desenvolvimento.

5.1 Método dos Elementos Finitos (FEM)

O método dos elementos finitos tornou-se uma ferramenta muito poderosa na solução numérica de uma grande gama de problemas em engenharia. Aplicações vão de análise de tensão e deformação de estruturas automotivas, aeronáuticas, edificações e pontes a análises de campo de transferência de calor, escoamento de fluidos, fluxo magnético, acústica, e outros problemas de fluxo.

Neste método o procedimento consiste de uma região complexa, que define um contínuo, ser discretizada em formas geométricas simples chamadas de elementos finitos. As propriedades materiais e equações governantes do problema são consideradas sobre estes elementos e são expressas em termos de valores desconhecidos nos vértices destes elementos. O processo de agrupar estas equações e a aplicação de cargas externas e condições de contorno resultam num

sistema de equações, cuja solução mostra o comportamento aproximado do contínuo.

O método de elementos finitos é completamente geral, já que não têm nenhuma limitação quanto à geometria do objeto de estudo, silenciadores, sendo que as condições de contorno, em termos de pressão e velocidade, podem ser especificadas em qualquer lugar do sistema. O grau de precisão desejado pode ser obtido aumentando-se o número de elementos nos qual o sistema é subdividido. Por outro lado, o FEM é muito mais dispendioso que outros métodos, requerendo também um tempo razoável para o processamento, exigindo elevados recursos computacionais, sendo fator limitante para a sua utilização.

5.2 Método dos Elementos de Contorno (BEM)

O Método dos Elementos de Contorno (BEM) é uma técnica computacional poderosa, projetando e fornecendo soluções numéricas a uma escala de problemas científicos. Para o usuário, a característica principal do método é que apenas a malha do contorno do domínio é requerida. O método é mais fácil de aplicar-se do que o Método de Elementos Finitos.

No campo da acústica linear, o BEM é a alternativa importante em relação aos métodos tradicionais. Isto é mais aceitável para os problemas exteriores. Entretanto, é natural usar o BEM em vários tipos de aplicação, desde que somente a malha da superfície do corpo seja requerida, reduzindo-se o tempo de preparação da malha e do processo computacional na solução numérica.

A fim de aplicar o Método dos Elementos de Contorno, a equação diferencial parcial que governa o domínio deve ser reformulada como uma equação integral que relaciona as funções definidas somente na fronteira do domínio. Representando o limite ou a superfície como as funções do limite, a equação integral do limite é reduzida a um sistema linear das equações e uma solução numérica torna-se possível.

O Método dos Elementos de Contorno para a solução de problemas acústicos foi desenvolvido nas últimas três ou quatro décadas. Dentre as três classes de problema consideradas, somente o problema interior foi encontrado para ser direto. O desenvolvimento de soluções BEM para o problema exterior e análise modal interior obteve inicialmente algumas dificuldades, que posteriormente foram superadas.

5.3 Método da Matriz de Transferência

Recentemente, analisou-se a perda de transmissão sonora em silenciadores automotivos através de uma análise numérica com o método da matriz de transferência e compararam-se os resultados com uma análise experimental obtendo-se boa concordância. Nesse estudo foram desenvolvidos métodos que possibilitam uma otimização das características acústicas dos silenciadores para motores de combustão interna (Thieme, 2000).

Um silenciador real é composto de vários elementos, tais como câmaras simples, expansão e contração súbita, tubos estendidos e perfurados. Cada elemento possui uma matriz de transferência particular. Então há a necessidade de estabelecer uma relação entre cada elemento e sua matriz de transferência para se determinar a perda de transmissão sonora ou outro parâmetro acústico.

Para determinação de cada matriz de transferência particular desses elementos, adotam-se a pressão acústica “p” e a velocidade de massa “v” como as duas variáveis de estado. A pressão sonora e a velocidade de volume são relacionadas antes e após o silenciador através de uma multiplicação de matrizes referente a cada elemento básico formador do silenciador. Também conhecida como matriz dos quatro parâmetros ou matriz dos quatro pólos, são compostas de quatro elementos que representam cada seção básica.

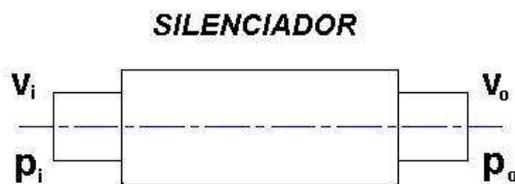


Figura 5.1 – Relação entre pressão e velocidade (Lima, 2001)

A relação entre a pressão sonora e a velocidade na entrada e na saída do silenciador da Fig. (5.1) com o uso dos quatro parâmetros é a seguinte:

$$\begin{bmatrix} p_i \\ v_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_o \\ -v_o \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

sendo os pares (p_i, v_i) e (p_0, v_0) representantes da pressão sonora e da velocidade na entrada e saída respectivamente. A, B, C e D são os quatro parâmetros que são calculados resolvendo a equação da onda com condições de contorno dadas por:

$$A = \frac{p_i}{p_0} \Big|_{v_0=0, v_i=1} \quad (5.2)$$

$$B = \frac{p_i}{-v_0} \Big|_{p_0=0, v_i=1} \quad (5.3)$$

$$C = \frac{v_i}{p_0} \Big|_{v_0=0, v_i=1} \quad (5.4)$$

$$D = \frac{v_i}{-v_0} \Big|_{p_0=0, v_i=1} \quad (5.5)$$

Uma outra propriedade reside no fato que estes quatro parâmetros obedecem ao princípio da reciprocidade, portanto, eles estão relacionados da seguinte forma:

$$AD - BC = 1 \quad (5.6)$$

5.3.1 Matriz de Transferência para Câmara Simples

A matriz de transferência para uma câmara simples de um silenciador possui o seguinte desenvolvimento, desconsiderando o fluxo dos gases, ou seja, o número de Mach $M=0$:

$$p_i = A_i + B_i \quad (5.7)$$

$$v_i = \frac{A_i - B_i}{Y_i} \quad (5.8)$$

$$p_0 = A_i e^{-ik_0 l_1} + B_i e^{+ik_0 l_1} \quad (5.9)$$

$$p_0 = (A_i + B_i)\cos(k_0 l_1) - i(A_i - B_i)\text{sen}(k_0 l_1) \quad (5.10)$$

$$p_0 = p_i \cos(k_0 l_1) - iY_i v_i \text{sen}(k_0 l_1) \quad (5.11)$$

$$v_0 = \frac{A_i e^{-ik_0 l_1} + B_i e^{+ik_0 l_1}}{Y_i} \quad (5.12)$$

$$v_0 = \frac{(A_i - B_i)}{Y_i} \cos(k_0 l_1) - i \frac{(A_i + B_i)}{Y_i} \text{sen}(k_0 l_1) \quad (5.13)$$

$$v_0 = v_i \cos(k_0 l_1) - i \frac{p_i}{Y_i} \text{sen}(k_0 l_1) \quad (5.14)$$

Da forma matricial:

$$\begin{bmatrix} p_0 \\ v_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0 l_1) & -iY_i \text{sen}(k_0 l_1) \\ \frac{i}{Y_i} \text{sen}(k_0 l_1) & \cos(k_0 l_1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_i \\ v_i \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

A matriz de transferência é obtida invertendo-se a matriz de (5.15):

$$\begin{bmatrix} p_i \\ v_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0 l_1) & iY_i \text{sen}(k_0 l_1) \\ \frac{i}{Y_i} \text{sen}(k_0 l_1) & \cos(k_0 l_1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_0 \\ v_0 \end{bmatrix} \quad (5.16)$$

sendo:

p_i e p_0 as pressões acústicas na entrada e saída do silenciador (N/m^2);

v_i e v_0 as velocidades de massa na entrada e saída do silenciador (kg/s);

k_0 o número da onda (rad/m);

Y_1 a impedância característica da seção ($1/\text{m.s}$);

l_1 o comprimento da câmara (m).

Aplicando as condições de contorno, obtêm-se a equação para cálculo da perda de transmissão para a condição de câmara simples de Igarashi e Toyama (1958,1960):

$$TL = 10 \log \left[\cos^2 \left(\frac{\pi f}{2f_n} \right) + \frac{1}{4} \left(\frac{S_1}{S_i} + \frac{S_i}{S_1} \right) \text{sen}^2 \left(\frac{\pi f}{2f_n} \right) \right] \quad (5.17)$$

sendo:

f a freqüência (Hz);

$f_n = \frac{a_0}{4l}$ a freqüência natural (Hz);

a_0 a velocidade do som no meio (m/s);

l o comprimento da câmara de expansão (m);

S_i a área da seção transversal dos dutos (m²);

S_1 a área da seção transversal da câmara de expansão (m²);

5.3.2 Matriz de Transferência para Tubos Estendidos

Conforme Pereira (2003), ao passar por uma mudança de área súbita, parte da energia acústica do fluxo de gases de exaustão é transformada em calor, que resulta em um aumento de entropia. Segundo Munjal (1987), este aumento em entropia pode ser medido através de um parâmetro avaliado por meio dos coeficientes mensurados na perda da pressão de estagnação para fluxos incompressíveis ($M^2 \ll 1$).

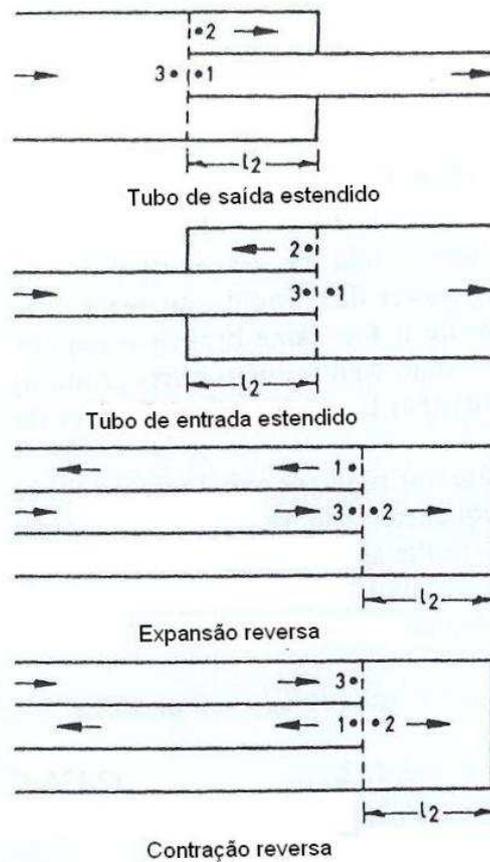


Figura 5.2 – Tipos de elementos de tubos estendidos (Munjal, 1987)

Na Fig. (5.2), ilustram-se os quatro tipos básicos de elementos de tubos estendidos existentes. Diferentemente de um caso onde a pressão estática em uma área descontínua é constante, a pressão de estagnação diminui através desta mesma descontinuidade da seção transversal.

O coeficiente de perda da pressão de estagnação K medido para vários fluxos fixos e áreas descontínuas é apresentado conforme a Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Coeficiente de perda de pressão de estagnação (Munjal, 1987)

Elemento	K
Contração súbita e tubo de saída estendido	$(1-S_1/S_3)/2$
Expansão súbita e tubo de entrada estendido	$[(S_1/S_3)-1]^2$
Câmara de expansão reversa	$(S_1/S_3)^2$
Câmara de contração reversa	0,5

sendo:

S_1 = Área de seção transversal no ponto 1 (m^2);
 S_3 = Área de seção transversal no ponto 3 (m^2).

Tabela 5.2 – Constantes (Munjal, 1987)

Elemento	C1	C2
Contração súbita e tubo de saída estendido	-1	-1
Expansão súbita e tubo de entrada estendido	-1	+1
Câmara de expansão reversa	+1	-1
Câmara de contração reversa	+1	-1

A matriz de transferência para os elementos com dutos estendidos, em termos de variáveis aeroacústicas, segue o desenvolvimento a seguir, conforme Munjal (1987), considerando as Tabelas 5.1 e 5.2:

$$\begin{bmatrix} p_{c,3} \\ v_{c,3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{c,1} \\ v_{c,1} \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

sendo:

$$T_{11} = 1 - \frac{KM_1^2}{1 - M_1^2} \quad (5.19)$$

$$T_{12} = \frac{KM_1 Y_1}{1 - M_1^2} \quad (5.20)$$

$$T_{21} = \frac{-S_3 \left(1 - \frac{KM_1^2}{1 - M_1^2} \right) - C_1 S_1 \left(1 - \frac{K(\gamma - 1)M_1^4}{1 - M_1^2} \right) + \frac{C_2 S_2 Z_2 (\gamma - 1) KM_1^3}{(1 - M_1^2) Y_1}}{C_2 S_2 Z_2 + S_3 M_3 Y_3} \quad (5.21)$$

$$T_{22} = \frac{\frac{-S_3 KM_1 Y_1}{1 - M_1^2} - C_1 S_1 M_1 Y_1 \left(1 - \frac{K(\gamma - 1)M_1^2}{1 - M_1^2} \right) + C_2 S_2 Z_2 \left(1 - \frac{(\gamma - 1)KM_1^2}{(1 - M_1^2)} \right)}{C_2 S_2 Z_2 + S_3 M_3 Y_3} \quad (5.22)$$

Considerando $M=0$, ou seja, desprezando a influência dos fluxos de gases, a matriz de transferência para tubos estendidos resulta em:

$$T_{11} = 1 \quad (5.23)$$

$$T_{12} = 0 \quad (5.24)$$

$$T_{21} = \frac{-S_3 - C_1 S_1}{C_2 S_2 Z_2} \quad (5.25)$$

$$T_{22} = 1 \quad (5.26)$$

sendo:

M_1 e M_3 os números de Mach para os pontos 1 e 3;

S_1 , S_2 e S_3 as áreas da seção transversal conforme indicado (m^2);

$Y_1 = \frac{a_0}{S_1}$; $Y_2 = \frac{a_0}{S_2}$; $Y_3 = \frac{a_0}{S_3}$ as impedâncias características ($1/ms$);

$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ a razão calor específico igual a 1,402 para o ar atmosférico;

$Z_2 = -iY_2 \cot[k_0 l_2]$ a impedância acústica.

Considerando-se o desenvolvimento a seguir, tem-se:

$$p = Ae^{-ik_0 z} + Be^{+ik_0 z} \quad (5.27)$$

$$v = \frac{1}{Y} (Ae^{-ik_0 z} - Be^{+ik_0 z}) \quad (5.28)$$

$$\begin{bmatrix} p_i \\ v_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_0 \\ v_0 \end{bmatrix} \quad (5.29)$$

$$p_i = A_i + B_i \quad (5.30)$$

$$v_i = \frac{A_i - B_i}{Y_i} = \frac{S_i}{a_0} (A_i - B_i) \quad (5.31)$$

$$p_0 = A_i + B_i = A_i [B_0 = 0] \quad (5.32)$$

$$v_0 = \frac{A_0 - B_0}{Y_0} = \frac{S_0}{a_0} (A_0 - B_0) = \frac{S_0 A_0}{a_0} \quad (5.33)$$

$$A_i = \frac{p_i + Y_i v_i}{2} = \frac{\left(T_{11} A_0 + T_{12} \left(\frac{A_0}{Y_0} \right) \right) + Y_i \left(T_{21} A_0 + T_{22} \left(\frac{A_0}{Y_0} \right) \right)}{2} \quad (5.34)$$

Desta forma, a perda de transmissão sonora é definida como:

$$TL = 20 \log \left(\frac{A_i}{A_0} \right) = 20 \log \left[\left(\frac{Y_0}{Y_i} \right)^{1/2} \left| \frac{T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_0} + \frac{Y_i}{T_{21}} + \left(\frac{Y_i}{Y_0} \right) T_{22}}{2} \right| \right] \quad (5.35)$$

sendo:

$$Y_i = \frac{a_0}{S_i} \quad (5.36)$$

$$Y_0 = \frac{a_0}{S_0} \quad (5.37)$$

5.3.3 Matriz de Transferência para Tubos Perfurados de Dois Dutos

Conforme Munjal (1987), assumindo a impedância dos tubos perfurados $\rho_0 a_0 \zeta$ uniforme, a velocidade da partícula radial nas perfurações é relacionada pela diferença de pressão através das perfurações, sendo:

$$u(z) = [p_1(z) - p_2(z)] / (\rho_0 a_0 \zeta) \quad (5.38)$$

sendo, para meio estacionário:

$$\zeta = [6 \times 10^{-3} + ik_o(t + 0.75d_h)] / \sigma \quad (5.39)$$

e:

t é a espessura da parede do perfurado;

d_h é diâmetro do furo;

σ é a porosidade.

Assumindo que o processo é isentrópico e que a dependência do tempo de todas as variáveis nas equações de continuidade e movimento são harmônicas, e eliminando $u, u_1, u_2, \rho_1, \rho_2$, tem-se a seguinte equação diferencial acoplada:

$$\begin{bmatrix} D^2 + \alpha_1 D + \alpha_2 & \alpha_3 D + \alpha_4 \\ \alpha_5 D + \alpha_6 & D^2 + \alpha_7 D + \alpha_8 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1(z) \\ p_2(z) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.40)$$

sendo:

$$\alpha_1 = -\frac{iM_1}{1 - M_1^2} \left(\frac{k_a^2 + k_0^2}{k_0} \right); \quad (5.41)$$

$$\alpha_2 = \frac{k_a^2}{1 - M_1^2}; \quad (5.42)$$

$$\alpha_3 = \frac{iM_1}{1 - M_1^2} \left(\frac{k_a^2 - k_0^2}{k_0} \right); \quad (5.43)$$

$$\alpha_4 = -\left(\frac{k_a^2 - k_0^2}{1 - M_1^2} \right); \quad (5.44)$$

$$\alpha_5 = \frac{iM_2}{1 - M_2^2} \left(\frac{k_b^2 - k_0^2}{k_0} \right); \quad (5.45)$$

$$\alpha_6 = -\left(\frac{k_b^2 - k_0^2}{1 - M_2^2}\right); \quad (5.46)$$

$$\alpha_7 = -\frac{iM_2}{1 - M_2^2} \left(\frac{k_b^2 - k_0^2}{k_0}\right); \quad (5.47)$$

$$\alpha_8 = \frac{k_b^2}{1 - M_2^2}; \quad (5.48)$$

Considerando $M_1=M_2=0$, ou seja, desprezando a influência dos fluxos de gases, a matriz de transferência para tubos perfurados de dois dutos resulta em:

$$\alpha_1 = 0; \quad (5.49)$$

$$\alpha_2 = k_a^2; \quad (5.50)$$

$$\alpha_3 = 0; \quad (5.51)$$

$$\alpha_4 = -\left(k_a^2 - k_0^2\right); \quad (5.52)$$

$$\alpha_5 = 0; \quad (5.53)$$

$$\alpha_6 = -\left(k_b^2 - k_0^2\right); \quad (5.54)$$

$$\alpha_7 = 0; \quad (5.55)$$

$$\alpha_8 = k_b^2; \quad (5.56)$$

sendo:

$$k_0 = \frac{\omega}{a_0}; \quad (5.57)$$

$$k_a^2 = k_0^2 - \frac{4k_0 i}{d_1 \zeta}; \quad (5.58)$$

$$k_b^2 = k_0^2 - \frac{4k_0 d_1 i}{(d_2^2 - d_1^2) \zeta}; \quad (5.59)$$

$$D = \frac{d}{d_z}; \quad (5.60)$$

As equações de segunda ordem podem ser rearranjadas como um conjunto de quatro equações simultâneas de primeira ordem, sendo:

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & \alpha_1 & \alpha_3 \\ 0 & 1 & \alpha_5 & \alpha_7 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1'' \\ p_2'' \\ p_1' \\ p_2' \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha_2 & \alpha_4 \\ 0 & 0 & \alpha_6 & \alpha_8 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1' \\ p_2' \\ p_1 \\ p_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.61)$$

sendo:

$$p_1' = y_1; \quad (5.62)$$

$$p_2' = y_2; \quad (5.63)$$

$$p_1 = y_3; \quad (5.64)$$

$$p_2 = y_4; \quad (5.65)$$

A Eq. (5.61) pode ser reduzida para uma forma mais conveniente:

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & D & 0 \\ 0 & -1 & 0 & D \\ D & 0 & \alpha_2 & \alpha_4 \\ 0 & D & \alpha_6 & \alpha_8 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.66)$$

As Eq. (5.66) são transformadas para as principais variáveis $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3, \Gamma_4$, sendo:

$$\begin{bmatrix} D-\beta_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & D-\beta_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & D-\beta_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D-\beta_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Gamma_1 \\ \Gamma_2 \\ \Gamma_3 \\ \Gamma_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.67)$$

sendo os β 's os zeros dos polinômios característicos $|\Delta|$.

