

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

**MEDIÇÃO E SIMULAÇÃO ACÚSTICA
DE SILENCIADORES VEICULARES**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA
CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

ENG.º MÁRCIO ROGÉRIO MAEBARA KIMURA

FLORIANÓPOLIS, DEZEMBRO DE 1995

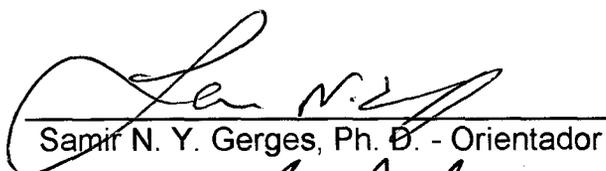
MEDIÇÃO E SIMULAÇÃO ACÚSTICA
DE SILENCIADORES VEICULARES

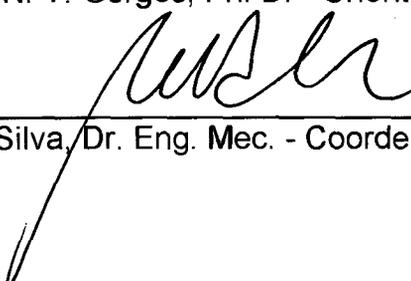
Márcio Rogério Maebara Kimura

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

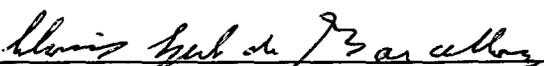
MESTRE EM ENGENHARIA

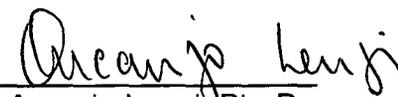
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO VIBRAÇÕES E
RUÍDO, E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA

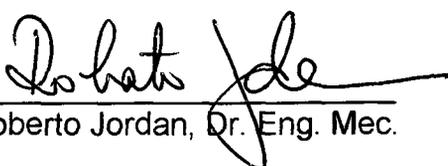

Samir N. Y. Gerges, Ph. D. - Orientador


Antônio F. C. da Silva, Dr. Eng. Mec. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA


Clóvis S. de Barcellos, Ph. D. - Presidente


Arcanjo Lenzi, Ph. D.


Roberto Jordan, Dr. Eng. Mec.

AGRADECIMENTOS

- Aos meus PAIS que me deram todas as condições para que eu pudesse concluir os meus estudos;
- Ao meu orientador, Samir N. Y. Gerges, pela amizade, orientação e sugestões;
- À CAPES pela bolsa de estudo;
- À Metalúrgica João Wiest pelo apoio técnico e fornecimento do silenciador;
- À Tigre pelo fornecimento dos tubos de PVC;
- Aos funcionários, companheiros e bolsistas do laboratório que direta ou indiretamente contribuíram para a conclusão deste trabalho;
- À Floripa e suas praias lindas pela inspiração;
- À DEUS por me dar força e inspiração para concluir mais esta etapa da minha vida.

SUMÁRIO

LISTA DE SÍMBOLOS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

RESUMO

ABSTRACT

1 INTRODUÇÃO.....	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
2.1 Introdução.....	4
2.2 Técnicas Experimentais.....	4
2.3 Teoria das Matrizes de Transferência.....	6
2.4 Método dos Elementos Finitos.....	8
2.5 Método dos Elementos de Contorno.....	10
3 TEORIA DOS SILENCIADORES.....	12
3.1 Introdução.....	12
3.2 Classificação dos Silenciadores.....	12
3.3 Critério de Performance Acústica dos Silenciadores.....	14
3.4 Elementos Básicos de Silenciadores Reativos.....	18
3.4.1 Elementos de Duto com Seção Uniforme.....	19
3.4.2 Elementos com Dutos Estendidos.....	20
3.4.3 Elementos de Expansão e Contração Abrupta.....	23
3.4.4 Elementos com Dutos Perfurados.....	24
3.5 Impedância Acústica de Transferência.....	32
4 TÉCNICA DE MEDIÇÃO.....	34
4.1 Introdução.....	34
4.2 Medição do Coeficiente de Reflexão Complexo.....	34
4.3 Medição da Perda de Transmissão.....	37
4.4 Obtenção da Função de Transferência Utilizando Um Único Microfone.....	38
4.5 Erros.....	39
4.6 Aparelhos Utilizados.....	41

4.7 Procedimento Experimental.....	42
4.8 Resultados.....	43
5 MÉTODOS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	47
5.1 Introdução.....	47
5.2 Softwares Utilizados.....	47
5.3 Cálculo da Perda de Transmissão.....	49
5.4 Simulação Numérica.....	52
5.5 Comentários.....	53
6 ANÁLISE DE OUTRAS CONFIGURAÇÕES DE SILENCIADORES.....	65
6.1 Introdução.....	65
6.2 Montagem do Experimento.....	65
6.3 Câmara de Expansão Dupla.....	66
6.4 Câmara com Duto Estendido.....	68
6.5 Silenciadores com Elementos Perfurados.....	70
6.5.1 Ressonadores Concêntricos.....	70
6.5.2 Silenciadores do Tipo “Plug”.....	73
6.6 Silenciador Real.....	75
7 CONCLUSÕES.....	108
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	111
APÊNDICE 1 - ARQUIVOS DE COMANDO PARA A SIMULAÇÃO DA CÂMARA DE EXPANSÃO SIMPLES NO SYSNOISE.....	115
APÊNDICE 2 - MEDIÇÃO DA RESISTIVIDADE AO FLUXO.....	120
APÊNDICE 3 - ARQUIVO DE COMANDO PARA A SIMULAÇÃO DO SILENCIADOR REAL NO SYSNOISE.....	122
APÊNDICE 4 - PLANTA DO SILENCIADOR REAL.....	125