As Eq. (5.67) são as desejadas equações desacopladas. As variáveis do estado principal $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3, \Gamma_4$ são relacionadas às variáveis y_1, y_2, y_3, y_4 através da Matriz $[\psi]$, sendo:

$$\{y\} = [\psi]\{\Gamma\}; \quad (5.68)$$

sendo:

$$\psi_{1,j} = 1; \quad (5.69)$$

$$\psi_{2,j} = -\frac{\beta_j^2 + \alpha_1\beta_j + \alpha_2}{\alpha_3\beta_j + \alpha_4}; \quad (5.70)$$

$$\psi_{3,j} = \frac{1}{\beta_j}; \quad (5.71)$$

$$\psi_{4,j} = \frac{\psi_{2,j}}{\psi_{3,j}}; \quad (5.72)$$

com $j : 1,2,3,4$.

A solução geral da Eq. (5.67) pode ser escrita como:

$$\Gamma_1(z) = C_1 e^{\beta_1 z}; \quad (5.73)$$

$$\Gamma_2(z) = C_2 e^{\beta_2 z}; \quad (5.74)$$

$$\Gamma_3(z) = C_3 e^{\beta_3 z}; \quad (5.75)$$

$$\Gamma_4(z) = C_4 e^{\beta_4 z}; \quad (5.76)$$

Agora, podem-se obter as expressões para $u_1(z)$ e $u_2(z)$. Então, tem-se:

$$\begin{bmatrix} p_1(z) \\ p_2(z) \\ \rho_0 a_0 u_1(z) \\ \rho_0 a_0 u_2(z) \end{bmatrix} = [A(z)] \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{bmatrix} \quad (5.77)$$

sendo:

$$A_{1,j} = \psi_{3,j} e^{\beta_j z}; \quad (5.78)$$

$$A_{2,j} = \psi_{4,j} e^{\beta_j z}; \quad (5.79)$$

$$A_{3,j} = -\frac{e^{\beta_j z}}{ik_0 + M_1 \beta_j}; \quad (5.80)$$

$$A_{4,j} = -\frac{\psi_{2,j} e^{\beta_j z}}{ik_0 + M_2 \beta_j}; \quad (5.81)$$

com $j: 1,2,3,4$ para as respectivas colunas de $[A(z)]$.

Finalmente, a pressão e a velocidade em $z=0$ podem ser relacionadas em $z=l$ através da relação da seguinte matriz de transferência:

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ \rho_0 a_0 u_1(0) \\ \rho_0 a_0 u_2(0) \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} p_1(l) \\ p_2(l) \\ \rho_0 a_0 u_1(l) \\ \rho_0 a_0 u_2(l) \end{bmatrix} \quad (5.82)$$

sendo a matriz de transferência 4X4 dada por:

$$[T] = [A(0)][A(l)]^{-1} \quad (5.83)$$

A matriz de transferência 2x2 para um elemento particular de dois dutos pode ser obtida da matriz $[T]$ fazendo uso das variáveis apropriadas de entrada e saída e das condições de contorno do elemento. Omitindo os detalhes da eliminação e simplificação do processo, os resultados finais para o ressonador concêntrico, segundo MUNJAL, são apresentados a seguir:

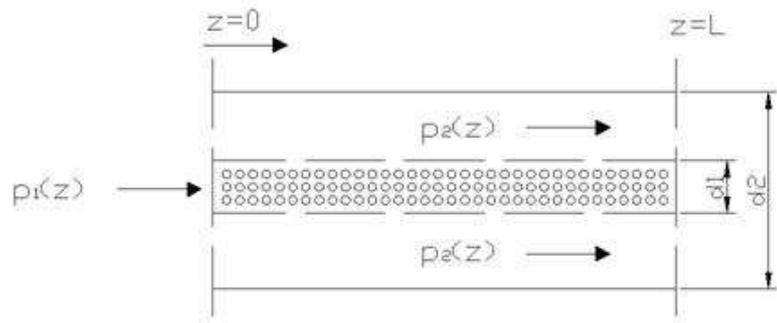


Figura 5.3 – Seção comum dos elementos perfurados com dois dutos
Condições de Contorno (Munjaj, 1987)

$$z_2(0) = \frac{p_2(0)}{-u_2(0)} = -i\rho_0 a_0 \cot(k_0 l_a); \quad (5.84)$$

$$z_2(l) = \frac{p_2(l)}{-u_2(l)} = -i\rho_0 a_0 \cot(k_0 l_b); \quad (5.85)$$

sendo l_a e l_b os comprimentos do tubo na região não perfurada.

A matriz de transferência é dada então por:

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ \rho_0 a_0 u_1(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1(l) \\ \rho_0 a_0 u_1(l) \end{bmatrix} \quad (5.86)$$

sendo:

$$T_a = T_{11} + A_1 A_2; \quad (5.87)$$

$$T_b = T_{13} + B_1 A_2; \quad (5.88)$$

$$T_c = T_{31} + A_1 B_2; \quad (5.89)$$

$$T_d = T_{33} + B_1 B_2; \quad (5.90)$$

$$A_1 = \frac{(X_1 T_{21} - T_{41})}{F_1}; \quad (5.91)$$

$$A_2 = T_{12} + X_2 T_{14}; \quad (5.92)$$

$$B_1 = \frac{(X_1 T_{23} - T_{43})}{F_1}; \quad (5.93)$$

$$B_2 = T_{32} + X_2 T_{34}; \quad (5.94)$$

$$F_1 = T_{42} + X_2 T_{44} - X_1 (T_{22} + X_2 T_{24}); \quad (5.95)$$

$$X_1 = -i \tan(k_0 l_a); \quad (5.96)$$

$$X_2 = i \tan(k_0 l_b); \quad (5.97)$$

A matriz de transferência anterior foi derivada na forma:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ \rho_0 a_0 u_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ \rho_0 a_0 u_2 \end{bmatrix} \quad (5.98)$$

que pode ser reescrita na forma:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ Y_1 v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ Y v_2 \end{bmatrix} \quad (5.99)$$

e finalmente na forma usual:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & Y_2 T_b \\ \frac{T_c}{Y_1} & T_d \frac{Y_2}{Y_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (5.100)$$

sendo Y_1 e Y_2 as impedâncias características dos tubos.

Da mesma forma que tubos estendidos, a perda de transmissão sonora para tubos perfurados é:

$$TL = 20 \log \left(\frac{A_i}{A_o} \right) = 20 \log \left[\left(\frac{Y_o}{Y_i} \right)^{1/2} \left| \frac{T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_o} + \frac{Y_i}{T_{21}} + \left(\frac{Y_i}{Y_o} \right) T_{22}}{2} \right| \right], \quad (5.101)$$

sendo:

$$Y_i = \frac{a_o}{S_i}, \quad (5.102)$$

$$Y_o = \frac{a_o}{S_o}. \quad (5.103)$$

CAPÍTULO 6

PROPRIEDADES FÍSICAS E ACÚSTICAS DE MATERIAIS ABSORVENTES

Neste capítulo é descrita a metodologia utilizada para caracterização das propriedades de materiais absorventes.

6.1 Características dos Materiais para Absorção Acústica

O controle do ruído deve sempre que possível ser feito na fonte, entretanto por razões econômicas ou técnicas, isso pode não ser possível. Dessa forma devem-se utilizar outras formas de controle de ruído.

Uma delas é a utilização de materiais de absorção sonora (mecanismo resistivo). Nesses materiais parte da energia acústica é transformada em energia térmica através da viscosidade do ar, sendo o mecanismo que ocorre em materiais porosos (espumas), e fibrosos (lã de vidro, lã de rocha, algodão, etc). Os materiais de absorção sonora podem ser utilizados para revestimentos internos de paredes de ambientes e dutos.

Nos materiais porosos a energia acústica incidente entra pelos poros e dissipa-se por reflexões múltiplas e por atrito viscoso, transformando-se em energia térmica.

Nos materiais fibrosos a energia acústica incidente entra pelos interstícios das fibras, fazendo-se vibrar junto com o ar, dissipando-se assim por transformação em energia térmica por atrito entre as fibras excitadas.

Tanto para o material fibroso como para o poroso, é essencial que admita a passagem de um fluxo de ar, o que terá como consequência a possibilidade de propagação de ondas acústicas pelo ar dos poros ou interstícios do material fibroso ou poroso (os materiais acústicos devem ter células abertas).

A maior parte dos materiais absorventes do som que se encontram no mercado apresenta o grave inconveniente de ter um coeficiente de absorção bastante variável com a frequência.

Medidas efetuadas em mantas de feltro têm mostrado que o coeficiente de absorção cresce com a espessura, sobretudo para baixas frequências.

Assim, para 500 Hz o coeficiente de absorção é praticamente proporcional à espessura do material, ao menos até a espessura de 0,1m.

Para frequências superiores, o coeficiente de absorção cresce para espessuras de até 0,03 a 0,05m para, a seguir, manter-se praticamente constante.

Quando o material absorvente é usado como revestimento é subdividido em painéis, seja para efeito decorativo ou para facilitar a aplicação, o coeficiente de absorção do conjunto fica aumentado.

Tal efeito se deve ao aumento da superfície de absorção exposta ao som, além eventualmente, dos interstícios criados com a sua separação que introduzem irregularidades de densidade e elasticidade, que contribuem para uma maior absorção do som nos bordos.

Para os demais materiais absorventes, sobretudo aqueles à base de fibras de madeira aglomerada, encontradas usualmente no comércio, o aumento do coeficiente de absorção com a espessura não é tão sensível como acontece com o feltro.

A pintura da superfície exposta ao som de um material absorvente reduz a sua capacidade de absorção. Assim, o verniz ou esmalte usado como acabamento sobre um material destinado à absorção do som, devido ao fechamento de seus poros, pode acarretar a redução da sua capacidade de absorção em até 30%.

Existem, entretanto, tintas solúveis em água a base de látex, que, por serem permeáveis, não influem de uma maneira sensível sobre a capacidade de absorção de boa parte dos materiais absorventes.

Uma vez que para baixas frequências, um grande coeficiente de absorção só é conseguido com materiais de grandes espessuras, na prática tem-se recorrido ao uso de painéis vibrantes (metálicos ou de madeira compensada) colocados afastados da parede a revestir, com o material absorvente por trás.

Os painéis funcionam como ressonadores cuja frequência fundamental será $344/2L$ (sendo L a largura do painel), intensificando a absorção do som destas frequências que por refração atingem o intervalo situado entre o painel e a parede.

6.2 Tipos de Materiais de Absorção Acústica

Há três tipos de materiais de absorção acústica mais utilizados:

6.2.1 Espuma de Poliméricos

A espuma de polímeros com poros abertos é um excelente material de absorção. Por não ser um material fibroso, não existem erosões (separação de fibras) na presença de vibrações e/ou fluxo de fluido. Entretanto devido à existência de poros abertos, pode existir a contaminação com óleo ou outras impurezas que tendem a bloquear os orifícios com o passar do tempo. Outra característica indesejável das espumas é a inflamabilidade, sendo necessário utilizar aditivos retardantes de fogo, o que ocasiona piora das características mecânicas e/ou acústicas, além da diminuição da vida útil do material. Além disso, pode ocorrer emissão de gases tóxicos em altas temperaturas que ocorrem por ocasião de incêndios, sendo a faixa de temperatura no uso das espumas com retardantes de -40°C a +100°C.

6.2.2 Lã de Vidro

A lã de vidro é um material que existe sob muitas formas em termos de disponibilidade comercial no Brasil: painéis, mantas feltros, cordões ou aplicados em processos de jateamento. Suas propriedades acústicas são bem conhecidas e previsíveis. Usualmente o diâmetro das fibras pode variar de 2 a 15 μm e a densidade aparente (feltros, mantas, painéis) pode variar de 10 a 100 kg/m³.

Para a melhoria da resistência a vibrações e fluxo de fluídos pode ser usado processo de selamento com resina. Porém o selamento faz com que o material se torne combustível, limitando suas características quanto ao alastramento superficial de fogo. A temperatura de trabalho da lã de vidro vai até 450°C. É possível atingir tal limite de temperatura utilizando resina fenólica com aditivos anti-chama. A fibra de vidro sem resina pode resistir até 5.400°C dependendo da sua composição química e de seu diâmetro. Por ser um material fibroso, a lã de vidro é um dos melhores materiais para o tratamento acústico.

Quando uma onda sonora entra em contato com a lã de vidro, ela é facilmente absorvida, devido à porosidade da lã. Além disso, ocorre uma fricção entre a onda e a superfície das fibras. Essa fricção converte parte da energia sonora em calor, ou seja, a lã de vidro faz com que a energia sonora perca intensidade, o que resulta em um aumento de absorção ou da isolamento sonora. Tal fenômeno de absorção e fricção em conjunto não ocorre com outros materiais não fibrosos.

A lã de vidro é do tipo de fibra que não tem composição de fibras de amianto, atualmente alvo de restrições de uso. A IARC, Agência Internacional para a Pesquisa do Câncer (*International Agency for Reserch on Cancer*), sediada em Lyon (França) e órgão pertencente à Organização Mundial da Saúde da ONU, classifica a lã de vidro como um material não cancerígeno..

6.2.3 Lã de Rocha

A lã de rocha é obtida pela fusão de diversos tipos de rocha e/ou escória a uma temperatura de carga aproximada de 1.500°C, para a obtenção das fibras que são posteriormente aglutinadas por uma resina para formar uma manta ou painel. Este material é considerado incombustível.

Apresentando-se em forma de placa ou manta, a lã de rocha provém de fibras materiais de rocha vulcânica. Além de não reter água, uma vez que possui uma estrutura não capilar, as alterações perante eventuais condensações são nulas.

A somar aos excelentes níveis de isolamento térmico e acústico, a lã de rocha é um material incombustível, inócuo e perene. Produto fabricado a partir de rochas basálticas especiais e outros minerais. Aquecidos à cerca de 1.500°C são transformados em filamentos que, aglomerados com soluções de resinas orgânicas, permitem a fabricação de produtos leves e flexíveis até muito rígidos, dependendo do grau de compactação.

A lã de rocha foi classificada no Grupo 3 (Material Não Cancerígeno), segundo relatório da IARC.

Além dos materiais citados, existem outros, tais como: chapas de lã mineral, chapas de fibras de madeira, chapas a base de vermiculita, tecidos.

Os materiais fibrosos exigem proteção, pois as fibras são frágeis, enquanto que os porosos exigem selagem, pois são facilmente contaminados.

Existem muitos tipos de proteção, sendo um dos tipos de folha de polietileno fechado de espessura de 60 μm no máximo, com chapa de metal perfurada para proteção externa.

Neste caso o conjunto: parede, material absorvente e chapa perfurada de proteção, formam um sistema do tipo isolante-absorvedor. O isolamento é fornecido por parte da parede, e a absorção por parte do material absorvente. Este conjunto pode vibrar se estiver ligado a uma estrutura vibrante ou pode vibrar a partir de excitação acústica. A sua re-irradiação acústica pode ser quantificada.

O uso de membranas rígidas retendo fibras de vidro com resina é em certos casos uma solução contra o fogo.

Normalmente áreas maiores de materiais são subdivididas em painéis menores de modo a facilitar a montagem e manutenção.

O coeficiente de absorção de materiais acusticamente pode ser melhorado em função do método de instalação, obtendo-se máxima eficiência quando a distância entre o material e a parede for igual a um quarto do comprimento de onda acústico.

6.3 Propriedades Acústicas de Materiais Absorventes

Normalmente, o coeficiente de absorção e a impedância de superfície são utilizados para caracterizar um material absorvente e são suficientes para muitas aplicações. Estas propriedades podem ser mensuradas utilizando-se o método dos dois microfones, providos de uma amostra de espessura definida. Contudo, para algumas aplicações em estudos de modelos computacionais mais complexos, necessita-se do conhecimento das propriedades de massa.

Um material poroso homogêneo pode ser descrito em termos das suas propriedades de massa. Estas propriedades consistem do número de onda complexo e impedância característica complexa. Desta forma, a estimativa precisa destas propriedades acústicas é essencial no uso de considerações teóricas para o entendimento de como essas propriedades afetam a perda de transmissão.

Uma forma de obter essas propriedades é utilizar predições empíricas baseadas em análises de regressões de dados mensurados. Contudo, a precisão dos resultados depende de quão similar o material em questão está do material que é utilizado para desenvolvimento das equações. Outro modo é através de medições experimentais. Muitos métodos têm sido utilizados. Neste capítulo será apresentado o método das duas fontes, que utiliza o princípio do método das matrizes de transferência. Os elementos de absorção acústica podem ser descritos pelos parâmetros dos quatro pólos assumindo a propagação de ondas planas. O experimento envolve a utilização de duas fontes sonoras e medições de quatro microfones em diferentes posições.

6.4 O Método das Duas Fontes

O método das duas fontes é baseado no conceito das matrizes de transferência. Um elemento acústico pode ser modelado pelos seus parâmetros dos quatro pólos que relaciona a pressão sonora e a velocidade de partícula de cada lado do material de absorção conforme Fig. (6.1).

A matriz de transferência pode ser expressa como:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (6.1)$$

sendo os pares (p_1, v_1) e (p_2, v_2) representantes da pressão sonora e da velocidade na entrada e saída respectivamente. A, B, C e D são os parâmetros de quatro pólos do sistema.

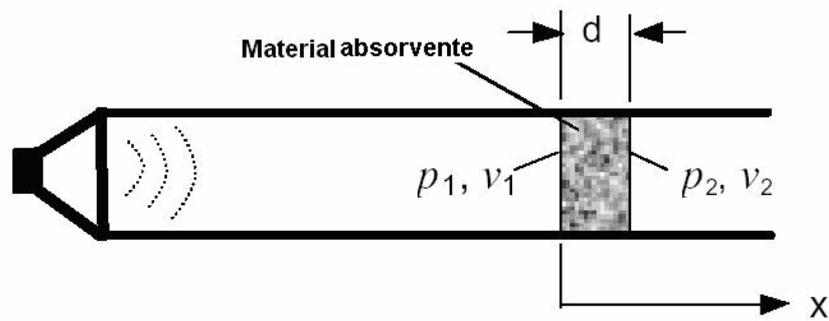


Figura 6.1 – Quatro Pólos (Tao, 2003)

Quando se utiliza o método das duas fontes, a fonte sonora deve ser posicionada em cada uma das duas posições (a e b), conforme Fig. (6.2). O procedimento experimental pode ser considerado como sendo formado por três elementos distintos. Um elemento é definido entre o posicionamento de cada microfone. Desta forma, o tubo é formado pelos elementos 1-2, 2-3 e 3-4. O elemento 2-3 ainda pode ser dividido em três sub-elementos: 2-5, 5-6 e 6-3.

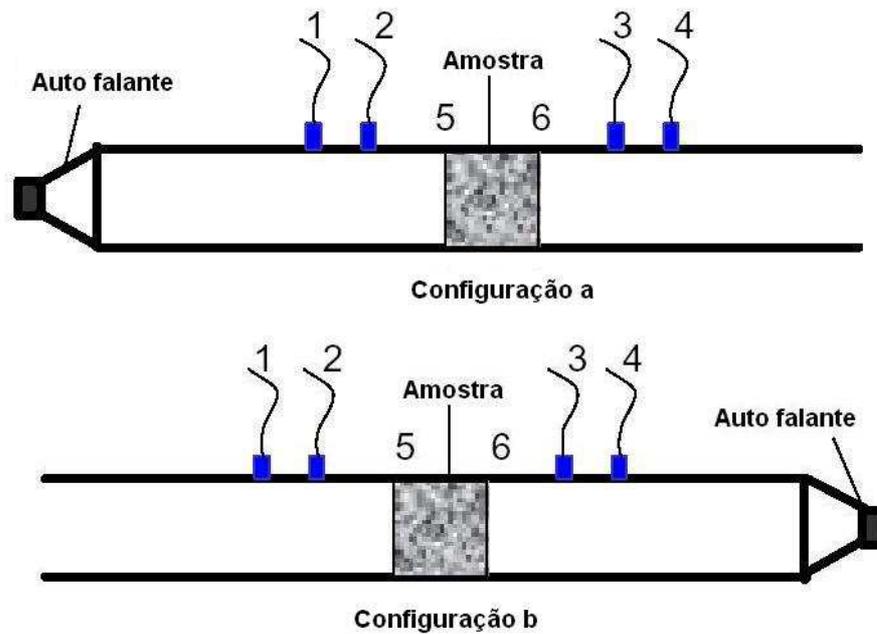


Figura 6.2 – Método das Duas Fontes (Tao,2003)

Resolvendo as equações para os diferentes elementos, os parâmetros de quatro pólos para os elementos 2-3 podem ser descritos como:

$$A_{23} = \frac{\Delta_{34}(H_{32a}H_{34a} - H_{32b}H_{34a}) + D_{34}(H_{32b} - H_{32a})}{\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \quad (6.2)$$

$$B_{23} = \frac{B_{34}(H_{32a} - H_{32b})}{\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \quad (6.3)$$

$$C_{23} = \frac{(H_{31a} - A_{12}H_{32a})(\Delta_{34}H_{34b} - D_{34}) - (H_{31b} - A_{12}H_{32b})(\Delta_{34}H_{34a} - D_{34})}{B_{12}\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \quad (6.4)$$

$$D_{23} = \frac{B_{34}(H_{31a} - H_{31b}) - A_{12}(H_{32b} - H_{32a})}{B_{12}\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \quad (6.5)$$

sendo que os subscritos *a* e *b* referem-se às configurações *a* e *b* na Fig. (6.2), respectivamente; $H_{ij} = p_j / p_i$; $\Delta_{12} = A_{12}D_{12} - B_{12}C_{12}$ e $\Delta_{34} = A_{34}D_{34} - B_{34}C_{34}$.

Os parâmetros de quatro pólos para os elementos 1-2, 3-4, 2-5 e 6-3 são:

$$\begin{bmatrix} A_{12} & B_{12} \\ C_{12} & D_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kl_{12}) & i\rho c \operatorname{sen}(kl_{12}) \\ i\operatorname{sen}(kl_{12}) / \rho c & \cos(kl_{12}) \end{bmatrix} \quad (6.6)$$

$$\begin{bmatrix} A_{34} & B_{34} \\ C_{34} & D_{34} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kl_{34}) & i\rho c \operatorname{sen}(kl_{34}) \\ i\operatorname{sen}(kl_{34}) / \rho c & \cos(kl_{34}) \end{bmatrix} \quad (6.7)$$

$$\begin{bmatrix} A_{25} & B_{25} \\ C_{25} & D_{25} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kl_{25}) & i\rho c \operatorname{sen}(kl_{25}) \\ i\operatorname{sen}(kl_{25}) / \rho c & \cos(kl_{25}) \end{bmatrix} \quad (6.8)$$

$$\begin{bmatrix} A_{63} & B_{63} \\ C_{63} & D_{63} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kl_{63}) & i\rho c \operatorname{sen}(kl_{63}) \\ i\operatorname{sen}(kl_{63}) / \rho c & \cos(kl_{63}) \end{bmatrix} \quad (6.9)$$

Nas Eq. (6.6) e (6.7), l_{12} e l_{34} representam os espaçamentos entre os microfones nos elementos 1-2 e 3-4, respectivamente. Nas Eq. (6.8) e (6.9), l_{25} e l_{63} representam a distância entre a amostra ao microfone 2 e ao microfone 3, respectivamente.

Deve ser mencionado que também existe a possibilidade de inverter a amostra, o que pode ser mais fácil do que movimentar e posicionar a fonte sonora para o outro extremo.

Expressando o elemento 2-3 em termos de seus sub-elementos 2-5, 3-6 e 6-3, tem-se:

$$\begin{bmatrix} A_{23} & B_{23} \\ C_{23} & D_{23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{25} & B_{25} \\ C_{25} & D_{25} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{56} & B_{56} \\ C_{56} & D_{56} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{63} & B_{63} \\ C_{63} & D_{63} \end{bmatrix} \quad (6.10)$$

E, isolando-se os parâmetros de quatro pólos para o material absorvente, tem-se:

$$\begin{bmatrix} A_{56} & B_{56} \\ C_{56} & D_{56} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{25} & B_{25} \\ C_{25} & D_{25} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} A_{23} & B_{23} \\ C_{23} & D_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{63} & B_{63} \\ C_{63} & D_{63} \end{bmatrix}^{-1} \quad (6.11)$$

Os parâmetros de quatro pólos para o material absorvente podem ser expressos como:

$$\begin{bmatrix} A_{56} & B_{56} \\ C_{56} & D_{56} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k' l_f) & i\rho c \operatorname{sen}(k' l_f) \\ i \operatorname{sen}(k' l_f) / \rho c & \cos(k' l_f) \end{bmatrix} \quad (6.12)$$

As propriedades de massa podem ser encontradas através dos parâmetros de quatro pólos. Ou seja, o número de onda complexo e a impedância característica complexa podem ser calculados por:

$$k' = \frac{1}{l_f} \cos^{-1}(A_{56}) \quad (6.13)$$

$$z_c = \sqrt{B_{56} / C_{56}} \quad (6.14)$$

6.5 Formulações Empíricas Existentes

O número de onda complexo e a impedância característica complexa, normalizada empiricamente por Delany e Bazley (1970) para um material fibroso, é dado por:

$$\frac{\tilde{z}}{\rho c} = \left[1 + 0,0511(f / R)^{-0.75} \right] + i \left[-0,0768(f / R)^{-0.73} \right] \quad (6.15)$$

$$\frac{\tilde{k}}{k_0} = \left[1 + 0,0858(f / R)^{-0.70} \right] + i \left[-0,1749(f / R)^{-0.59} \right] \quad (6.16)$$

sendo ρ a densidade do ar, f a frequência e R a resistividade do fluxo, que é principalmente dependente do diâmetro da fibra, orientação e densidade de preenchimento.

As Eq. (6.15) e (6.16) são funções da frequência e da resistividade do fluxo. Enquanto a parte negativa do número de onda representa a dissipação do som, a parte real maior que a unidade indica a menor velocidade do som no interior do

material. Quando a resistividade do fluxo tende a zero, ambos os valores do número de onda e impedância característica tendem aos valores destas propriedades no ar.

6.6 Propriedades Físicas de Materiais Absorventes

Para quantificação das características internas dos materiais, usam-se em geral três parâmetros que são os mais importantes. Esses parâmetros são apresentados a seguir:

6.6.1 Resistividade ao Fluxo de Ar

Uma das propriedades físicas mais importantes dos materiais fibrosos é a resistência ao fluxo (ou resistividade). A resistividade específica é definida como:

$$R_S = \frac{\Delta p_f}{u_f} \quad (6.17)$$

sendo Δp_f e u_f a diferença de pressão e a velocidade linear do fluxo através da seção da amostra, respectivamente.

A resistividade ao fluxo é então definida como a resistência ao fluxo específica por unidade de espessura do material, como:

$$R = \frac{\Delta p_f}{u_f t_s} = \frac{R_S}{t_s} \quad (6.18)$$

sendo t_s a espessura da amostra.

A resistividade ao fluxo (ou resistividade) é principalmente dependente do diâmetro da fibra, orientação e densidade do material de preenchimento. O efeito da orientação da fibra na resistividade do fluxo interfere no resultado final do experimento. Resistividade para fibras orientadas perpendicularmente à direção do fluxo é o dobro do valor para configurações com orientações paralelas.

6.6.2 Porosidade

Outra propriedade física importante dos materiais absorventes é a porosidade, que é definida como a razão entre o volume de vazios ou com ar (V_v) e o volume total (V_t), como:

$$\phi = \frac{V_v}{V_t} = 1 - \frac{\rho_f}{\rho_m} \quad (6.19)$$

sendo: ρ_f a densidade do material de absorção [kg/m^3];

ρ_m a densidade da fibra do material de absorção [kg/m^3];

Materiais de boa absorção acústica têm uma porosidade variando de 85 a 95%.

A dimensão dos poros do material absorvente é importante na determinação da característica de absorção do material, em função da frequência.

6.6.3 Fator Estrutural

O fator de estrutura leva em conta o aumento da densidade do meio de propagação devido à passagem do mesmo através das constrições no interior do material acústico. O fator estrutural descreve a influência da geometria da estrutura interna do material sobre a densidade efetiva e compressibilidade do fluido.

Algumas formas internas da estrutura dos materiais absorventes podem ser:

- Cavidades laterais;
- Variação de área da secção transversal;
- Canais não axiais.

Normalmente não é possível estimar teoricamente o valor do fator estrutural. O valor mais comumente utilizado nas análises numéricas é a unidade. Considerando-se o valor do fator de estrutura igual a um, representa que a densidade efetiva do gás no interior do material não sofreu nenhum aumento à passagem do mesmo em volta das constrições do material acústico.

CAPÍTULO 7

OTIMIZAÇÃO DE FORMA DE ABAFADORES ACÚSTICOS

Neste capítulo demonstram-se as técnicas de otimização de forma aplicadas a silenciadores automotivos. Princípios numéricos e técnicos são utilizados para obtenção de melhores resultados em substituição a conceitos de tentativas e erros muitas vezes aplicados na prática.

7.1 Introdução

Os problemas de otimização de forma para abafadores acústicos podem ser expressos como sendo um problema clássico de minimização em engenharia e matematicamente na seguinte forma (Luenberger ,1989; Bazaraa et al, 1993):

$$\begin{array}{ll}
 \text{minimizar} & f(\mathbf{x}) \\
 \text{sujeito a} & g_i(\mathbf{x}) \leq 0 \quad i = 1,2,\dots,m \\
 \text{e} & h_j(\mathbf{x}) = 0 \quad j = 1,2,\dots,n
 \end{array} \quad \mathbf{x} \in \Omega \quad (7.1)$$

sendo $f(\mathbf{x})$ chamada de função objetivo ou função custo; $g_i(\mathbf{x}) \geq 0$ são chamadas de restrições de desigualdade; $h_j(\mathbf{x})=0$ são as restrições de igualdade (ou restrições funcionais) e os pontos $\mathbf{x} \in \Omega$ que satisfazem todas estas restrições é chamado de solução viável; o conjunto de todas as soluções viáveis forma a região viável e, finalmente, Ω é um subconjunto do \mathfrak{R}^n denominado de conjunto das restrições.

Neste estudo uma das formas empregadas para avaliar a função objetivo e as restrições é usando o Método dos Elementos Finitos (FEM) e a qualidade das soluções discretas dependem da relação entre os parâmetros físicos, geométricos e da ordem do polinômio de aproximação (Barbieri et al, 2004; Wu et al, 1998). A escolha do FEM como método numérico para a solução das equações da acústica linear tem origem nos resultados comparativos realizados em abafadores acústicos por Bilawchuk e Fyfe (2003) que chegaram às seguintes conclusões: "... o FEM é o

mais conveniente para este tipo de aplicação” e que “... o Método dos Elementos de Contorno (BEM) tem mostrado ser muito lento quando comparado com o FEM”. Contudo, outro método numérico pode perfeitamente ser utilizado para avaliar a perda de transmissão sonora (TL), a função objetivo e as restrições. Um destes métodos é o conhecido Método da Matriz de Transferência (Munjal, 1987; Gerges et al, 2005) que também é utilizado neste trabalho.

7.2 Metodologias Numéricas

Embora seja um método bastante conhecido, 1960, o Método das Direções Viáveis de Zoutendijk (Zoutendijk, 1960; Luenberger, 1989; Bazaraa et al, 1993) é um método robusto e efetivo para tratamento de restrições não-lineares e devido a estes fatores este é um dos métodos escolhidos para a otimização dos parâmetros do abafador. Os aspectos matemáticos deste método podem ser encontrados nas referências acima e a metodologia desenvolvida para o seu uso em abafadores acústicos é mostrada na seqüência.

Os problemas de otimização envolvendo as equações da acústica linear com o método de elementos finitos para as avaliações da perda de transmissão sonora, TL, em cada freqüência discreta tem a forma:

$$\mathbf{K}(\mathbf{x}, \omega) \mathbf{p} = \mathbf{f}(\mathbf{x}) \quad (7.2)$$

sendo que $\mathbf{K}(\mathbf{x}, \omega)$ é a matriz característica para acústica linear, $\mathbf{f}(\mathbf{x})$ é o vetor de força generalizado (Zienkiewicz e Taylor, 2000; Munjal, 1987), \mathbf{x} são as variáveis de projeto que estão relacionadas com a malha de elementos finitos e ω é a freqüência de excitação.

Neste trabalho os abafadores circulares com tubos estendidos na entrada e na saída são modelados utilizando o elemento triangular quadrático e devido à simetria do problema a matriz característica para o elemento é escrita na seguinte forma:

$$k_{ij} = 2\pi \int \left(\frac{\partial \phi_i}{\partial r} \frac{\partial \phi_j}{\partial r} + \frac{\partial \phi_i}{\partial z} \frac{\partial \phi_j}{\partial z} \right) r dr dz - 2\pi(\omega/c)^2 \int \phi_i \phi_j r dr dz \quad (7.3)$$

sendo $\phi_i(r,z)$ a função de interpolação associada ao nó i do elemento e c a velocidade do som no meio.

É importante observar que as funções $f(\mathbf{x})$, $g_j(\mathbf{x})$ e $h_j(\mathbf{x})$ são funções implícitas das variáveis de projeto \mathbf{x} . Elas dependem explicitamente de (\mathbf{x},ω) e implicitamente de \mathbf{p} .

Assumindo que as aproximações por elementos finitos são de boa qualidade com erro de poluição controlado (*pollution error*) (Ihlenburg et al., 1997), o método de otimização de parâmetros (forma) usado no presente trabalho é baseado nos seguintes aspectos: controle e geração de forma, geração de malha, análises por elementos finitos, avaliações das restrições e função objetivo, análise de sensibilidade e otimização dos parâmetros (forma).

O método segue os seguintes passos (Barbieri e Barbieri, 2006):

(1) No início da otimização, a geometria do abafador é definida utilizando parametrização geométrica;

(2) Um gerador automático de malhas triangulares é usado para criar a malha de elementos finitos para a geometria definida em (1);

(3) As análises com o método de elementos finitos são realizadas para cada frequência desejada e a TL é avaliada empregando o método dos quatro parâmetros modificados (Wu et al, 1998);

(4) A função objetivo e as restrições são calculadas com integração numérica (regra de Simpson);

(5) A sensibilidade das restrições e da função objetivo é calculada repetindo os passos (2), (3) e (4) provocando pequenas variações nos valores das variáveis de projeto. As derivadas são calculadas empregando o método de diferenças finitas.

(6) O Método das Direções Viáveis de Zoutendijk é usado para otimizar as variáveis de projeto.

Se os critérios de convergência para o algoritmo de otimização são satisfeitos, então a solução ótima é encontrada e o processo é encerrado, caso contrário, uma nova geometria é definida e o processo é repetido a partir do passo (2). O fluxograma (Fig. 7.1) mostra os passos utilizados para a otimização de forma. Como o custo computacional para executar as análises de sensibilidade pode ser muito alto, a opção é uso dos conhecidos algoritmos de otimização de ordem zero. Diversos trabalhos recentes em otimização de abafadores foram realizados empregando métodos de algoritmos genéticos (GA) que são baseados em princípios

da evolução biológica natural. Exemplos do uso destes algoritmos em conjunto com a técnica de matriz de transferência encontrados em Chang et al (2004) e Yeh et al (2004). Embora evitem análises de sensibilidade, uma desvantagem destes métodos, GA, é seu alto custo computacional (Maletta e Pagnotta, 2004) especialmente quando o número de variáveis de projeto é grande. Outra aplicação recente com o uso da técnica de matriz de transferência para avaliar o desempenho de abafadores automotivos foi apresentada por Gerges et al (2005).