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Parâmetro da matriz de transferência	
A'	Parâmetro da matriz de transferência para um duto simples	
B	Parâmetro da matriz de transferência	
B'	Parâmetro da matriz de transferência para um duto simples	
C	Parâmetro da matriz de transferência	
C'	Parâmetro da matriz de transferência para um duto simples	
c	velocidade do som no fluido	[m/s]
D	Parâmetro da matriz de transferência	
D	diâmetro da câmara de expansão	[m]
D'	Parâmetro da matriz de transferência para um duto simples	
d	diâmetro do duto	[m]
d_f	distância entre os furos	[m]
d_h	diâmetro dos furos	[m]
D_{11}	densidade espectral de potência antes do silenciador	
D_{22}	densidade espectral de potência após o silenciador	
D_{12}	densidade espectral cruzada entre P_1 e P_2	
f	freqüência	[Hz]
f_a	freqüência de amostragem	[Hz]
f_m	freqüência máxima de análise	[Hz]
f_r	freqüência de ressonância da cavidade com duto estendido	[Hz]
f_c	freqüência de corte anti-simétrica de um duto de seção circular	[Hz]
f_{ca}	freqüência de corte circunferencial axissimétrica de um duto de seção circular	[Hz]
$H_{12}(f)$	função de transferência entre os microfones nas posições 1 e 2	
$H_{34}(f)$	função de transferência entre os microfones nas posições 3 e 4	
$H_{1F}(f)$	função de transferência entre o sinal do microfone na posição 1 e o sinal da fonte sonora	
$H_{F2}(f)$	função de transferência entre o sinal da fonte sonora e o microfone na posição 2	

i	$\sqrt{-1}$	
IL	perda de inserção	[dB]
K	coeficiente de perda	
k	número de onda	[1/m]
l	comprimento	[m]
L_A	NPS medido com o silenciador	[dB]
L_B	NPS medido sem o silenciador	[dB]
M	velocidade de Mach	
NR	redução de ruído	[dB]
NPS	nível de pressão sonora	[dB]
$p(t)$	pressão acústica	[N/m ²]
P_i	pressão sonora incidente	[N/m ²]
P_r	pressão sonora refletida	[N/m ²]
P_t	pressão sonora transmitida	[N/m ²]
$R(f)$	coeficiente de reflexão complexo	
$R_0(f)$	resistividade ao fluxo	[rayls/m]
s	distância entre os microfones	[m]
S	área da seção transversal; área da superfície	[m ²]
t	espessura da parede do duto	[m]
t	tempo	[s]
TL	perda de transmissão	[dB]
u	velocidade acústica de partícula	[m/s]
v	velocidade acústica de massa	[kg/s]
W_i	potência sonora incidente	[W]
W_t	potência sonora transmitida	[W]
Y	impedância característica de ondas acústicas em dutos	
Z	impedância característica do meio	
Z_e	impedância da fonte sonora	
Z_r	impedância de radiação do duto	
γ	relação de calor específico	
ρ	densidade do fluido	[kg/m ³]

σ	porosidade do duto perfurado	
μ	viscosidade cinemática do fluido	[kg/m.s]
ω	freqüência radiai	[rad/s]
ζ	impedância acústica de transferência	
Ω	porosidade do material de absorção	

LISTA DE FIGURAS

3.1	Tipos de silenciadores.....	13
3.2	(a) Sistema de exaustão típico	
	(b) Analogia eletro-acústica.....	14
3.3	Perda de inserção.....	15
3.4	Perda de transmissão.....	16
3.5	Redução de ruído.....	17
3.6	Decomposição de um silenciador em seus elementos básicos.....	18
3.7	Campo de pressão acústica em um duto de seção uniforme com escoamento.....	19
3.8	Elementos com dutos estendidos.....	21
3.9	Elementos de expansão e contração abrupta.....	23
3.10	Elementos com dutos perfurados.....	26
4.1	Configuração básica para medição pelo método dos dois microfones.....	35
4.2	Configuração para a medição da perda de transmissão.....	38
4.3	Esquema da montagem do experimento.....	44
4.4	Foto da montagem do experimento.....	44
4.5	Componentes da câmara de expansão simples.....	45
4.6	Esquema do suporte do microfone.....	45
4.7	Curva da perda de transmissão da câmara de expansão simples.....	46
5.1	Interface entre os softwares SYSNOISE e ANSYS.....	49
5.2	Condições de contorno aplicadas ao modelo.....	50
5.3	Condições de contorno aplicadas ao modelo.....	51
5.4	Malha utilizada na análise da câmara de expansão simples pelo FEM.....	55
5.5	Malha utilizada na análise da câmara de expansão simples pelo BEM.....	56
5.6	Malhas utilizadas na análise da câmara de expansão simples pelo pelo FEM axissimétrico (direita) e BEM axissimétrico (esquerda).....	57
5.7	FEM (modelo axissimétrico) - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão simples.....	58
5.8	FEM (modelo tridimensional) - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão simples.....	59
5.9	BEM Direto (modelo axissimétrico) - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão simples.....	60

5.10	BEM Direto (modelo tridimensional) - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão simples.....	61
5.11	BEM Indireto (modelo tridimensional) - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão simples.....	62
5.12	Predição pelo SYSNOISE (FEM) da distribuição do NPS interno da câmara de expansão simples para a frequência de 2720 Hz.....	63
5.13	Predição pelo SYSNOISE (BEM Indireto) da distribuição do NPS interno da câmara de expansão simples para a frequência de 2350 Hz.....	64
6.1	Foto da montagem do experimento - visão geral.....	78
6.2	Foto da montagem do experimento - visão do silenciador em medição.....	78
6.3	Dimensões da câmara de expansão dupla.....	79
6.4	Curva da perda de transmissão da câmara de expansão dupla.....	79
6.5	Predição da distribuição do NPS interno da câmara de expansão dupla para a frequência de 2460 Hz.....	80
6.6	Predição da distribuição do NPS interno da câmara de expansão dupla para a frequência de 3000 Hz.....	81
6.7	Comparação entre a perda de transmissão da câmara de expansão dupla utilizando-se duas discretizações diferentes.....	82
6.8	Dimensões da câmara de expansão com duto estendido na entrada.....	83
6.9	Curva da perda de transmissão da câmara de expansão com duto estendido na entrada.....	83
6.10	Dimensões da câmara de expansão com duto estendido na saída.....	84
6.11	Curva de perda de transmissão da câmara de expansão com duto estendido na saída.....	84
6.12	Dimensões da câmara de expansão com duto estendido na entrada e saída.....	85
6.13	Curva de perda de transmissão da câmara de expansão com duto estendido na entrada e saída.....	85
6.14	Malha utilizada na análise da câmara de expansão com duto estendido na entrada. Esquerda : malha inteira; Direita : detalhe do duto estendido.....	86
6.15	Predição da distribuição do NPS interno da câmara com duto estendido na entrada para a frequência de 930 Hz.....	87
6.16	Predição da distribuição do NPS interno da câmara com duto estendido na entrada e saída para a frequência de 650 Hz.....	88
6.17	Componentes utilizados na montagem do ressonador concêntrico.....	89
6.18	Malha utilizada na análise do ressonador concêntrico - Protótipo 1.....	90

6.19	Dimensões do ressonador concêntrico - Protótipo 1.....	91
6.20	Curva da perda de transmissão do ressonador concêntrico (protótipo 1).....	91
6.21	Dimensões do ressonador concêntrico - Protótipo 2.....	92
6.22	Curva da perda de transmissão do ressonador concêntrico (protótipo 2).....	92
6.23	Dimensões do ressonador concêntrico - Protótipo 3.....	93
6.24	Curva da perda de transmissão do ressonador concêntrico (protótipo 3).....	93
6.25	Dimensões do ressonador concêntrico - Protótipo 4.....	94
6.26	Curva da perda de transmissão do ressonador concêntrico (protótipo 4).....	94
6.27	Comparação das curvas da perda de transmissão (Câmara de expansão simples x Ressonador concêntrico).....	95
6.28	Predição da distribuição do NPS interno do ressonador concêntrico (protótipo 2) para a frequência de 2550 Hz.....	96
6.29	Divisão em elementos básicos do silenciador do tipo "plug" para o cálculo da perda de transmissão pelo método da matriz de transferência.....	97
6.30	Componentes utilizados na montagem do silenciador do tipo "plug".....	97
6.31	Malha utilizada na análise do silenciador do tipo "plug" - Protótipo 1.....	98
6.32	Dimensões do silenciador tipo "plug" - Protótipo 1.....	99
6.33	Curva da perda da transmissão do silenciador tipo "plug" (protótipo 1).....	99
6.34	Dimensões do silenciador do tipo "plug" - Protótipo 2.....	100
6.35	Curva da perda da transmissão do silenciador tipo "plug" (protótipo 2).....	100
6.36	Dimensões do silenciador do tipo "plug" - Protótipo 3.....	101
6.37	Curva da perda da transmissão do silenciador tipo "plug" (protótipo 3).....	101
6.38	Dimensões do silenciador do tipo "plug" - protótipo 4.....	102
6.39	Curva da perda da transmissão do silenciador tipo "plug" (protótipo 4).....	102
6.40	Predição da distribuição do NPS interno do silenciador tipo "plug" (protótipo 4) para a frequência de 2840 Hz.....	103
6.41	Configuração do silenciador "real".....	104
6.42	Malha utilizada na análise do silenciador "real".....	105
6.43	Curva da perda de transmissão do silenciador "real".....	106
6.44	Curva da coerência entre os microfones colocados nas posições 3 e 4 na medição da perda de transmissão do silenciador "real".....	106
6.45	Predição da distribuição do NPS interno do silenciador "real" para a frequência de 1390 Hz.....	107

LISTA DE TABELAS

3.1	Valores dos parâmetros dos elementos com dutos estendidos.....	21
5.1	Comparação entre o tempo de processamento dos métodos de discretização numérica.....	54
6.1	Dados dos modelos utilizados na análise da câmara de expansão dupla com discretizações diferentes.....	67
6.2	Dados dos modelos utilizados na simulação pelo SYSNOISE para câmaras com dutos estendidos.....	69
6.3	Dimensões dos dutos perfurados utilizados nos ressonadores concêntricos.....	71
6.4	Dados dos modelos utilizados na simulação pelo SYSNOISE dos ressonadores concêntricos.....	71
6.5	Dimensões dos dutos perfurados utilizados nos silenciadores do tipo "plug".....	74
6.6	Dados dos modelos utilizados na simulação pelo SYSNOISE dos silenciadores tipo "plug".....	74
6.7	Dados do modelo utilizado na simulação do silenciador "real" pelo SYSNOISE.....	77

RESUMO

Hoje em dia, a eficiência e rapidez no desenvolvimento de novos produtos é fundamental para as indústrias. A chegada de computadores mais rápidos e de técnicas computacionais mais eficientes, como o FEM e BEM, possibilitou que vários fatores, como o projeto da parte acústica do produto, pudessem ser considerados ainda na fase inicial de projeto.