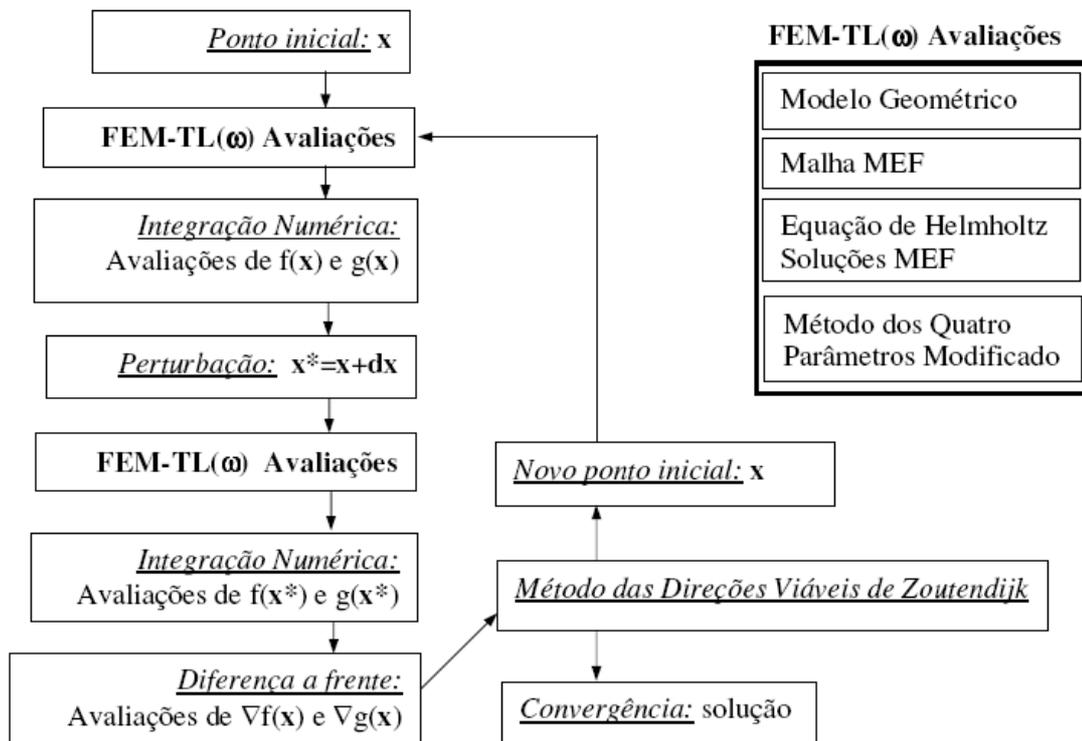


Figura 7.1 – Fluxograma do método de otimização de forma

Outra técnica para a otimização dos parâmetros do abafador utilizada neste trabalho é o método de matriz de transferência em conjunto com o GA. O procedimento é bastante parecido com a técnica ilustrada na Fig. (7.1) e segue os seguintes passos:

- (1) Definição das faixas para os parâmetros de projeto e valor inicial;
- (2) Definição da geometria;
- (3) Cálculo da TL utilizando o método da matriz de transferência e o método dos quatro parâmetros para cada frequência;
- (4) Cálculo da função objetivo utilizando integração numérica;

(5) Análise de convergência. Não havendo convergência um novo valor para as variáveis de projeto é calculado pelo GA e o processo retorna para (2).

7.3 Função Objetivo

Um dos passos cruciais para obtenção de uma solução adequada para problemas de otimização de forma de abafadores acústicos é definir adequadamente a função objetivo. Neste trabalho é empregado o valor médio da TL para definir a função objetivo da seguinte forma:

$$f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^m \frac{\alpha_i}{f_i(\mathbf{x})} \quad (7.4)$$

sendo m o numero de faixas de freqüências onde deseja-se obter o valor máximo da $TL(\omega)$; α_i um escalar que pode ser usado como um fator de penalidade em intervalos críticos de freqüência e $f_i(\mathbf{x})$ definida usando o valor médio de $TL(\omega)$, isto é:

$$f_i(\mathbf{x}) = \frac{1}{\omega_{if} - \omega_{i0}} \int_{\omega_{i0}}^{\omega_{if}} TL(\omega) d\omega = \frac{1}{\Delta\omega_i} \int_{\omega_{i0}}^{\omega_{if}} TL(\omega) d\omega \quad i=1,2,\dots,m \quad (7.5)$$

sendo $\omega_{i0} \leq \omega \leq \omega_{if}$ a i -ésima faixa de freqüência.

Para avaliar numericamente a perda de transmissão, $TL(\omega)$, de abafadores acústicos, é utilizada a conhecida técnica dos quatro parâmetros (A, B, C e D) empregando o Método dos Quatro Parâmetros Modificado (Wu et al, 1998). A equação de Helmholtz é resolvida usando o Método dos Elementos Finitos para cada valor discreto de ω e a integral na Eq. (7.4) é computada numericamente usando a regra de integração de Simpson.

7.4 Análise de Sensibilidade

Análises de sensibilidade é a parte mais importante e que consome mais tempo do processo de otimização de forma. Várias técnicas têm sido desenvolvidas

e podem ser diferenciadas pela eficiência numérica e aspectos de implementação. Os métodos para análise de sensibilidade podem ser divididos em métodos discretos e variacionais, e a implementação dos métodos discretos é mais simples do que a dos métodos variacionais (Papadrakakis et al, 1996).

Os métodos discretos podem ser classificados de acordo com a técnica utilizada para a análise da sensibilidade e os principais são: Método das Diferenças Finitas Globais; Método Semi-Analítico e Método Analítico. Neste trabalho as análises de sensibilidade são conduzidas usando o Método da Diferença Global (MDG) e uma completa análise de elementos finitos é feita para cada variável de projeto e a precisão do método depende do valor da perturbação destas variáveis. Valores pequenos para perturbação levam a mudanças insignificantes no valor da função objetivo fazendo o procedimento ser vulnerável aos erros no cálculo da derivada, enquanto valores altos também podem gerar imprecisões no cálculo das derivadas com grandes alterações no valor da função objetivo (expansões em série de Taylor).

A matriz característica $\mathbf{K}(\mathbf{x}, \omega)$ é uma função das variáveis de projeto x_j ($j=1,2,\dots,n$) e ω . O objetivo primário é computar a derivada da função objetivo com respeito a x_j . O MDG é um método simples e direto para computar a sensibilidade de cada parâmetro de projeto. A função objetivo definida nas Eq. (7.3) e (7.4) é baseada no valor médio da $TL(\omega)$ e o seu valor é determinado com integração numérica após a solução do sistema de equações lineares $\mathbf{K}(\mathbf{x}, \omega) \mathbf{p} = \mathbf{F}(\mathbf{x})$ para cada par (\mathbf{x}_0, ω) sendo \mathbf{x}_0 igual ao conjunto das variáveis de projeto e ω uma frequência discreta nos intervalos $\omega_{i0} \leq \omega \leq \omega_{if}$, $i=1,2,\dots,m$.

As sensibilidades de $f(\mathbf{x})$, $\partial f(\mathbf{x})/\partial x_j$, são computadas usando diferenças finitas (*forward difference*):

$$\frac{\partial f(\mathbf{x})}{\partial x_j} \cong \frac{f(x_1, x_2, \dots, x_j + dx, \dots, x_n) - f(x_1, x_2, \dots, x_j, \dots, x_n)}{dx} \quad (7.6)$$

e este mesmo esquema é utilizado para avaliar a sensibilidade das restrições $g_i(\mathbf{x})$ e $h_j(\mathbf{x})$. A perturbação usada neste trabalho é $dx=2$ mm.

7.5 Resultados

O modelo de abafador acústico utilizado neste trabalho é mostrado esquematicamente na Fig. (7.2) e representa um abafador axissimétrico com tubos estendidos na entrada e na saída. O objetivo é determinar os valores de x_1 e x_2 que minimizam a função objetivo dada na Eq. (7.4).

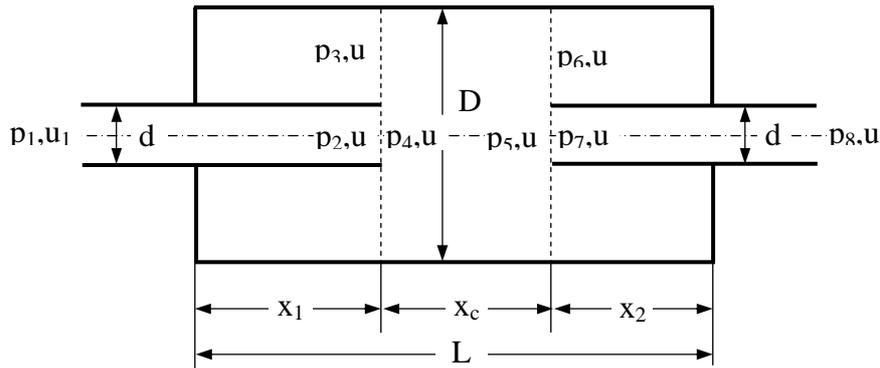


Figura 7.2 – Abafador circular com tubos estendidos na entrada e na saída

Para todas as aplicações numéricas considera-se $D=153,2$ mm para o diâmetro da câmara, $d=48,6$ mm para os tubos de entrada e saída e comprimento da câmara de $L=282,3$ mm. Estas dimensões são as mesmas utilizadas por (Selamet e Ji, 1999; Selamet e Radavich, 1997). A velocidade do som usada nos experimentos computacionais é $346,1$ m/s. Os pares (p_i, u_i) mostrados na Fig. (7.2) representam as pressões e velocidades nos pontos (áreas) marcados. Usando a técnica de Matriz de Transferência (Gerges, 2005; Chang et al, 2004) é possível relacionar os parâmetros de entrada e saída do abafador na forma:

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ \rho_o c_o u_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_8 \\ \rho_o c_o u_8 \end{Bmatrix} \quad (7.7)$$

e a perda de transmissão sonora (TL) é dada por:

$$TL = 20 \log \left(\frac{|T_{11} + T_{12} + T_{21} + T_{22}|}{2} \right) + 10 \log \left(\frac{S_1}{S_8} \right) \quad (7.8)$$

sendo: ρ_o a densidade do ar; c_o a velocidade do som; S_1 área da seção do tubo de entrada e S_8 área da seção do tubo de saída.

Na Fig. (7.3) é mostrada uma malha de elementos finitos característica utilizada para a modelagem do abafador com tubos estendidos na entrada e na saída. Os elementos triangulares são quadráticos com formulação axissimétrica e o refino da malha é concentrado nas saídas dos tubos dentro da câmara. O tamanho médio dos elementos é selecionado para manter o erro de poluição sob controle.

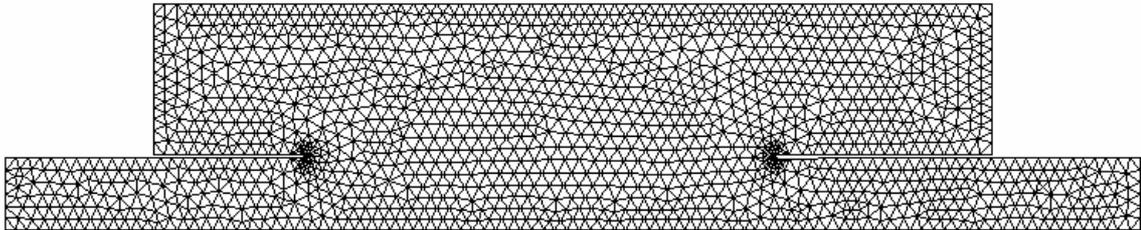


Figura 7.3 – Malha de elementos finitos usando elemento triangular quadrático

Na Fig. (7.4) são mostrados resultados encontrados para simulação da $TL(\omega)$ com ω variando de 1 a 3500 Hz. As quatro curvas representadas são: valores experimentais (Selamet e Ji, 1999), Método dos Elementos de Contorno (BEM/Analítica 2D) (Selamet e Ji, 1999), Método dos Elementos Finitos (FEM) (Barbieri et al, 2004), Matriz de Transferência (Selamet e Ji, 1999). Nota-se que no Método utilizando Matriz de Transferência os picos estão defasados em relação aos demais métodos. O Método de Elementos Finitos (FEM) possui comportamento bem próximo aos valores experimentais e o mesmo não acontece com os valores obtidos com o BEM para as regiões próximas das ressonâncias da cavidade (câmara simples).

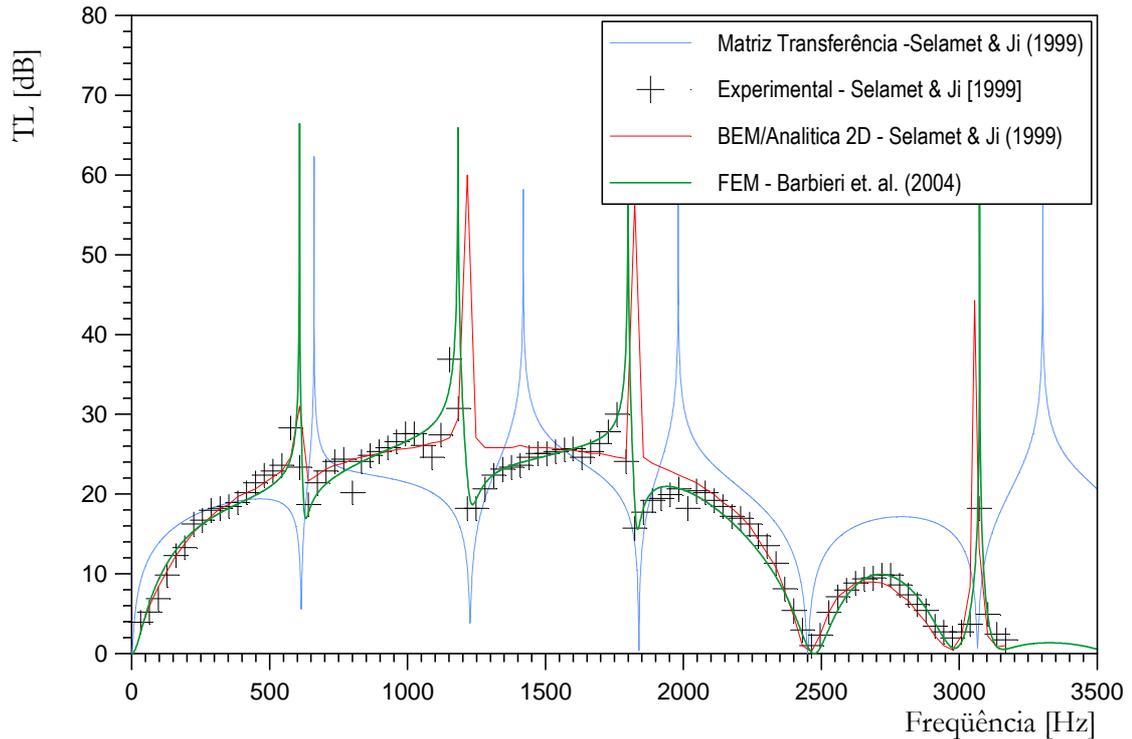


Figura 7.4 – Comparativo da TL em função da frequência para diversas técnicas numéricas e experimental

Com base nos resultados mostrados na Fig. (7.4), procurou-se otimizar a TL média nas faixas de frequência variando de 600 a 650 Hz e, 1200 a 1250 Hz. Adotaram-se estas duas faixas procurando eliminar as regiões de atenuação próximas de zero. A função objetivo é definida por:

$$f(\mathbf{x}) = \frac{\alpha_1}{f_1(\mathbf{x})} + \frac{\alpha_2}{f_2(\mathbf{x})} = \frac{10}{\frac{1}{50} \times \int_{600}^{650} TL(\omega) d\omega} + \frac{10}{\frac{1}{50} \times \int_{1200}^{1250} TL(\omega) d\omega} \quad (7.9)$$

e os valores da $TL(\omega)$ são avaliados com incremento de frequência de $\Delta\omega=0,25$ Hz.

As restrições geométricas impostas para solução do problema de otimização são (unidades em mm):

$$10 \leq x_1 \leq 250$$

$$10 \leq x_2 \leq 250 \quad (7.10)$$

$$x_1 + x_2 \leq 282,3 - x_c = 260$$

Os resultados obtidos com os dois métodos (FEM+Zoutendijk e GA+Matriz Transferência) são mostrados na Fig. (7.5). Nesta figura mostra-se ainda o valor da

TL(ω) com $x_1 = 50$ mm e $x_2 = 20$ mm que esta longe do ponto de ótica e deixa claro as regiões com baixa atenuação. Nota-se que estas regiões com baixa atenuação acústica foram completamente removidas após a otimização. A convergência com o método de Zoutendijk (FEM) foi alcançada após três iterações consecutivas sem mudanças importantes na função objetivo e os valores ótimos considerados como sendo: $x_1 = 52,34$ mm e $x_2 = 122,08$ mm. Após a convergência os valores obtidos com o GA (Matriz Transferência) foram: $x_1 = 70,55$ mm e $x_2 = 138,65$ mm.

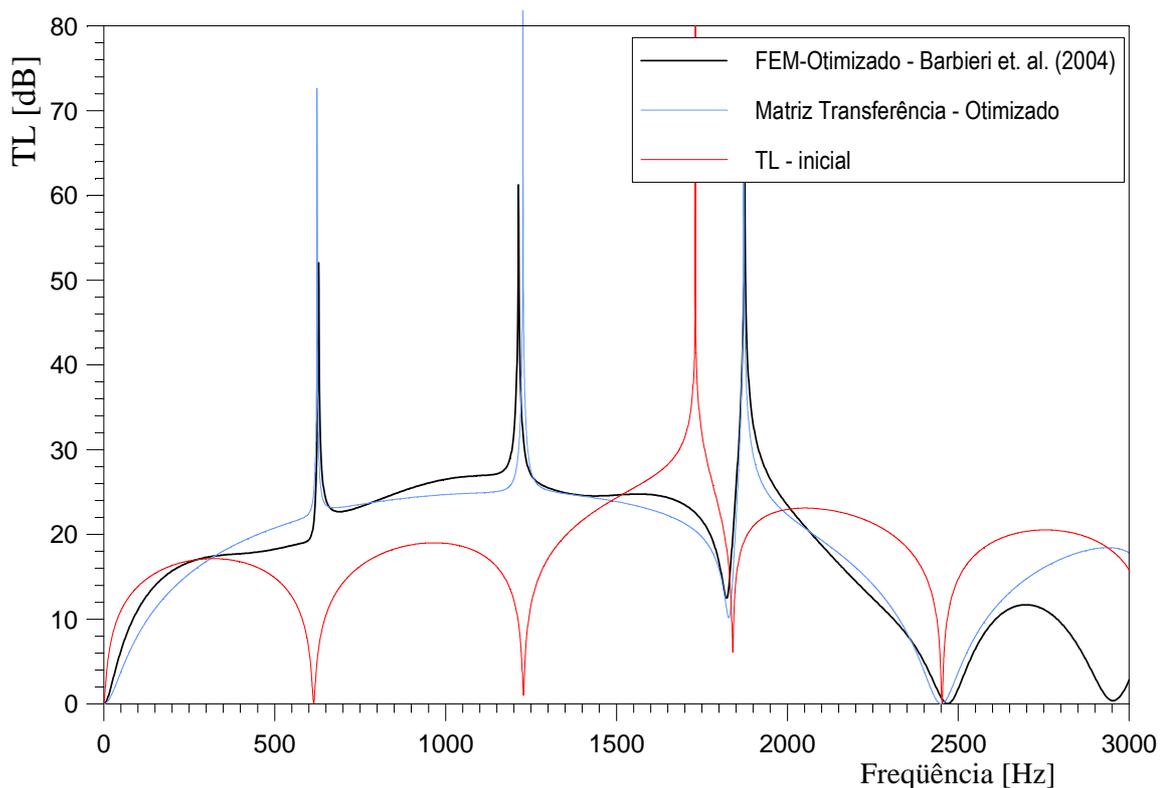


Figura 7.5 – Comparativo da TL otimizada e TL inicial

7.6 Conclusões

Os dois métodos empregados para a otimização dos parâmetros do silenciador com tubos estendidos na saída e na entrada produzem os resultados esperados. As curvas otimizadas mostradas na Fig. (7.5) demonstram que as regiões com baixa atenuação foram completamente removidas (que era o objetivo proposto).