Para a atenuação do ruído emitido pelo motor, os veículos são equipados com silenciadores. Existem alguns modelos teóricos utilizados no cálculo da performance de silenciadores, porém, os mesmos são limitados a faixa de frequência de onda plana. Utilizando-se métodos numéricos como o FEM (Método dos Elementos Finitos) ou o BEM (Método dos Elementos de Contorno), as análises podem ser estendidas para faixas de frequências maiores. No entanto, deve haver um entendimento de como estes métodos numéricos funcionam para que resultados insatisfatórios não sejam obtidos devido às simulações incorretas.

Neste trabalho, foi feita a análise acústica de silenciadores utilizando-se um software comercial. Para poder aferir os resultados foi montada uma bancada de testes para a medição experimental da performance de silenciadores, utilizando-se a "Técnica dos Dois Microfones". A análise de diversas configurações de silenciadores, utilizando-se elementos comumente utilizados em silenciadores reais, foi feita e os resultados fornecidos pelo software foram comparados com os resultados experimentais e teóricos para verificar a sua precisão. Para finalizar, foi feito a análise de um silenciador real. É bom lembrar que neste trabalho não foram considerados o efeito do escoamento de gases e a variação de temperatura.

ABSTRACT

Nowadays, efficiency and quickness are fundamental for the industries on the development of new products. The arrival of more powerful computers and more efficient computational techniques, enabled that a lot of factors, like the acoustic design, could be considered at the beginning of the design process.

To attenuate the noise produced by the engine, the vehicles are equipped with mufflers. There are some theoretical models used to calculate the muffler performance, although they are limited to the plane wave frequency range. Using numerical methods, like the FEM (Finite element model) or the BEM (Boundary element model), the analysis could be extended to higher frequencies but, in order to avoid wrong results due to incorrect simulations, user understanding is necessary.

In this dissertation, the acoustical analysis of mufflers using a commercial software was performed. A bench test was mounted, using the "Two Microphone Method" to measure the mufflers' performance. The analysis of a variety of mufflers have been done and the software's predictions were compared with experimental and theoretical results to verify its accuracy. Finally, the analysis of a real muffler was performed. No flow conditions and temperature variation were considered in this dissertation.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Legislações cada vez mais severas quanto ao ruído emitido por Veículos Automotores e, consumidores exigindo veículos cada vez mais silenciosos, estão obrigando as indústrias a darem uma maior importância à qualidade acústica no projeto de seus veículos, que antigamente era relegada a um segundo plano.

O sistema de exaustão de um veículo é responsável por grande parte do ruído emitido pelo mesmo. Para que o ruído emitido seja atenuado, os veículos são equipados com silenciadores, que são colocados junto ao sistema de exaustão do motor. Embora muitos avanços tenham ocorrido no projeto de silenciadores, grande parte dos silenciadores ainda são projetados por métodos empíricos, ou seja, vários protótipos vão sendo construídos e testados, até que o ruído mínimo exigido pelas leis seja alcançado. Geralmente, o silenciador é uma das últimas partes a ser considerado no projeto de um veículo e, portanto, o silenciador deve ser adaptado ao espaço que for destinado para a sua colocação. Isto restringe muito as modificações que podem ser feitas no projeto dos silenciadores para se alcançar os patamares de ruído mínimo exigidos pela lei e, com isso, mais tempo se leva até que uma solução seja achada.

Com o avanço tecnológico e a chegada de computadores cada vez mais potentes, e também, a disponibilidade de uma grande variedade de técnicas computacionais, tornou-se possível a solução de problemas de engenharia mais complexos. Assim, os critérios acústicos do projeto já podem ser considerados ainda na fase inicial do projeto utilizando-se a simulação numérica. Com isso, a otimização da parte acústica dos projetos pode ser obtida num menor espaço de tempo com um menor custo.

Muitas técnicas de cálculo da performance de silenciadores foram desenvolvidas ao longo dos anos, porém, estes modelos teóricos são limitados à faixa de propagação de ondas planas no interior dos silenciadores, ou seja, estes métodos funcionam bem enquanto o comprimento de onda é menor do que a maior dimensão da seção transversal no interior do silenciador. Para frequências maiores, o aparecimento de ondas bidimensionais e tridimensionais faz com que

haja um “vazamento” da energia sonora através do duto de saída. Estes efeitos não são considerados nos modelos teóricos existentes e, portanto, as análises para frequências maiores que a frequência de corte da câmara de expansão não podem ser feitas corretamente. Devido as dimensões dos silenciadores, muitas vezes a faixa de frequência de interesse é muito maior do que a frequência máxima em que estes métodos podem ser utilizados. Uma revisão da teoria dos silenciadores, mostrando suas classificações, as definições mais comuns para a quantificação da performance dos silenciadores, e os métodos matemáticos para a predição teórica da performance de algumas configurações de silenciadores, será feita no Capítulo 3.

Nos últimos tempos, houve o surgimento de inúmeros softwares de simulação numérica nas mais diversas áreas da engenharia, inclusive na área de acústica. Devido ao tempo necessário para o desenvolvimento de um método numérico para a análise acústica, optou-se por utilizar um software comercial para as análises feitas neste trabalho. Com o emprego de métodos numéricos, como o método dos elementos finitos (FEM) e o método dos elementos de contorno (BEM), a análise da performance de silenciadores pode ser estendida para faixa de frequências maiores, sendo que a precisão dos resultados dos mesmos está relacionada a discretização adequada do modelo e a correta simulação das condições de contorno. Ainda, na escolha do método de análise (FEM ou BEM) mais adequado para cada problema em questão, deve-se levar alguns fatores em consideração:

- O tempo total para obtenção dos resultados → pré-processamento (construção do modelo) + processamento (cálculo);
- As possibilidades oferecidas por cada método na simulação de cada caso específico.

No Capítulo 5 serão feitas estas análises utilizando-se os métodos numéricos disponíveis no software, apresentando as suas vantagens e desvantagens.

Somente utilizando o modelo teórico, não se poderia verificar a precisão das predições dos resultados obtidos numericamente para frequências acima das frequência máxima de validade do modelo teórico. Portanto, uma bancada de testes para a medição da performance dos silenciadores será montada, a fim de que resultados experimentais possam ser obtidos. O método que será adotado neste trabalho é conhecido como o “Método dos Dois Microfones” e será abordado no Capítulo 4.

Para verificar a precisão da simulação numérica, diversas configurações de silenciadores serão analisadas, procurando utilizar elementos comumente encontrados em silenciadores reais, como dutos estendidos, dutos perfurados, câmaras de diferentes tamanhos, entre outros. Os resultados obtidos utilizando-se a simulação pelo software serão então comparados com resultados experimentais e teóricos das configurações de silenciadores ensaiadas, para verificar a precisão das predições obtidas.

Devido à flexibilidade dos métodos de discretização numérica, as mais diversas geometrias de silenciadores podem ser simulados. Para mostrar isto, será feita a análise de um silenciador real, cuja geometria é mais complexa e ainda possui algumas partes preenchidas com material de absorção, comparando os resultados da predição numérica com os resultados experimentais.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Introdução

O duto de exaustão é sem dúvida um dos maiores responsáveis pelo ruído emitido pelos veículos automotores. No entanto, somente a partir dos anos 50 foi conseguido algum progresso na modelagem teórica de escapamentos veiculares. Desde então, novas teorias e novos sistemas de medição tem sido propostos, aproveitando-se das inovações tecnológicas que vem surgindo no mercado, na tentativa de desenvolver escapamentos veiculares de melhor qualidade e com maior rapidez.

A chegada de computadores cada vez mais potentes e de novas técnicas numéricas computacionais, tornou possível predizer a performance acústica de escapamentos veiculares com maior rapidez e precisão. O desenvolvimento tecnológico também possibilitou muitos avanços nas análises experimentais, tornando-as mais simples e rápidas.

Neste capítulo será feita uma breve revisão das técnicas disponíveis para a medição experimental e das técnicas numéricas desenvolvidas na avaliação de escapamentos veiculares.

2.2 Técnicas Experimentais

O método clássico de medição de propriedades acústicas em dutos, conhecido como o método do tubo de impedância, embora seja confiável e preciso, é muito lento. Isto é devido ao uso de frequências de excitação discretas, e também à necessidade de se obterem a posição e a magnitude de sucessivos máximos e mínimos através da movimentação de um microfone no interior do duto, que geralmente é feita manualmente.

Em 1977, num trabalho feito por Seybert e Ross [1] uma nova técnica de medição, chamada de técnica dos dois microfones, para a determinação de propriedades acústicas em dutos,

incluindo o efeito do escoamento de gases foi apresentada. Esta técnica consiste em usar uma fonte sonora gerando ruído branco de banda larga para produzir o campo sonoro no interior do duto, - cuja terminação consiste do sistema em investigação - medindo-se, então, a densidade espectral de potência (DEP) e a densidade espectral cruzada (DEC) dos microfones montados junto à parede do duto. Os valores da DEP e da DEC são então substituídos num conjunto de equações para se obterem as funções espectrais necessárias ao cálculo das propriedades acústicas desejadas. Resultados experimentais para um escapamento veicular típico - que consistia de uma câmara de expansão simples cuja entrada e saída estavam interligadas por um duto perfurado - sem escoamento de gases foram apresentados, tendo boa concordância com os resultados obtidos pelas medições do método do tubo de impedância.

Num trabalho posterior desenvolvido por Chung e Blaser [2,3], foi deduzida uma expressão fechada para a determinação do coeficiente de reflexão complexo usando-se a função de transferência entre dois microfones colocados junto à parede do duto, na decomposição de um sinal aleatório em suas componentes incidente e refletida. A partir desta expressão, pode-se, então, obter as propriedades acústicas desejadas, tais como o coeficiente de absorção de materiais e a perda de transmissão de escapamentos veiculares. Por ser mais fácil de implementar que o método descrito anteriormente, este método vem tendo maior popularidade entre pesquisadores.

Em 1986, num trabalho apresentado por Chu [4], no qual um sinal pseudo-randômico periódico fora utilizado como fonte de excitação e, aproveitando-se do fato do mesmo ser estacionário, foi proposto o uso de somente um único microfone na medição da função de transferência. Com isso, elimina-se qualquer erro associado à diferença de fase entre os microfones e os dois canais de medição e também a necessidade de calibrar os microfones para cada medição. Neste método, as medições para cada posição são feitas separadamente, sendo que deve-se tampar o furo para o qual não está sendo feita a medição. Na análise feita por Chu, foi proposta ainda a inclusão da atenuação do duto, que fora ignorada nas análises anteriores.

Um estudo dos vários erros que podem ocorrer na técnica dos dois microfones, utilizando o método desenvolvido por Chung e Blaser, - medição da função de transferência, separação entre os microfones, distância entre os microfones e a terminação (onde é colocada a amostra) - , sem considerar o fluxo de gases, e os efeitos destes erros no cálculo das propriedades acústicas foi feito por Bodén e Abom [5, 6]. A partir de medições e simulações

numéricas feitas, foram traçadas algumas conclusões sobre como minimizar os erros associados às limitações deste método. Embora, nestes estudos o método de Chung e Blaser tenha sido utilizado, a maioria das conclusões concernentes a estes estudos, podem também ser estendidos aos outros métodos descritos anteriormente. Um estudo dos erros usando esta técnica foi posteriormente estendido para o caso com escoamento de gases [7].