Os parâmetros otimizados apresentam valores bem distintos. Estes resultados são explicados pelo fato de que foram utilizadas técnicas diferentes para avaliar a TL: o método de elementos finitos e o método da matriz de transferência. Os resultados experimentais mostrados na Fig. (7.4) indicam que o método de

elementos finitos provavelmente produz melhores resultados do que a técnica da matriz de transferência. A avaliação experimental destes resultados é um tema que continua sendo estudado.

A análise do tempo de processamento fica prejudicada, pois foram utilizadas técnicas diferentes para avaliar a TL. Este é um dos temas que também continua sendo estudado.

Finalmente, a função objetivo utilizada neste trabalho aplica-se para qualquer problema de acústica e a metodologia utilizada, Fig. (7.1), também pode ser aplicada para problemas com geometrias complexas e diversas variáveis de projeto.

CAPÍTULO 8

ANÁLISE DE SILENCIADORES COM TUBO PERFURADO SEM E COM MATERIAL ABSORVENTE

Neste capítulo são apresentados os resultados encontrados com as simulações numéricas com utilização do Método da Matriz de Transferência e comparados com a literatura.

8.1 Silenciador com Tubo Perfurado Central Sem Material Absorvente

A Fig. (8.1) mostra um abafador com tubo perfurado e sem material absorvente. Os dados geométricos utilizados são: $L=0.0667\text{m}$; $d_1=0.0508\text{m}$; $d_2=0.0762\text{m}$; $t_w=0.00081\text{m}$; $\phi=0.037$; $d_h=0.00249\text{m}$ (Sullivan e Crocker, 1978).

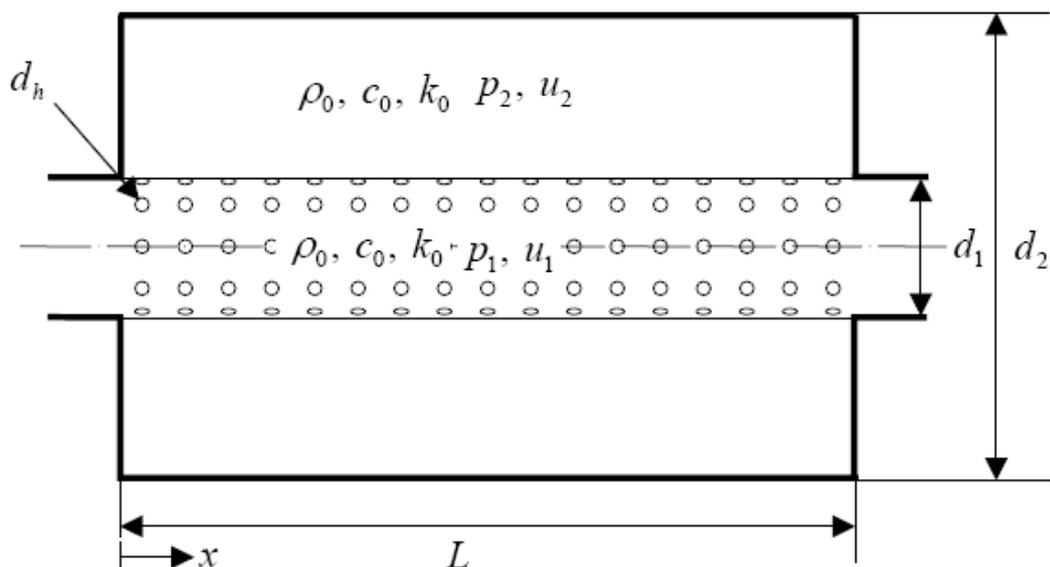


Figura 8.1 – Abafador com tubo perfurado (Lee, 2005)

A impedância acústica adimensional das perfurações $\tilde{\zeta}_p$ relaciona a pressão acústica do tubo interno e a câmara externa através da interface. A impedância acústica pode ser expressa por:

$$\zeta_p = \frac{R + ik_o(t_w + \alpha d_h)}{\phi} \quad (8.1)$$

sendo: R a resistência (ou resistividade), k_o o número de onda (no ar), α um coeficiente de correção da reatância que está associada com a interação com os furos; t_w a espessura da parede (com furos); ϕ a porosidade e d_h diâmetro dos furos.

Alguns autores como Dickey et al. (2001) consideram a resistência dependente da frequência. Neste trabalho será considerada constante para toda a faixa de frequência analisada.

Sullivan and Crocker (1978) apresentaram um expressão empírica para a impedância acústica dos furos (perfurações) como:

$$\tilde{\zeta}_p = [0.006 + ik_o(t_w + 0.75d_h)] / \phi \quad (8.2)$$

Na presença de fibras (para as faces com perfuração em contato com material absorvente) a equação para impedância acústica foi modificada por Selamet et al. (2001) como:

$$\tilde{\zeta}_p = \left[0.006 + ik_o \left\{ t_w + 0.375d_h \left(1 + \frac{\tilde{Z}}{Z_o} \frac{\tilde{k}}{k_o} \right) \right\} \right] / \phi \quad (8.3)$$

A Fig. (8.2) mostra os resultados experimentais (Sullivan e Crocker, 1978) e os resultados obtidos numericamente utilizando matriz de transferência. Nota-se que os resultados apresentam boa concordância. Os resultados numéricos estão próximos dos resultados apresentados por Sullivan and Crocker (1978) e Chiu e Chang (2008).

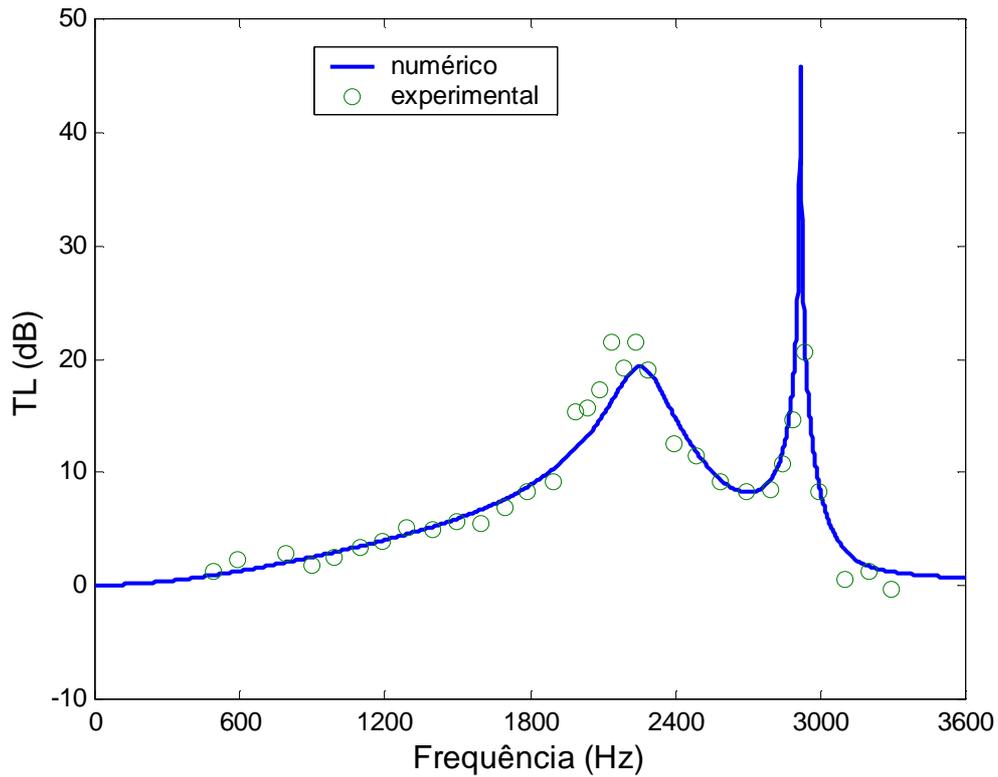


Figura 8.2 – Valores da TL para abafador com tubo perfurado sem material absorvente

8.2 Silenciador com Tubo Perfurado Central Com Material Absorvente

Fig. (8.3) mostra um abafador com tubo perfurado e material absorvente. Para analisar o comportamento destes sistemas foram usados dois exemplos descritos em Panigrahi e Munjal (2005). As dimensões geométricas do primeiro caso são: $L=0.325\text{m}$; $d_1=0.0396\text{m}$; $d_2=0.0760\text{m}$; $t_w=0.0009\text{m}$; $\phi=0.08$; $d_h=0.00249\text{m}$ (Cummings e Chang, 1988; Panigrahi e Munjal, 2005).

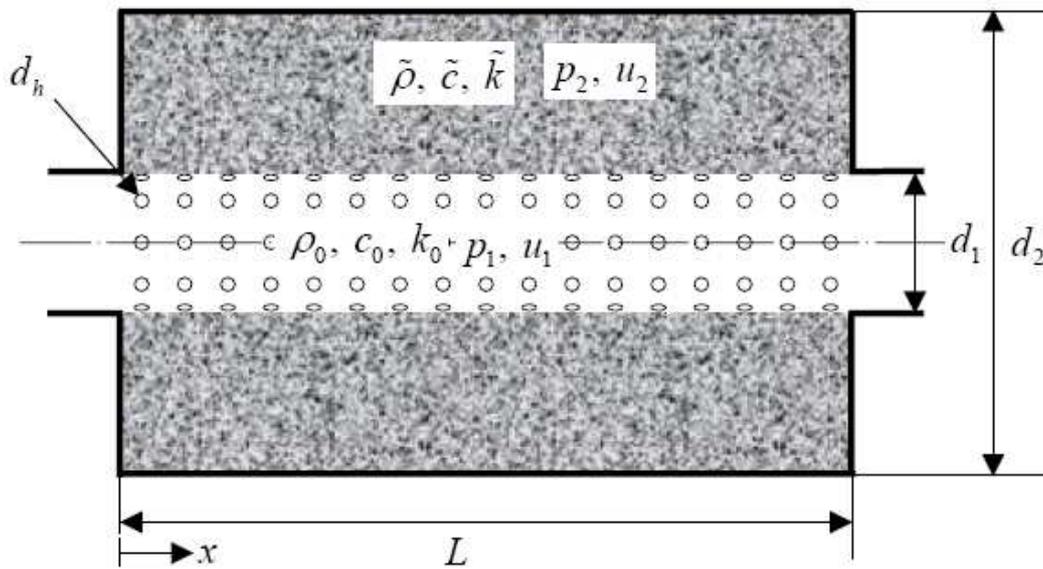


Figura 8.3 – Abafador com tubo central perfurado e material absorvente
(Lee, 2005)

A resistividade de fluxo foi considerada igual a 5000 Pa s/m^2 . O número de onda complexo e a impedância característica foram calculados usando as equações ajustadas por Selamet, Xu e Lee (2004):

$$\frac{\tilde{k}}{k} = [1 + 0.1472(f/R)^{-0.577}] + i[-0.1734(f/R)^{-0.595}] \quad (8.4)$$

$$\frac{\tilde{Z}}{Z_0} = [1 + 0.0855(f/R)^{-0.754}] + i[-0.0765(f/R)^{-0.732}] \quad (8.5)$$

sendo $Z_0 = \rho_0 c_0$ a impedância característica do ar; R denota a resistividade de fluxo.

A impedância característica é dada por $\tilde{Z} = \tilde{\rho} \tilde{c}$ e o número de onda $\tilde{k} = 2\pi f / \tilde{c}$.

Fig. (8.4) mostra as curvas obtidas por Panigrahi e Munjal (2005) e as obtidas numericamente utilizando o procedimento descrito no Capítulo 4 e considerando-se 6 modos de vibrar. Neste caso não foi considerado a perfuração do tubo central

(sem tubo). Nota-se que as curvas estão bem próximas para toda a faixa de frequência analisada.

Para encontrar os modos de vibrar foram usados dois métodos diferentes: Newton-Raphson e Algoritmos Genéticos. Os resultados foram coincidentes. Para evitar o salto (jump) entre os modos adotou um incremento de 1 Hz. Selamet et al. (2004) propõe um método considerando as propriedades do material absorvente nulas em altas frequências. A partir de uma frequência estipulada e usando o Método de Newton-Raphson encontram-se os autovalores. A partir deste ponto, incrementam-se as propriedades do material absorvente até chegar a 100% dos valores destas constantes. Panigrahi e Munjal (2005) utilizam-se de polinômios interpoladores e ajustam os valores dos autovalores para baixas frequências. Notou-se que independente do procedimento adotado os valores dos modos de vibrar convergiam sempre para os mesmos valores.

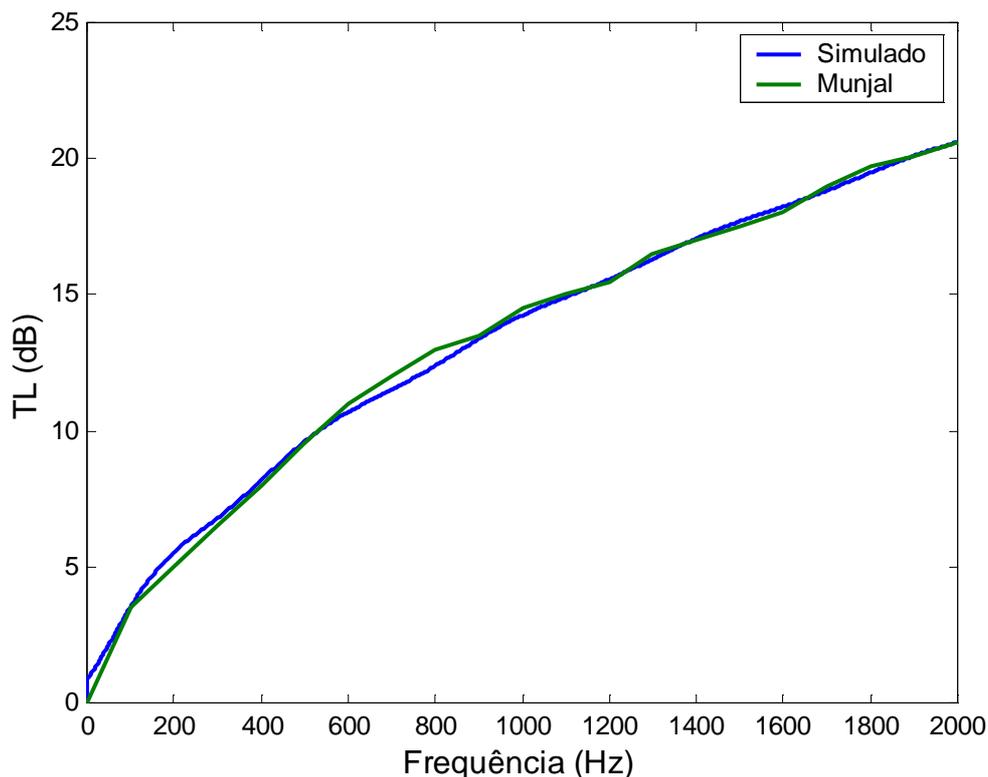


Figura 8.4 – Perda de transmissão sonora

Os dados geométricos do segundo caso são: $L=0.315\text{m}$; $d_1=0.076\text{m}$; $d_2=0.1520\text{m}$ (Kirby ,2002; Panigrahi e Munjal, 2005). A resistividade de fluxo do material é 30.700 Pa s/m^2 e o valor da porosidade é 26,3%. Novamente os valores

do número de onda complexo e a impedância característica foram calculados usando as equações ajustadas por Selamet, Xu e Lee (2004).

A Fig. (8.5) mostra as curvas experimental (Kirby, 2002), numérica (Panigrahi e Munjal, 2005) e numérica obtida com o mesmo procedimento descrito no exemplo anterior. Nota-se que existe uma boa aproximação entre as curvas. Inclusive a curva numérica se aproxima mais dos dados experimentais que a curva obtida por Panigrahi e Munjal (2005). Esta diferença pode ser atribuída às diferentes expressões utilizadas para cálculo do número de onda complexo e da impedância característica.

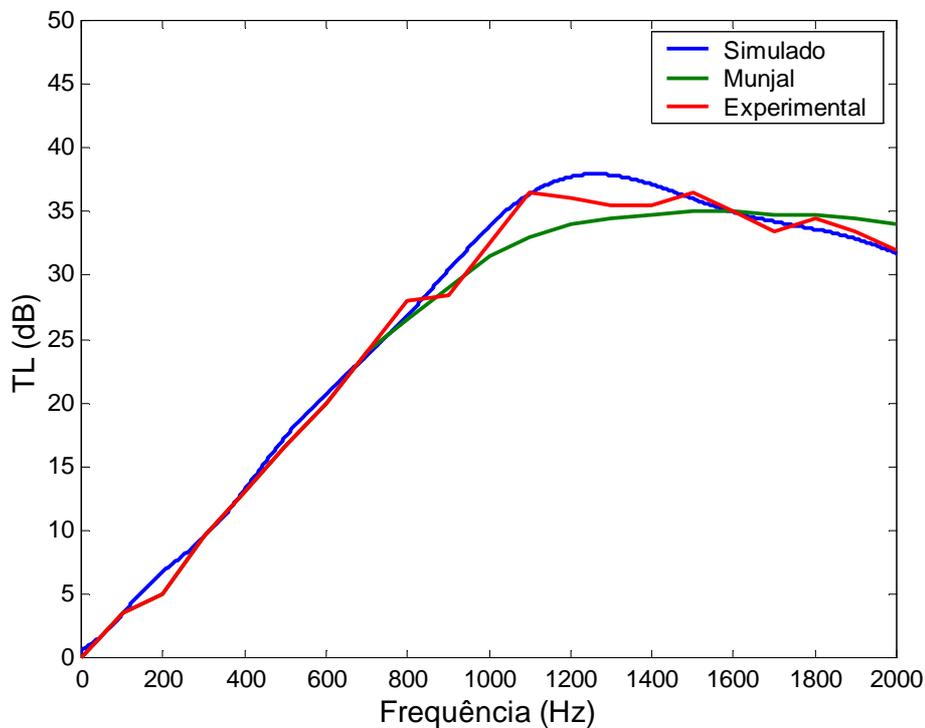


Figura 8.5 – Perda de transmissão sonora

Para analisar a influência dos parâmetros R e α descritos na Eq. (8.1), Lee (2005), utilizou-se de 11 amostras com diferentes diâmetros dos furos, espessura da parede e porosidades como mostra a Tab. 8.1.