Uma técnica alternativa de medição das características de silenciadores foi proposta por Singh e Katra [8]. Nesta técnica, um pulso acústico de curta duração é utilizado para excitar o sistema, sendo que este sinal é capturado através de microfones colocados em posições apropriadas antes e após o silenciador. Uma média de vários pulsos é feita no domínio do tempo para eliminar componentes de ruído devido ao fluxo de gases. As características desejadas dos silenciadores são então calculadas no domínio da frequência, através da transformada de Fourier das partes referentes às ondas incidente e transmitida gravadas no domínio do tempo. Medições para um silenciador típico usado em compressores foi feita, com e sem fluxo de gases, mostrando que sem escoamento a perda de transmissão do silenciador é um pouco maior. Comparações para algumas outras configurações simples, para as quais se conheciam resultados teóricos, foram testadas mostrando boa concordância.

2.3 Teoria das Matrizes de Transferência

Somente no final dos anos 50, em trabalhos publicados por Igarashi et al [9-11], que o cálculo das propriedades de silenciadores começaram a ser feitos utilizando-se circuitos elétricos equivalentes. Nesta aproximação, a pressão sonora e a velocidade de volume são relacionados antes e após o silenciador através da multiplicação das matrizes referentes à cada elemento básico. Também conhecidas como matriz dos quatro pólos, estas matrizes são compostas de quatro elementos que representam cada seção básica. Algumas matrizes para elementos básicos de silenciadores foram obtidas por Igarashi et al [9-11] e por Fukuda et al [12-14].

Uma expressão generalizada para silenciadores com dutos estendidos considerando o escoamento de gases foi derivado por Panicker e Munjal [15-16] em 1981. Tomando o escoamento como sendo nulo, as matrizes obtidas por Panicker e Munjal resultavam exatamente na matriz para meio estacionário, provando então, a validade das expressões.

Uma grande variedade de escapamentos veiculares fazem uso de elementos perfurados em

suas montagens. Entre estes componentes podem ser citados a câmara de expansão com tubos estendidos perfurados, ressonadores concêntricos (duto perfurado envolto por uma câmara de expansão), câmaras separadas por pratos perfurados, entre outros. Somente em 1979 que uma solução analítica foi proposta por Sullivan e Crocker [17] para a análise de silenciadores com elementos perfurados, mais especificamente de ressonadores concêntricos. Na solução proposta por Sullivan e Crocker a cavidade e o duto perfurado eram acoplados através da impedância dos furos da mesma. As equações de acoplamento eram resolvidas, escrevendo-se o campo acústico na cavidade anular como sendo uma soma infinita dos modos acústicos que satisfaziam as condições de contorno de parede rígida nas duas extremidades da cavidade. Comparação entre resultados experimentais e teóricos, para o caso sem escoamento, foram apresentados, mostrando boa concordância.

Num trabalho posterior de Sullivan [18-19], foi apresentado um método de segmentação na resolução das equações para elementos perfurados apresentadas por Sullivan e Crocker. Neste método, cada segmento - representando uma parte do duto perfurado - é descrito por uma matriz de transmissão, sendo que a matriz principal é obtida pela multiplicação dos vários segmentos. Este método é muito flexível pois pode-se modelar as mais variadas configurações de dutos perfurados e, além disso, pode-se levar em conta a variação da velocidade do fluxo de gases e da impedância dos furos. No entanto, para a convergência dos resultados é necessário que muitos segmentos sejam empregados e, com isso, aumentando muito o tempo computacional.

Uma nova técnica, chamada de método de desacoplamento, foi introduzida por Jayaraman e Yam [20], para a resolução das equações propostas por Sullivan e Crocker. Este método fornece expressões exatas para a obtenção da matriz de transferência de elementos perfurados, sem ter o problema de convergência de séries infinitas, nem de haver a necessidade de empregar uma segmentação na análise. A maior restrição do método apresentado por Jayaraman e Yam é que somente casos para os quais a velocidade de escoamento no duto e na cavidade são iguais podem ser resolvidos.

Num trabalho apresentado por Noreen, Hoops e Anderson [21], foram feitas comparações das medições da performance acústica de silenciadores do tipo "plug" com as predições, utilizando-se as expressões derivadas por Jayaraman e Yam. Medições para valores de escoamento variando de 0 à 0,16 Mach foram feitas, mostrando boa concordância, no geral, com as predições.

Uma solução analítica mais geral para o método de desacoplamento foi apresentada em 1984 por Rao e Munjal [22], em que as velocidades de escoamento no duto e na cavidade não precisavam ter valores iguais. As expressões resultantes para um mesmo valor de escoamento nos dutos são exatamente as mesmas expressões obtidas por Jayaraman e Yam, provando então a validade do método proposto. No entanto, as expressões apresentadas por Rao e Munjal para a solução analítica não satisfaziam a todas as condições necessárias ao desacoplamento.

Num trabalho posterior feito por Munjal, Rao e Sahasrabudhe [23], foi proposto um desacoplamento numérico das equações derivadas por Sullivan e Crocker. Neste trabalho, as investigações foram estendidas também para o caso de se ter dois dutos perfurados envolvidos por uma câmara cilíndrica. Os resultados do método proposto por Munjal, Rao e Sahasrabudhe, para um silenciador do tipo "plug", apresentaram boa concordância quando comparados com os resultados experimentais obtidos por Sullivan. Para silenciadores com dois dutos perfurados, foram relatadas algumas instabilidades numéricas próximo dos picos de perda de transmissão utilizando-se o método apresentado, mas, no geral, os resultados apresentaram boa concordância com os resultados obtidos utilizando-se o método proposto por Sullivan [18-19].

Posteriormente, foi proposta por Peat [24] uma maneira diferente de fazer o desacoplamento numérico, superando com isso, os problemas de instabilidade contidos no método desenvolvido por Munjal et al. Neste trabalho, foi derivado por Peat uma equação na qual a variação da velocidade de escoamento ao longo do tubo perfurado e da cavidade e a variação da impedância dos furos são incluídos. No entanto, utilizando-se um desacoplamento numérico, esta variação não pode ser utilizada no seu sentido exato.

Através de uma análise numérica, a performance de várias configurações de silenciadores com elementos perfurados foram investigados por Munjal, Krishnan e Reddy [25]. Neste trabalho foi feito um estudo dos parâmetros que influenciam a performance destes tipos de silenciadores - como diâmetro dos furos, distância entre os furos, velocidade de escoamento nos dutos, número de partições, comprimento das partições - dentre outros.

2.4 Método dos Elementos Finitos

Em todos os estudos anteriores uma análise unidimensional foi considerada, ou seja, estas

análises são restritas somente ao caso em que há propagação de ondas planas no silenciador. Ainda, nos casos em que a geometria dos silenciadores se torna muito complexa, fica impossível a predição mais precisa da performance dos silenciadores, usando-se as análises unidimensionais apresentadas anteriormente. Para superar estas dificuldades, o método de elementos finitos (FEM, do inglês "Finite Element Method") foi utilizado por Young e Crocker [26] 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 seus resultados tendem a convergir ao valor exato, com o aumento do número de elementos usados na discretização do modelo.

Mais tarde, fazendo uso do FEM, um estudo da performance de câmaras de fluxo reverso foi feito por Young e Crocker [27]. Neste trabalho foram usados elementos retangulares com espessura variável, de maneira que o volume real de uma câmara elíptica pudesse ser simulado. Diversas configurações foram testadas, mostrando boa concordância entre os resultados da simulação numérica e os resultados das medições experimentais.

Ao contrário da formulação desenvolvida por Young e Crocker, o método desenvolvido por Craggs [28] 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 mais diversas configurações. Posteriormente, o trabalho de Craggs [29] foi estendido, utilizando o 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 empírica desenvolvida por Delaney e Bazley [30].

Estudos feitos por Scott [31], mostraram que, pelo menos para transmissão sonora em dutos, os materiais de absorção são melhor 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 de Raileigh, na qual o mesmo possui propriedades isotrópicas e, suas fibras são assumidas como sendo rígidas, foi proposto por Craggs [32] a utilização do método dos elementos finitos para simular o material absorvente. Posteriormente, uma nova formulação foi apresentada por Craggs [33] para a representação de materiais absorventes, na qual a resistividade efetiva e a densidade efetiva 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.

A maioria dos silenciadores automotivos faz uso de elementos perfurados para melhorar a performance dos mesmos. Num trabalho apresentado por Ross [34] em 1981, foi proposta uma expressão de energia, - baseado num sistema adjunto que ganha a energia que o sistema real perde, - que é conveniente de se aplicar a análise por elementos finitos, de componentes de sistemas acústicos perfurados . Os resultados da análise de duas configurações típicas de escapamentos veiculares foram obtidos mostrando boa concordância com os resultados da medição experimental. A formulação usada no FEM não inclui o escoamento de gases. Apesar disso, somente usando uma impedância de transferência, - utilizada como condição de contorno do modelo, na simulação dos furos - que inclui o escoamento de gases, boa concordância foi obtida entre os resultados numéricos e experimentais.

2.5 Método dos Elementos de Contorno

Nos últimos anos, o método dos elementos de contorno (BEM, do inglês "Boundary Element Method") vem tendo o seu uso mais difundido, especialmente na análise de ruído na indústria automobilística. Isto é devido ao fato de que somente as superfícies do objeto precisam ser modeladas para a análise do problema,- facilitando a construção do modelo, - e a generalidade de sua formulação, na qual tanto problemas de domínios exteriores e interiores podem ser resolvidos por esta técnica. O BEM é formulado basicamente pela aplicação do teorema de Green na equação de Helmholtz.

Num trabalho apresentado por Seybert e Cheng [35] em 1985, 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 de uma câmara de expansão dupla, comparando com os resultados obtidos pela 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 a mesma ser válida somente na região de propagação das ondas planas. Devido á axissimetria dos casos analisados, foram usados elementos de linha na discretização da superfície das câmaras.

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 mesmo. Para resolver este problema, uma nova formulação foi apresentada por Cheng, Seybert e Wu [36] 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.

Recentemente a análise de câmaras simples e silenciadores com dutos perfurados, utilizando o BEM com múltiplos domínios, foi feita por Seybert, Mohanty e Miller [37]. Os valores da impedância de transferência utilizada na simulação da perfuração foram deduzidos da fórmula apresentado por Munjal [38]. Os resultados da análise mostraram excelente concordância entre os resultados experimentais e as predições utilizando-se o BEM, mesmo para as regiões de alta frequência.

TEORIA DOS SILENCIADORES

3.1 Introdução

Para redução do ruído emitido pelo sistema de exaustão, os veículos são equipados com silenciadores que, quando bem projetados, podem reduzir consideravelmente o nível de ruído a patamares permitidos pela lei.