Tabela 8.1 – Perfuração das amostras (Lee, 2005)

Amostra	Diâmetro do furo d_h (cm)	Espessura da parede t_w (cm)	Porosidade ϕ (%)
A1	0.249	0.08	2.1
A2			8.4
A3			13.6
A4			25.2
B1		0.16	2.1
B2			8.4
B3			13.6
B4			25.2
C2	0.498	0.08	8.4
C3			13.6
C4			25.2

A Tab. 8.2 mostra os resultados obtidos considerando-se tubo perfurado central, câmara sem material absorvente e desconsiderando-se a velocidade do fluxo. É possível notar uma grande variação dos parâmetros conforme a configuração geométrica do silenciador.

Tabela 8.2 – Parâmetros R e α das perfurações em contato ar-ar e sem velocidade de fluxo (Lee, 2005)

Amostra	R	α
A1	0.007624	0.5350
A2	0.005101	0.4409
A3	0.004437	0.2506
A4	0.004500	0.1286
B1	0.008429	0.5179
B2	0.006074	0.4224
B3	0.005744	0.2666
B4	0.005539	0.1066
C2	0.005318	0.4707
C3	0.005013	0.4473
C4	0.004395	0.2471

Para verificar a variações dos mesmos parâmetros considerando-se a iteração do ar e material absorvente, Lee (2005), utilizou-se das mesmas amostras e foram desenvolvidos ensaios considerando material absorvente de duas densidades $\rho = 100$ e 200 kg/m^3 . Além disso, considerou-se duas texturas diferentes para os materiais: normal e boa.

O número de onda complexo e a impedância característica para boa textura são:

$$\frac{\tilde{k}}{k} = [1 + 39.20(f)^{-0.6841}] + i[-38.39(f)^{-0.6285}] \quad (8.6)$$

$$\frac{\tilde{Z}}{Z_0} = [1 + 33.20(f)^{-0.7523}] + i[-28.32(f)^{-0.6512}] \quad (8.7)$$

para $\rho = 100 \text{ kg/m}^3$, e:

$$\frac{\tilde{k}}{k} = [1 + 56.03(f)^{-0.6304}] + i[-62.05(f)^{-0.5980}] \quad (8.8)$$

$$\frac{\tilde{Z}}{Z_0} = [1 + 25.69(f)^{-0.5523}] + i[-71.97(f)^{-0.7072}] \quad (8.9)$$

para $\rho = 200 \text{ kg/m}^3$.

Para materiais com textura normal as expressões são semelhantes, ou seja:

$$\frac{\tilde{k}}{k} = [1 + 23.1(f)^{-0.6374}] + i[-26.25(f)^{-0.6100}] \quad (8.10)$$

$$\frac{\tilde{Z}}{Z_0} = [1 + 33.36(f)^{-0.7726}] + i[-44.51(f)^{-0.7667}] \quad (8.11)$$

para $\rho = 100 \text{ kg/m}^3$, e:

$$\frac{\tilde{k}}{k} = [1 + 39.6(f)^{-0.6081}] + i[-50.63(f)^{-0.6050}] \quad (8.12)$$

$$\frac{\tilde{Z}}{Z_0} = [1 + 17.87(f)^{-0.5400}] + i[-152.2(f)^{-0.8591}] \quad (8.13)$$

para $\rho = 200 \text{ kg/m}^3$.

Tabela 8.3 mostra os valores encontrados para os sistemas com material absorvente com boa textura e Tab. 8.4 os valores para materiais com textura normal. Nota-se novamente que existe uma grande variação dos valores dos parâmetros. Desta forma, a maioria das expressões que consideram constantes estes valores (Eq. 8.2 e 8.3) foi desenvolvida para uma condição específica de diâmetro dos furos, espessura da parede e porosidade.

A Fig. (8.6) mostra os resultados experimentais e numéricos obtidos por Lee (2005) considerando-se os seguintes parâmetros para o sistema: $L=0.2574\text{m}$; $d_1=0.0490\text{m}$; $d_2=0.1644\text{m}$; $t_w=0.0009\text{m}$; $\phi=0.084$; $d_h=0.00249\text{m}$, $\rho = 200\text{kg/m}^3$ e boa textura. Para simulação computacional utilizaram-se os seguintes parâmetros da Tab. 8.3: $R = 0.04575$ e $\alpha = 0.7412$. Estes valores foram empregados na Eq. 8.3. Para verificar a influência dos parâmetros na resposta do sistema, utilizou-se $R =$

0.04 e $\alpha = 0.7412$ para obtenção da curva simulada na Fig. (8.7). Nota-se uma grande variação próxima da faixa de valores máximos.

Tabela 8.3 - Parâmetros R e α das perfurações em contato ar-fibra e sem velocidade de fluxo (Lee, 2005)

Amostra	$\rho = 100 \text{ kg/m}^3$		$\rho = 200 \text{ kg/m}^3$	
	R	α	R	α
A1	0.03054	0.6989	0.04935	0.7769
A2	0.02996	0.6471	0.04575	0.7412
A3	0.02298	0.4576	0.03610	0.4999
A4	0.02716	0.4717	0.04447	0.4590
B1	0.03313	0.6514	0.05770	0.7663
B2	0.02793	0.6026	0.04900	0.6758
B3	0.02444	0.4661	0.04142	0.5048
B4	0.02657	0.3951	0.05076	0.3980
C2	0.04728	0.6206	0.09015	0.7167
C3	0.04598	0.6269	0.09308	0.7142
C4	0.03973	0.4504	0.07604	0.4926

Tabela 8.4 - Parâmetros R e α das perfurações em contato ar-fibra e sem velocidade de fluxo (Lee, 2005)

Amostra	$\rho = 100 \text{ kg/m}^3$		$\rho = 200 \text{ kg/m}^3$	
	R	α	R	α
A1	0.03441	0.6789	0.06315	0.8265
A2	0.02645	0.6436	0.05521	0.7821
A3	0.02190	0.4977	0.04990	0.5997
A4	0.02302	0.5121	0.06317	0.6363
B1	0.03428	0.6333	0.06094	0.7839
B2	0.02687	0.6170	0.05668	0.7608
B3	0.02345	0.5005	0.05161	0.6033
B4	0.02393	0.4639	0.06259	0.5744
C2	0.04600	0.6337	0.09558	0.7700
C3	0.04501	0.6423	0.10570	0.7985
C4	0.03586	0.4774	0.09292	0.5934

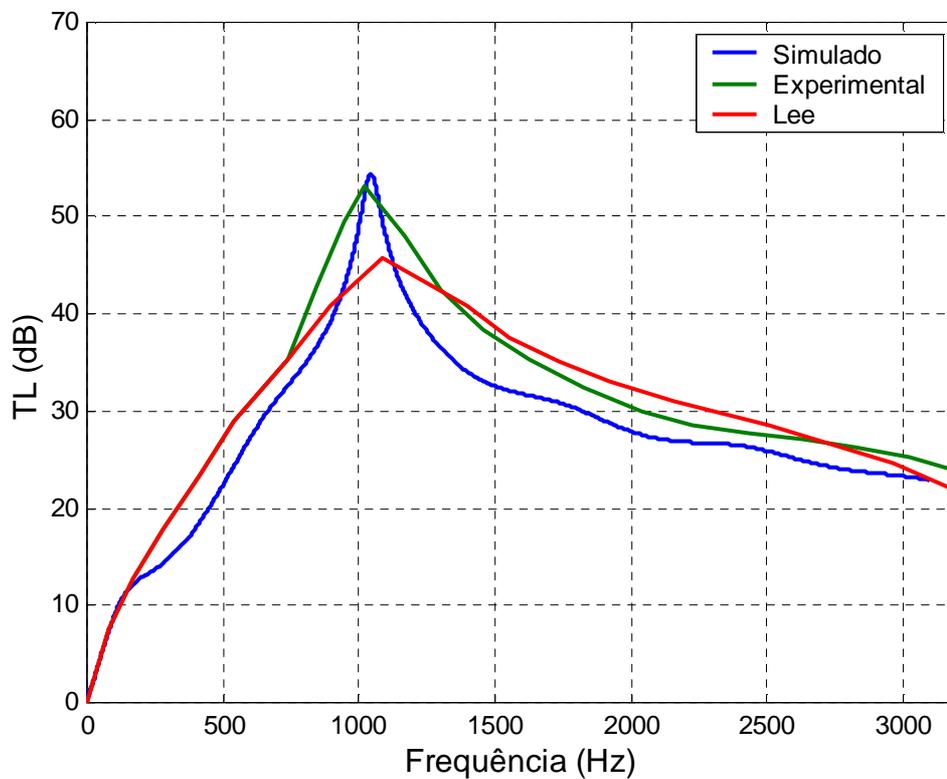


Figura 8.6 – Perda de transmissão sonora

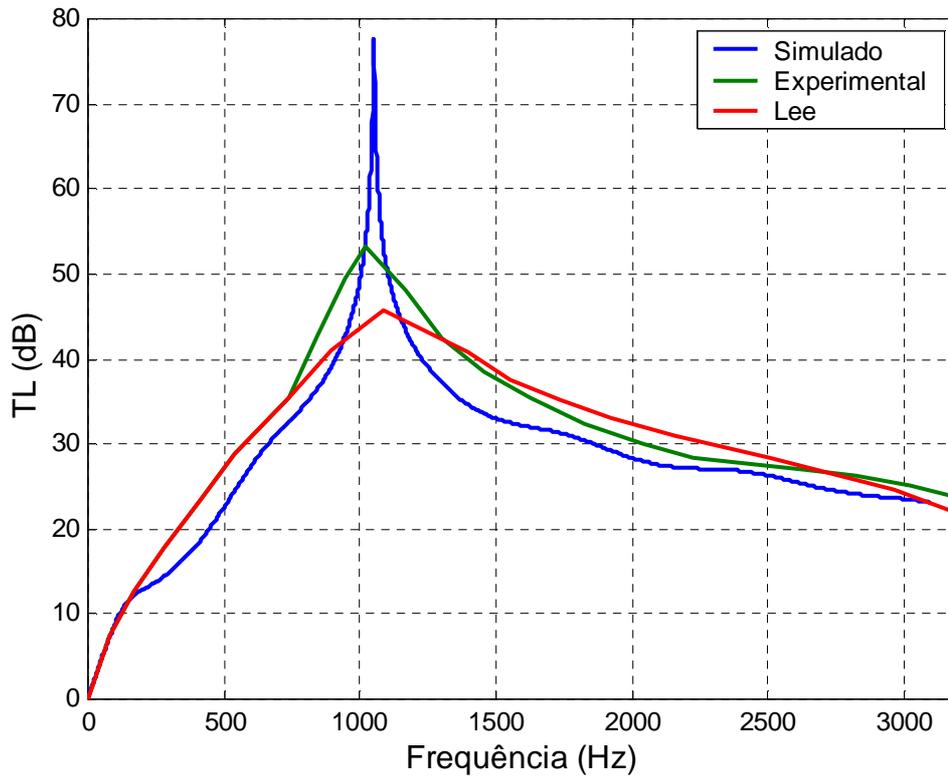


Figura 8.7 – Perda de transmissão sonora

Para analisar o comportamento do sistema de acordo com o número de modos de vibrar, consideraram-se as mesmas condições utilizadas para obtenção da curva simulada da Fig. (8.7). A Fig. (8.8) mostra a perda de transmissão sonora do sistema em função do número de modos de vibrar. Nota-se que considerando apenas um modo de vibrar a resposta apresenta bons resultados para uma faixa em baixa frequência. Considerando dois modos a resposta já converge para o resultado final. A curva com três modos está superposta à curva com 2 modos.

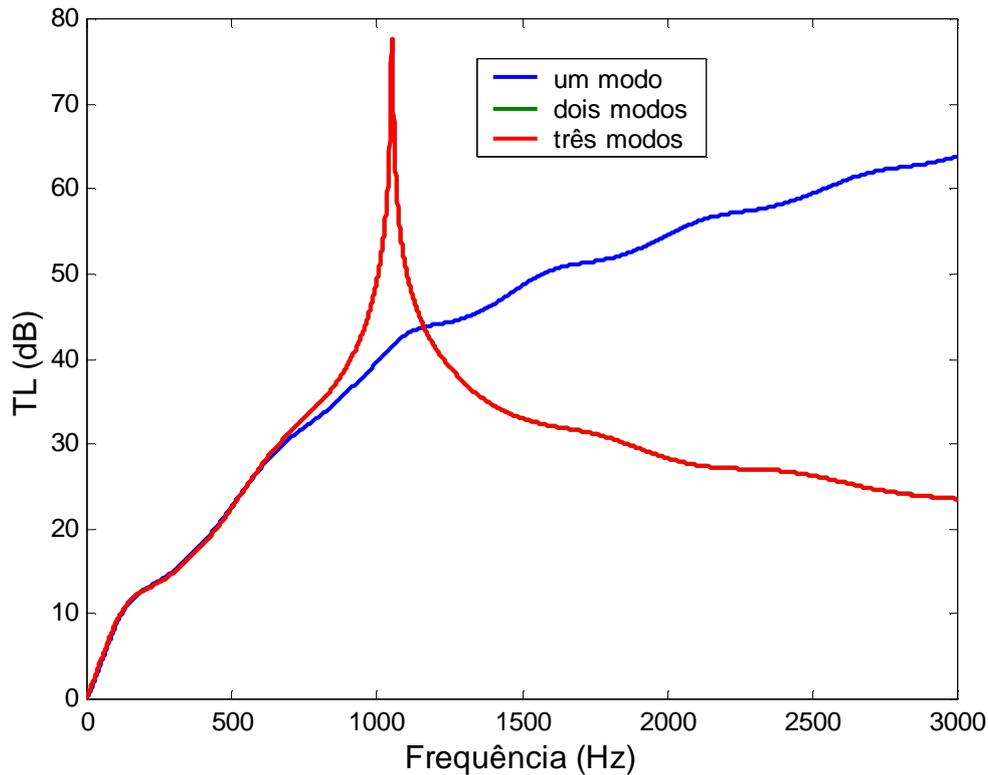


Figura 8.8 – Variação da perda de transmissão sonora com o número de modos de vibrar

8.3 Conclusões

Procurou-se validar numericamente vários modelos apresentados na literatura. Numa primeira etapa considerou-se a análise do desempenho acústico de abafadores com tubo perfurado sem material absorvente. O resultado numérico, obtido através de matriz de transferência, utilizando a análise descrita na seção 4.2, está próximo dos resultados apresentados por Sullivan and Crocker (1978) e Chiu e Chang (2008).

Numa segunda etapa procurou-se validar modelos com material absorvente. Os resultados numéricos foram obtidos considerando a metodologia descrita na seção 4.3 através de análise modal. O primeiro modelo descrito por Panigrahi e Munjal (2005) não leva em consideração tubo central perfurado. O segundo modelo descrito por Kirby (2002) e Panigrahi e Munjal (2005) leva em consideração tubo central perfurado. Notou-se que para ambos os casos os resultados simulados estão próximos dos resultados mostrados nos trabalhos citados.

Numa terceira etapa, procurou-se analisar a influência dos parâmetros geométricos (espessura da parede, diâmetros dos tubos, porosidade) na influência do comportamento acústico do sistema. Lee (2005) mostra que os valores citados na literatura valem somente para uma condição específica de ensaio, ou seja, depende da geometria do sistema analisado. Os parâmetros geométricos têm grande influência na curva de impedância acústica. Verificou-se através de um modelo apresentado por Lee (2005) a influência do parâmetro R (resistência) no comportamento acústico do sistema. Verificou-se que uma pequena modificação neste parâmetro pode ocasionar grandes variações no comportamento acústico do sistema. Analisou-se também a influência da quantidade de modos de vibrar na resposta do sistema. Notou-se que a análise com apenas um modo de vibrar (unimodal) é válida para uma pequena faixa de frequência. A resposta convergiu rapidamente com apenas dois modos de vibrar. Os resultados simulados divergem um pouco dos mostrados por Lee (2005). Isto já era de se esperar uma vez que os parâmetros R e α não são constantes (Tab. 4.3 e 4.4).

CAPÍTULO 9

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Modelos práticos foram construídos para a verificação experimental dos conceitos numéricos. Um tubo de impedância foi devidamente preparado e utilizado para realizar as medições das propriedades acústicas do material de absorção, na ausência de fluxo de gases com o emprego do Método das Duas Fontes. Um modelo de silenciador com e sem material de absorção também foi fabricado para obtenção da perda de transmissão. A metodologia utilizada nos experimentos e os equipamentos e aparatos necessários para a realização dos ensaios práticos também serão descritos neste capítulo.

9.1 Tubo de Impedância Sem a Presença de Fluxo

A Fig. (9.1) mostra esquematicamente o tubo de impedância utilizado neste estudo, para obtenção da impedância característica complexa e número de onda complexo pelo emprego do Método das Duas Fontes.

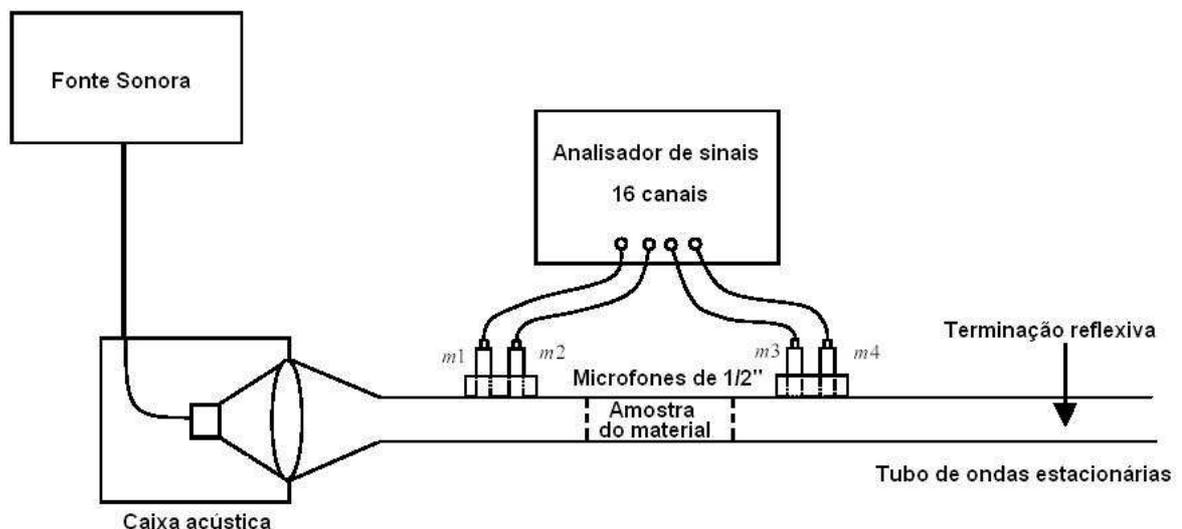


Figura 9.1 – Esquema do tubo de impedância

O tubo de ondas estacionárias é constituído de uma tubulação de PVC. Em uma das extremidades é montado um flange de nylon que é parafusada na caixa de

madeira do alto-falante. A outra extremidade é aberta para simulação de uma saída totalmente reflexiva, como condição de contorno.

No tubo de impedância são realizadas quatro furações específicas para posicionamento dos microfones. A amostra é posicionada entre os microfones, numa configuração de dois microfones para cada lado. A determinação do distanciamento para alojamento dos microfones será descrita em um tópico abaixo.

Para aplicação do Método das Duas Fontes é necessária a propagação da onda sonora nos dois lados da amostra. Isto pode ser realizado de duas maneiras: fazendo-se uma primeira medição, retirando-se a amostra e invertendo-se o seu lado de posicionamento no interior do tubo, ou realizar a primeira tomada de dados e inverter a fonte sonora de posição para a outra extremidade do tubo de impedância. Por motivos de praticidade no experimento, foi realizada a inversão de posicionamento da fonte sonora.

A amostra de lã de vidro foi retirada do material disponibilizado em forma de manta. O próprio tubo de PVC foi rotacionado diversas vezes e conformou o recorte da manta no diâmetro interno exato. O posicionamento da amostra no interior do tubo foi realizado manualmente.

A espessura da amostra foi determinada considerando-se dois aspectos. Quando a espessura é muito pequena, o impacto de preenchimentos não homogêneos pode influenciar. De outra maneira, uma amostra muito espessa pode não transmitir energia sonora suficiente aos microfones após a amostra, em função da dissipação da onda através do material, particularmente a altas frequências.

Com os resultados das medições dos microfones nas duas configurações distintas propostas, é possível determinar os parâmetros das matrizes de transferência, conforme descrito em capítulo anterior. As matrizes de transferência, que relacionam a pressão acústica e a velocidade antes e depois da amostra, são combinadas e calculadas e fornecem as propriedades acústicas do material, a impedância característica e o número de onda complexo.

9.1.1 Componentes do Sistema de Medição

Para a montagem do sistema de medição necessita-se dos seguintes componentes:

- a) Microcomputador;
- b) Analisador de sinais (HP-3566/67 – 16 canais de 12,8 kHz);

- c) Fonte sonora (sinal gerado por uma fonte HP 36563C ou fonte programável HP 36656B);
- d) Régua de conexão dos sensores (8 canais);
- e) Microfones de 1/2" (B&K-4189) com pré-amplificador (B&K-2671);
- f) Tubo de ondas estacionárias;
- g) Flange para acoplamento da fonte sonora;
- h) Caixa acústica.

9.1.2 Dimensionamento do Distanciamento das Furações

O Método das Duas Fontes foi utilizado neste estudo para determinar as propriedades acústicas do material absorvente, na ausência de fluxo de gases. A precisão de medição entre o distanciamento das superfícies da amostra aos microfones no tubo de impedância é crítico para o experimento. Desta forma, é necessário determinar com precisão estas distâncias.

O tubo de ondas estacionárias é construído de PVC e possui parede com espessura de 6,5mm. A tubulação tem 600 mm de comprimento e diâmetro interno e externo de 97 e 110 mm, respectivamente. Utilizando-se a Eq. (9.1) é calculada a frequência de corte, que é a frequência natural de vibração do tubo. Esta frequência deve ser evitada para minimizar erros de medições e ressonâncias:

$$f_c = \frac{1.84c}{\pi d} \quad (9.1)$$

Obteve-se o valor de 2071 Hz para a frequência de corte, dessa forma trabalhou-se com valores abaixo dessa frequência. O valor máximo adotado foi de 2000 Hz.

Com a Eq. (9.2) calculam-se as distâncias entre os furos dos microfones:

$$s = \frac{c}{4f} \quad (9.2)$$

sendo f : a frequência ideal de trabalho, em torno da qual há a menor sensibilidade aos erros associados aos dados de entrada e que a curva apresenta a menor variância.

A partir das Eq. (9.1) e (9.2) podem-se determinar as frequências máximas e mínimas recomendada para uso:

$$f_{\min} > \frac{0,1c}{2s} \quad (9.3)$$

$$f_{\max} > \frac{0,8c}{2s} \quad (9.4)$$

Os valores calculados estão na tabela abaixo:

Tabela 9.1 – Determinação da distância pelas frequências

s (mm)	f _{min} (Hz)	f _{max} (Hz)	f (Hz)
42,88	400	3200	2000
85,76	200	1600	1000
128,64	133,3	1066,5	666,6
171,52	100	800	500
214,4	80	640	400

9.2 Silenciador Veicular Sem a Presença de Fluxo

No projeto de silenciadores, normalmente faz-se uso de elementos perfurados, dutos estendidos, câmaras de expansão colocadas em série, e materiais de absorção, para melhorar o desempenho dos mesmos. Estes elementos geralmente estão presentes de forma combinada em escapamentos veiculares reais.

Neste estudo foi considerado um único protótipo, composto apenas de uma câmara simples, sem tubo estendido ou tubo perfurado. Este modelo foi ensaiado com e sem preenchimento de lã de vidro. Nas simulações com material de absorção considerou-se preenchimento completo da câmara, apenas deixando passante a região correspondente ao diâmetro do tubo de entrada no centro do silenciador.

A câmara do silenciador foi fabricada de acrílico. Dois flanges de nylon foram acoplados na câmara para fechamento do conjunto. Os tubos de entrada e saída foram montados nos dois flanges do silenciador, passando pelo centro.

Para contenção e posicionamento da lã de vidro no interior do silenciador, foi conformada uma tela circular concêntrica e de mesmo comprimento à câmara. Esta

tela é constituída de arames de pequeno diâmetro amarrados entre si criando malhas de formatos hexagonais. A porosidade da tela é aproximadamente 100%, não interferindo desta forma no desempenho do material absorvente. Assim, não foi considerada a impedância da malha da tela de contenção.

A lã de vidro, disponível em forma de manta, foi recortada no comprimento exato da câmara do silenciador e acomodada no formato circular da tela de proteção. A densidade do material foi considerada de forma que a relação de áreas circulares determinou o peso de material que deveria ser preenchido.

O silenciador foi montado em uma bancada e os tubos de entrada e saída da câmara foram conectados por luvas aos tubos já existentes para ensaios. Esses tubos de ensaio possuem alojamentos para posicionamento dos microfones de medição.

Nos tubos de entrada o alto-falante na caixa de madeira foi montado a um cone de nylon, para conexão à tubulação. Na tubulação de saída a terminação anecóica foi simulada, através do acoplamento de um cone de nylon, condição necessária para a aplicação da Perda de Transmissão.

A Fig. (9.2) mostra de forma ilustrativa a tela de contenção do material absorvente.



Figura 9.2 – Tela de contenção da lã de vidro no silenciador de câmara simples

A Fig. (9.3) mostra esquematicamente o modelo utilizado para obtenção de dados experimentais. A Fig. (9.4) mostra o modelo preenchido com o material absorvente e as Fig. (9.5) a (9.7) mostram o sistema de medição.

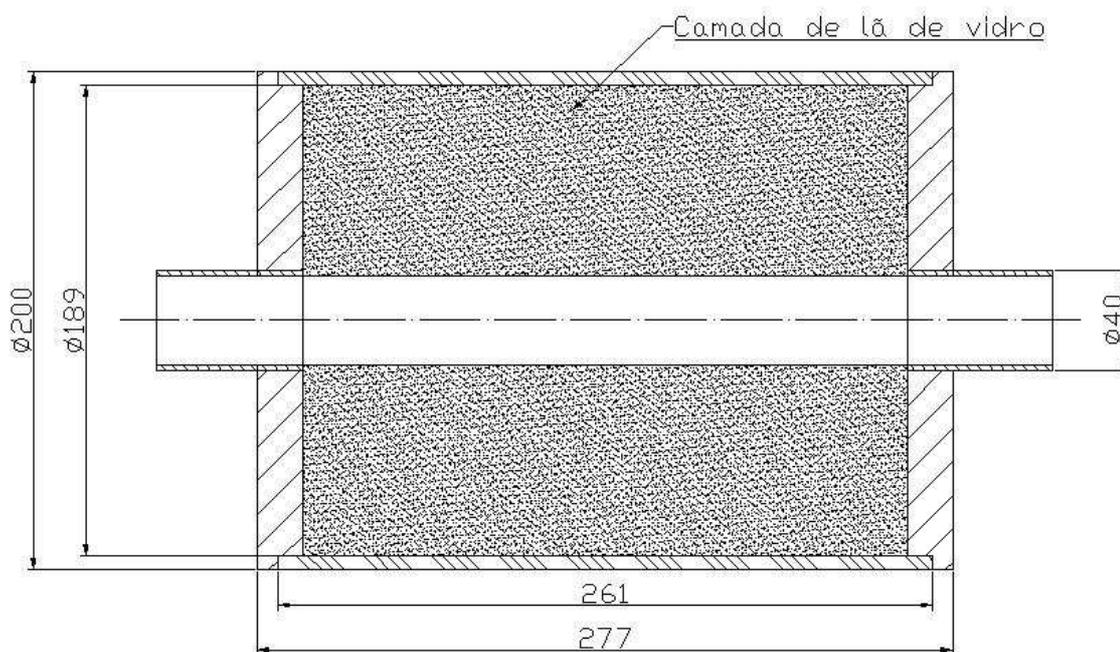


Figura 9.3 – Silenciador de câmara simples com preenchimento total



Figura 9.4 – Câmara do silenciador preenchida com material de absorção

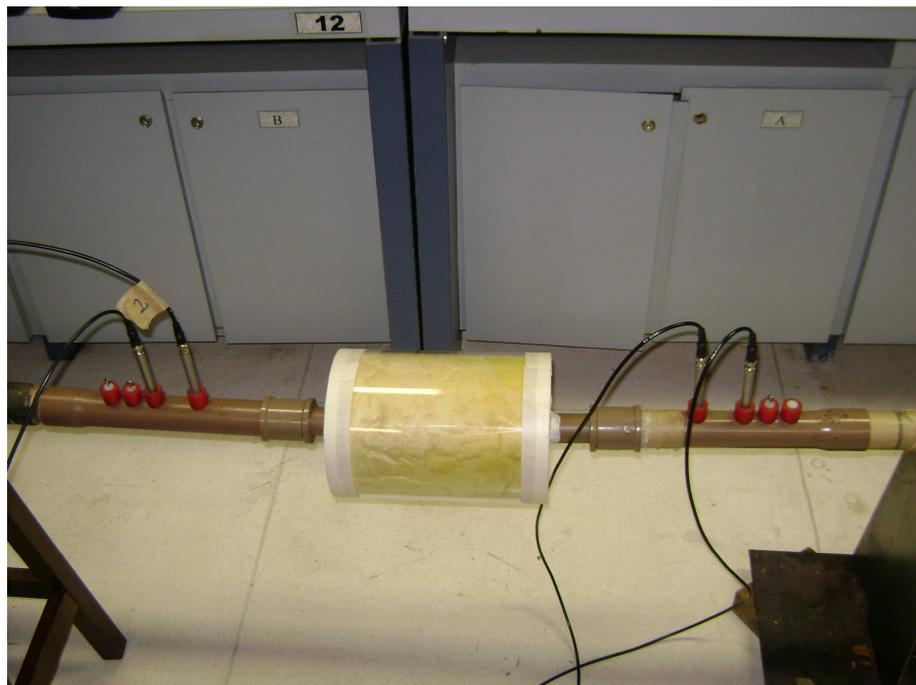


Figura 9.5 – Medição experimental



Figura 9.6 – Medição experimental – câmara anecóica

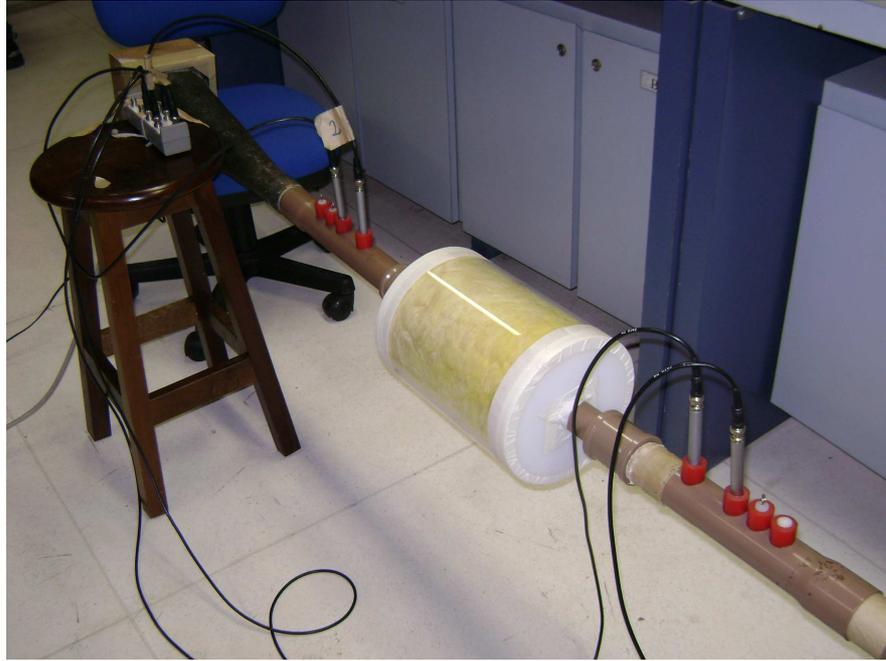


Figura 9.7 – Medição experimental – caixa acústica

9.3 Resultados Experimentais

Numa primeira etapa procurou-se caracterizar experimentalmente o material absorvente (lã de vidro) utilizado no sistema abafador. Apesar de várias tentativas, não foi possível obter bons resultados devido a alguns parâmetros: o sistema de medição (tubo de impedância) não possuía dimensões adequadas; o sistema não possuía uma forma ideal de fixação da amostra; o ambiente de medição possui ruído de fundo que prejudica as medições; a forma de excitação (aleatória) pode não ser a ideal.

Para a câmara vazia foram encontrados os valores da TL considerando excitação aleatória (numa grande faixa de frequências) e a mesma excitação foi utilizada para o sistema com material absorvente. A Fig. (9.8) mostra os resultados experimentais para a câmara vazia e com material absorvente.

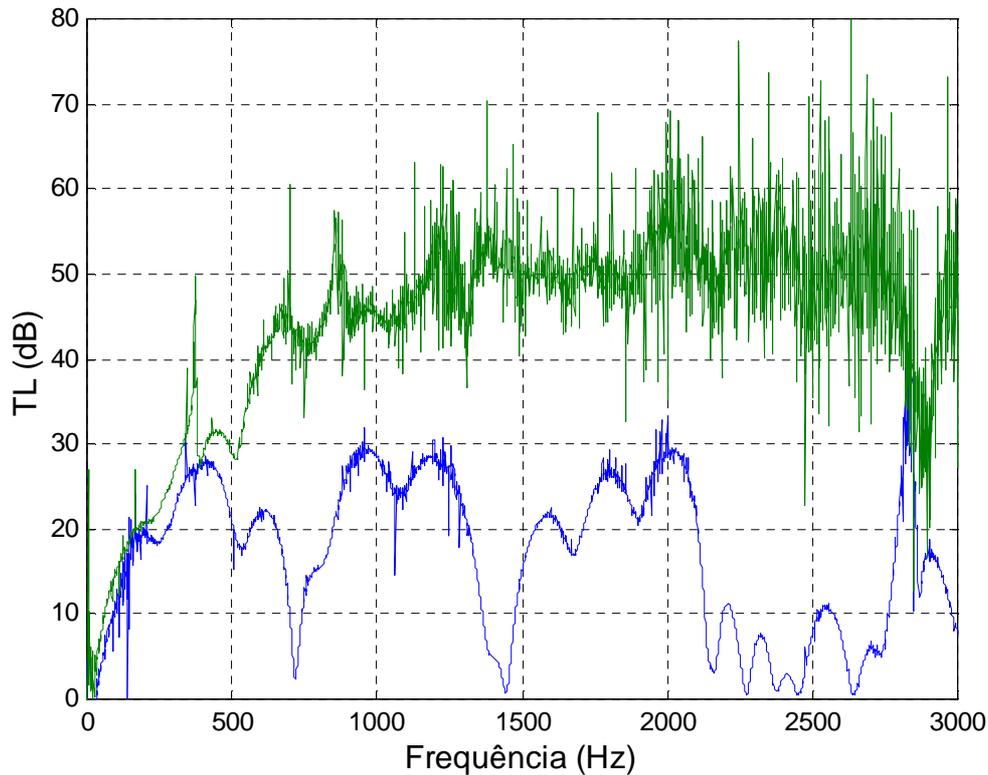


Figura 9.8 – Perda de transmissão sonora

Nota-se que com o material absorvente existe uma grande elevação dos valores da perda de transmissão sonora principalmente acima de 500 Hz.

Como não foi possível a caracterização do material absorvente, procurou-se utilizar expressões da literatura para materiais semelhantes. Desta forma, consideraram-se as expressões (6.15) e (6.16) descritas por Selamet, Xu e Lee (2004). Nas análises foram considerados diferentes valores da resistividade de fluxo R . A Fig. (9.9) mostra as curvas obtidas experimentalmente (exp) e as curvas variando-se a resistividade de 15 a 75 Pa s/m². Nota-se que um ajuste razoável é obtido considerando valores de resistividade entre 20 e 25 Pa s/m². Nas análises foram considerados seis modos de vibrar.

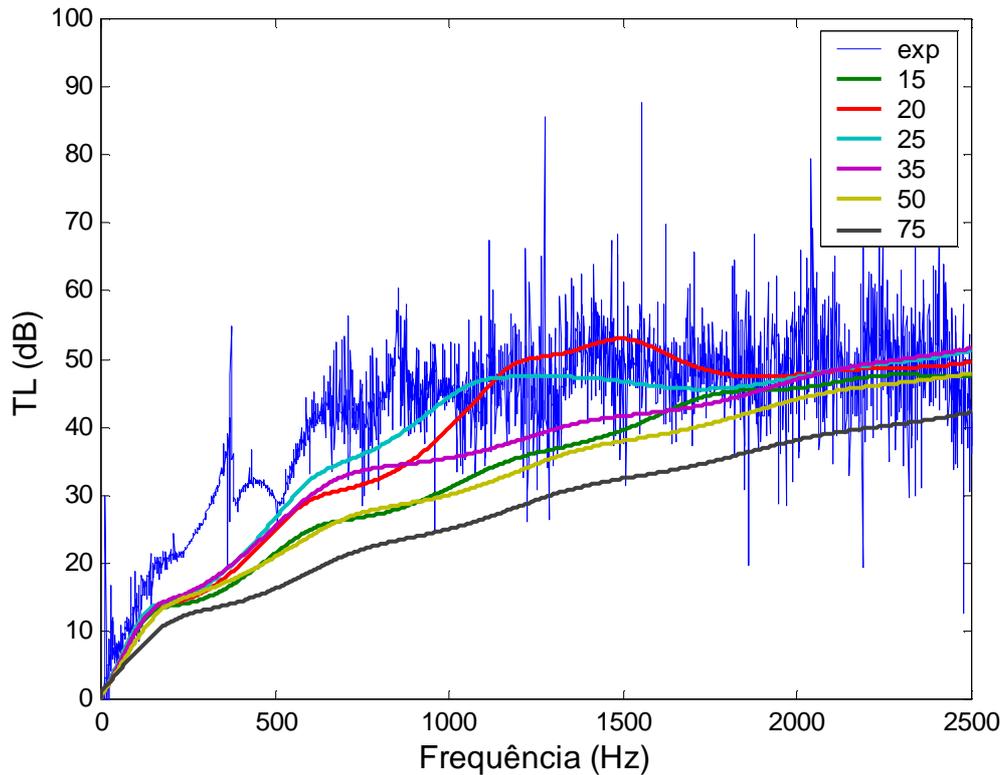


Figura 9.9 – Perda de transmissão sonora

9.4 Conclusões

Não foi possível uma boa caracterização das propriedades do material absorvente utilizado na análise. Apesar da técnica de medição ser conhecida é necessário a fabricação de um tubo de impedância que permita a fixação da amostra e posicionamento correto dos microfones. Além disso, possivelmente é preciso fazer uma varredura em frequência utilizando sinais harmônicos com frequências únicas (step sine) e melhorar as condições de ruído ambiente.

Apesar destes inconvenientes foi possível ajustar a curva de perda de transmissão sonora de um sistema com material absorvente considerando expressões analíticas utilizadas na literatura e variando-se os parâmetros das mesmas. Os resultados numéricos ficaram próximos dos valores experimentais.

CAPÍTULO 10

CONCLUSÕES

A análise de silenciadores sem e com o preenchimento de material absorvente foi realizado neste estudo. Simulações numéricas e experimentais foram conduzidas para entendimento do comportamento acústico dos modelos considerados.

Para análise de silenciadores automotivos, a caracterização do material de absorção sonora empregado deve ser realizada e as suas propriedades definidas. Comparação com modelos numéricos de trabalhos anteriores foi adotada como forma de validação da programação para obtenção dos resultados. Procedimentos experimentais para determinação das propriedades do material absorvente e levantamento da perda de transmissão dos silenciadores foram efetuados em laboratório e posteriormente comparados com resultados numéricos e de bibliografia.

Informações gerais da legislação em vigor, caracterizando a importância de desenvolvimento desta tecnologia, foram apresentadas. Assim, pode-se ter uma visão da necessidade de estudos na área e busca por novas soluções.

Demonstram-se técnicas de otimização de forma aplicadas a silenciadores automotivos. Com isso, evidencia-se a importância do estudo no sentido de obtenção de melhores resultados embasados em princípios técnicos e numéricos, em substituição ao conceito de tentativas e erros muitas vezes aplicados na prática, o que acarreta na elevação do custo para desenvolvimento de produtos.

Na análise do desempenho acústico de abafadores sem a presença de material absorvente, vários modelos apresentados na literatura foram comparados com o desenvolvimento numérico através de matriz de transferência. Através deste comparativo, bons resultados foram obtidos.

Para validação de modelos com preenchimento de material na câmara do silenciador, duas referências da literatura foram adotadas como comparativo. Ambas baseavam-se na presença e ausência do tubo central perfurado. Resultados convergentes foram obtidos na simulação numérica e posterior comparação.

Ainda no estudo de silenciadores dissipativos, analisa-se a influência dos parâmetros geométricos (espessura de parede, diâmetros de tubos e porosidade). Conclui-se que estes possuem grande influência na curva de impedância acústica. O mesmo ocorre com os parâmetros acústicos, a resistividade de fluxo e fator de correção, que são influenciados com a variação das condições geométricas. Estes últimos parâmetros são alterados pela densidade do material de preenchimento, que pode ter textura boa ou normal.

No estudo do material absorvente, não foi possível realizar uma boa caracterização experimental das propriedades da lã de vidro (material utilizado no preenchimento da câmara). Embora utilizando-se o Método das Duas Fontes, o tubo de impedância utilizado mostrou-se ineficiente para o emprego da técnica. Além disso, a forma de fixação da amostra no interior do tubo não foi ideal. O ruído de fundo do ambiente pode ter prejudicado a medição final. Desta forma, para consideração das propriedades nas análises de perda de transmissão, utilizaram-se expressões de materiais similares descritos na bibliografia, e resultados razoáveis foram obtidos, considerando-se os inconvenientes já apresentados.

Na determinação da perda de transmissão sonora para o modelo do silenciador proposto, atingiu-se o objetivo de comparação entre câmaras sem e com preenchimento de material de absorção. Na curva comparativa apresentada, nota-se claramente o ganho de atenuação principalmente a partir de 500 Hz. No modelo preenchido, constata-se a eliminação dos pontos em que a curva decai, demonstrando a eficiência de absorção sonora do material.

O resultado experimental encontrado converge para os resultados numéricos simulados, principalmente para valores de resistividade de fluxo entre 20 e 25 Pa s/m². Como a determinação experimental das propriedades não foi eficiente, vários valores da resistividade foram considerados, demonstrando que essa propriedade influencia diretamente na curva de perda de transmissão. Com isso, se constata que a lã de vidro utilizada no experimento prático possui resistividade próxima dos valores citados.

Com o estudo, constata-se que, realizando uma varredura em frequência utilizando sinais harmônicos com frequências únicas (step sine) ao invés de excitação aleatória numa larga faixa de frequência, podem-se obter medições com melhores resultados.

10.1 Projetos Futuros

Como trabalhos futuros podem-se citar algumas sugestões:

- Silenciadores com outros tipos de materiais de absorção;
- Silenciadores com preenchimento de material de absorção com diferentes configurações: tubos estendidos, mais de uma câmara de atenuação;
- Análise de silenciadores incluindo o escoamento de gases.

CAPÍTULO 11

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abom, M., Bodén, H., 1988, **Error Analysis of Two-microphone Measurements in Ducts with Flow**, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 83, n.º 6, p. 2429-2438.
- Barbieri, R., Barbieri, N., 2006, **Finite element acoustic simulation based shape optimization of a muffler**. Applied Acoustics, 67, p. 346-357.
- Barbieri, R., Barbieri, N., Lima, K. F., 2004. **Application of the Galerkin-FEM and the improved four-pole parameters method to predict acoustic performance of expansion chambers**. Journal of Sound and Vibration, vol. 276, p. 1101-1107.
- Barbieri, R., Barbieri, N., Richard, G. A. P., Souza, G. O., Cordeiro, E. F., 2006, **Shape optimization of a muffler**. Proceedings of the XXVII Iberian Latin American Congress on Computational Methods in Engineering, 12 p. Belém-Brazil.
- Bazaraa, M. S., Sherali, H. D., Shetti, C. M., 1993. **Nonlinear Programming**. New York: Wiley.
- Bilawchuk, S., Fyfe, K. R., 2003. **Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems**. Applied Acoustics, vol. 64, p. 903-916.
- Bodén, H., Abom, M., 1986, **Influence of errors on the two-microphone method for measuring acoustic properties in ducts**, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 79, n.º 2, p. 541-549.
- Chang, Y-C., Yeh, L-J., Chiu, M-C., Lai, G-J., 2004. **Computer aided design on single expansion muffler with extended tube under space constraints**. Tamkang Journal of Science and Engineering , vol. 7, n. 3, p. 171-181.
- Cheng, C. Y. R., Seybert, A. F., Wu, T. W., 1991, **A Multidomain Boundary Element Solution for Silencer and Muffler Performance Prediction**. Journal of Sound and Vibration, vol.151, n. 1, p.119-129.

- Chiu, M-C., Chang, Y-C., 2008 (in press), **Numerical studies on venting system with multi-chamber perforated mufflers by GA optimization**. Applied Acoustics.
- Chu, W. T., 1986, **Transfer Function technique for Impedance and Absorption Measurements in an Impedance Tube Using a Single Microphone**, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 80, n.º 2, p. 555-560.
- Chung, J. Y. and Blaser, D. A., 1980, **Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. II-Experiment**, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 68, n.º3, p. 914-921.
- Chung, J. Y., Blaser, D. A., 1980, **Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. I-Theory**, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 68, n.º3, p. 907-913.
- Cofer, C.G., Bielert, F., Kullman, T., 1999, **Durability, acoustic performance and process efficiencies of absorbent fibers for muffler filling**, Proceedings of the 1999 SAE Noise and Vibration Conference SAE P-342, p. 43–49.
- CONAMA (Conselho Nacional do Meio Ambiente), 2000, resolução N° 272 DE 14 DE SETEMBRO DE 2000.
- Conzatti, A. F., 2002, **Estudo numérico e experimental de filtros acústicos**. Dissertação de mestrado. Pontifícia Universidade Católica do Paraná, 119 p.
- Craggs, A., 1976, **A finite element method for damped acoustic systems: An application to evaluate the performance of reactive mufflers**, Journal of Sound and Vibration, vol. 48, n.º 3, p. 377-392.
- Craggs, A., 1977, **A finite element method for modeling dissipative mufflers with a locally reactive lining**,. Journal of Sound and Vibration 54, p. 285-296.
- Craggs, A., 1986, **A finite element method for acoustically lined small rooms**, Journal of Sound and Vibration, vol. 108, n.º 2, pp. 327-337.
- Cummings, A., Chang, I.J., 1988, **Sound attenuation of a finite length dissipative flow duct silencer with internal mean flow in the absorbent**, Journal of Sound and Vibration, vol. 127, p. 1–17.
- Delany, M. E., Bazley, E. N., 1970, **Acoustical properties of fibrous absorbent materials**, Applied Acoustics, vol. 3, p.105-116.

- Dickey, N. S., Selamet, A., Ciray, M. S., 2001, **.An experimental study of the impedance of perforated plates with grazing flow,**. Journal of the Acoustical Society of América, vol. (110), p. 2360-2370.
- Elnady, T., 2004, **Modelling and Characterization of Perforates in Lined Ducts and Mufflers.** Tese de doutorado. The Royal Institute of Technology, Estocolmo, 40 p.
- Fukuda, M., 1963, **A study on the exhaust muffler of internal combustion engines,** Bulletin of JSME, vol. 6, n.º22, p. 255-269.
- Fukuda, M., 1969, **A study on characteristics of cavity-type mufflers,** Bulletin of JSME, vol. 12, n.º50, p. 333-349.
- Fukuda, M., Okuda, J., 1970, **A study on characteristics of cavity-type mufflers,** Bulletin of JSME, vol. 13, n.º55, p. 96-104.
- Gerges, S. N. Y., 2000, **Ruído – Fundamentos e controle.** NR Editora. 696 p.
- Gerges, S. N. Y., Jordan, R., Thieme, F. A., Bento Coelho, J. L., Arenas, J. P., 2005. **Muffler modeling by transfer matrix method and experimental verification.** J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng. , vol. 27, n.2, p. 132-140.
- Igarashi, J., Arai, M., 1960, **Fundamentals of acoustic silencers (III),** Aeronautical Research Institute, University of Tokyo, Report n.º 351, p. 17-31.
- Igarashi, J., Toyama, M., 1958, **Fundamentals of acoustic silencers (I),** Aeronautical Research Institute, University of Tokyo, Report, p. 223-241.
- Ihlenburg, F., Babuska, I., Sauter, S., 1997. **Reliability of Finite Element Methods for the Numerical Computation of Waves.** Advances in Engineering Software, vol. 28, p. 417-424.
- Ingard, U., Bolt, R. H., 1951, **.Absorption characteristics of acoustic material with perforated facings,** *Journal of the Acoustical Society of America* 23, p. 533-540.
- Ji, Z. L., Ma, Q., and Zhang, Z. H., 1994, **Application of the boundary element method to predicting acoustic performance of expansion chamber mufflers with mean flow,** Journal of Sound and Vibration 173, p. 57-71.
- Ji, Z. L., Mohanty, A. R. and Seybert, A. F., 1992, **Numerical modeling of reactive perforated mufflers,** Proceedings of the Second International Congress on Recent Developments in Air and Structure Borne Sound Vibration, p. 957-964.

- Kim, J., Soedel, W., 1989, **Analysis of gas pulsation in multiply connected three dimensional acoustic cavity with special attention to nature mode or wave cancellation effects**, Journal of Sound and Vibration, vol. 131, p. 103-114.
- Kim, J., Soedel, W., 1989, **General formulation of pole parameters for three dimensional cavities utilizing modal expansion with special attention to annular cylinder**, Journal of Sound and Vibration, vol. 129, p. 237- 254.
- Kim, J., Soedel, W., 1990, **Development of general procedure to formulate four pole parameters by modal expansion and its application to three dimensional cavities**, ASME Transaction, Journal of Vibration and Acoustic , vol. 112, p. 452- 459.
- Kimura, M. R. M., 1995, **Medição e simulação acústica de silenciadores veiculares**, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 110 p.
- Kirby, R., 2002, **Simplified techniques for predicting the transmission loss of a circular dissipative silencer**, Journal of Sound and Vibration, vol. 243(3), p. 403–426.
- Lee, I., 2005, **Acoustic characteristics of perforated dissipative and hybrid silencers**. Tese de doutorado. The Ohio State University, 195p.
- Lima, K. F., 2001, **Análise numérica e experimental de silenciadores veiculares**. Dissertação de mestrado. Pontifícia Universidade Católica do Paraná. 131 p.
- Luenberger, D. G., 1989. **Linear and Nonlinear Programming**. Reading: Addison-Wesley.
- Lung, T. Y., Doige, A. G., 1983, **A time-averaging transient testing method for acoustic properties of piping systems and mufflers with flow**. J. Acoust. Soc. Am. 73, p. 867-876.
- Maletta, C., Pagnotta, L., 2004. **On the determination of mechanical properties of composite laminates using genetic algorithms**. International Journal of Mechanics and Materials in Design, vol. 1, p. 199 –211.
- Mehdizadeh, O.Z., Paraschivoiu, M., 2005, **A three-dimensional finite element approach for predicting the transmission loss in mufflers and silencers with no mean flow**, Applied Acoustics 66, p. 902–918
- Munjal, M. L., 1987, **Acoustics of ducts and mufflers**, Ed. John Wiley, 1^o. ed. New York, USA, 328 p.

- Munjal, M. L., 1987. **Acoustics of Ducts and Mufflers With Applications to Exhaust and Ventilation System**. New York:Interscience.
- Munjal, M. L., Doige, A. G., 1990, **Theory of a two-source-location method for direct experimental evaluation of the four-pole parameters of an aeroacoustic element**. *J. Sound Vib.* 141, p. 323-333.
- Panigrahi, S. N., Munjal, M. L., 2005. **Comparison of various methods for analyzing lined circular ducts**. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 285(4/5), p. 905-923.
- Papadarakakis, M., Tsompanakis, Y., Hinton, E., Sienz, J., 1996. **Advanced solution methods in topology optimization and shape sensitivity analysis**. *Engineering Computations*, vol. 13, n. 5, p. 57-90.
- Peat, K. S., Rathi, K. L., 1995, **A finite element analysis of the convected acoustic wave motion in dissipative silencers**, *Journal of Sound and vibration*, vol. 184, n.º 3, p. 529-545.
- Pereira, A. R. S., 2003, **Determinação da perda de transmissão sonora em silenciadores automotivos por matrizes de transferência**, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, 108p.
- Scott, R. A., 1946, **The propagation of sound between walls of porous material**, *Proceedings of the Physics Society London*, vol.58, p. 358-368, 1946
- Selamet, A., Ji, Z. L., 1999. **Acoustic Attenuation Performance of Circular Expansion Chambers with Extended Inlet/Outlet**. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 223, n. 2, p. 197-212.
- Selamet, A., Ji, Z. L., 2000, **Circular asymmetric Helmholtz resonators**, *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 107, p. 2360-2369
- Selamet, A., Lee, I.-J., Huff, N. T., 2003, **Acoustic attenuation of hybrid silencers**. *Journal of Sound and Vibration* 262, 509-527.
- Selamet, A., Lee, I.-J., Ji, Z. L., Huff, N. T., 2001. **Acoustic attenuation performance of perforated concentric absorbing silencers**, *SAE Noise and Vibration Conference and Exposition*, April 30-May 3, Traverse City, MI, SAE Paper 2001-01-1435.
- Selamet, A., Radavich, P. M., 1997. **The effect of length on the acoustic attenuation performance of concentric expansion chambers: an analytical, computational, and experimental investigation**. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 201, n. 4, p. 407-426.

- Selamet, A., Xu, M. B., Lee, I.-J., Huff, N. T., 2004, **Analytical approach for sound attenuation in perforated dissipative silencers**, J. Acoust. Soc. Am., vol. 115(5), p. 2091-2099.
- Seybert, A. F., Cheng, C. Y. R., 1987, **Application of the Boundary Element Method to acoustic cavity response and muffler analysis**, J. of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, vol. 109, p. 15
- Seybert, A. F., Mohanty, A. R. and Miller, B. D., 1995, **Numerical prediction of muffler performance**, Proceedings of Euro Noise 95, vol.3, p. 815-820.
- Seybert, A. F., Ross, D. F., 1977, **Experimental determination of acoustic properties using a two-microphone random-excitation technique**, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 61, n.º 5, p. 1362-1370.
- Singh, R., Katra, T., 1978, **On the Digital Generation of an Acoustic Excitation Impulse**, J. Sound Vib., 58, p. 459-462.
- Song, B. H., Bolton, J. S., 2000, **A transfer-matrix approach for estimating the characteristic impedance and wave numbers of limp and rigid porous materials**, Journal of the Acoustical Society of America 107, p.1131-1152.
- Sullivan, J. W., Crocker, M. J., 1978, **Analysis of concentric-tube resonators having unpartitioned cavities**. J. Acoust. Soc. Am., vol. 64(1), p. 207-215.
- Tao, Z., Herrin, D. W., Seybert, A. F., 2003, **Measuring bulk properties of sound absorbing materials using the two-source method**,. SAE Noise and Vibration Conference and Exposition, May 5-8, Traverse City, MI-USA.
- Thieme, F. A., 2000, **Atenuação de Ruído de Silenciadores Automotivos: Análise Numérica pelo Método das Matrizes de Transferência e Verificação Experimental**, Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, 151p.
- Wang, C.-N., Tse, C.-C., Chen, Y.-N., 1993, **Analysis of three dimensional muffler with boundary element method**, Applied Acoustics 40, p. 91-106.
- Wu, T. W., Cheng, C. Y. R., Zhang, P., 2002, **A direct mixed-body boundary element method for packed silencers**, Journal of the Acoustical Society of America 111, p. 2566-2572.
- Wu, T. W., Zhang, P., and Cheng, C. Y. R., 1998, **Boundary element analysis of mufflers with an improved method for deriving the four-pole parameters**, Journal of Sound and Vibration 217, p. 767-779.

- Xu, M. B., Selamat, A., Lee, I.-J., and Huff, N. T., 2004, **.Sound attenuation in dissipative expansion chambers**, Journal of Sound and Vibration 272, 1125-1133.
- Yeh, L-J., Chang, Y-C,, Chiu, M-C., Lai, G-J., 2004. **Optimization on multi-segments muffler under space constraints**. Applied Acoustics, vol. 65, p. 521 –543.
- Young, C. I. J., Croker, M. J., 1975, **Prediction of transmission loss in mufflers by the finite element method**, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 57, n.º 1, p. 144-148.
- Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., 2000. **Finite Element Method: Vol.1 The Basis**. Butterworth-Heinemann.
- Zoutendijk, G., 1960. **Methods of Feasible Directions**. Amsterdam: Elsevier.