Os silenciadores automotivos, usualmente conhecidos como escapamentos veiculares, devem atender a alguns requisitos básicos. Por um lado devem reduzir o máximo possível o ruído emitidos pelos motores, mas, por outro lado, devem permitir que os gases escoem livremente a fim de que a perda de potência do motor seja minimizada. Além disso, os escapamentos veiculares devem ter um tamanho pequeno, resistência à corrosão e comportamento acústico estável durante sua vida.

Neste capítulo serão apresentados os tipos de silenciadores e os principais critérios para a avaliação da performance dos mesmos, além do desenvolvimento matemático para o cálculo da eficiência de algumas configurações de silenciadores através do método das matrizes de transferência.

3.2 Classificação dos Silenciadores

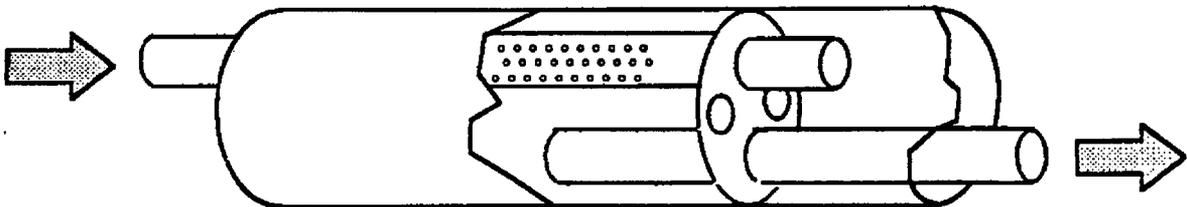
Os silenciadores podem ser classificados em ativos e passivos. Os silenciadores passivos são ainda subdivididos em reativos e dissipativos, conforme o seu princípio de operação.

Nos silenciadores reativos (Figura 3.1.a) - que são compostos de câmaras de diferentes volumes e formas, e elementos perfurados - a redução de ruído é conseguida pelo malcasamento de impedância causados pelas discontinuidades existentes no mesmo, que fazem com que a onda sonora incidente seja refletida de volta para a fonte(motor). Os silenciadores dissipativos (Figura 3.1.b) por sua vez, - que consistem de dutos cobertos com materiais de

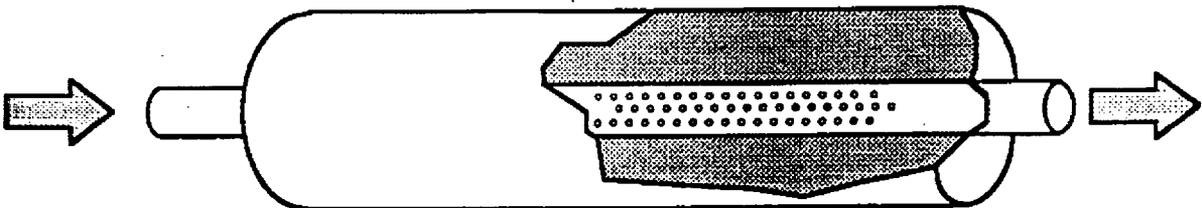
absorção acústica - reduzem o ruído pela dissipação da energia sonora incidente em calor. Na prática, alguns veículos são equipados com silenciadores compostos de uma combinação dos tipos reativo e dissipativo.

Os silenciadores ativos (Figura 3.1.c) tem como princípio o cancelamento do ruído através de uma fonte sonora externa que gera um ruído inverso ao gerado pelo motor no duto de exaustão do veículo. Estes tipos de silenciadores ainda estão em fase de pesquisa para a aplicação na área automobilística. A grande vantagem deste tipo de silenciador reside no fato de que não há perda de potência do motor causada pelo emprego do mesmo.

(a) Silenciador reativo



(b) Silenciador dissipativo



(c) Silenciador ativo

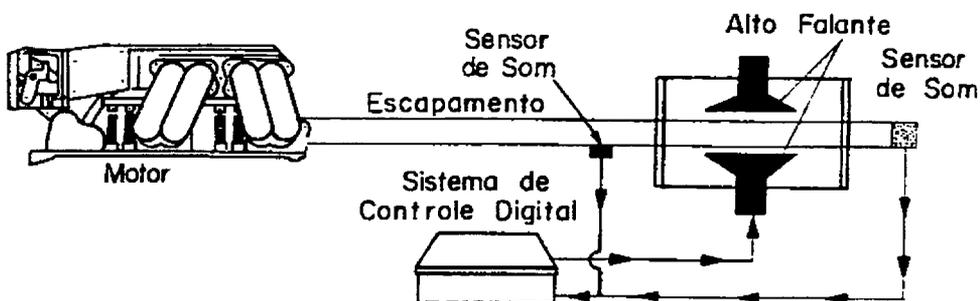


FIGURA 3.1 - Tipos de silenciadores

3.3 Critério de Performance Acústica de Silenciadores

A Figura 3.2(a) mostra a representação de um sistema de exaustão típico com os seus principais componentes. Conforme a Figura 3.2(b), o sistema pode ser representado também por um circuito elétrico equivalente onde a fonte é caracterizada por uma impedância complexa da fonte sonora, Z_e , e pela pressão acústica da fonte, p_e ; o silenciador é representado pela matriz de transferência do sistema equivalente (A , B , C e D), também conhecida como a matriz dos quatro pólos; e a radiação acústica do duto de saída é representado pela impedância de radiação Z_r . A matriz dos quatro pólos representa a relação entre as pressões e velocidades acústicas na entrada (p_1 e v_1) e saída (p_2 e v_2) do silenciador através de uma matriz 2x2. A obtenção desta matriz será explicada com mais detalhes na seção 3.4.

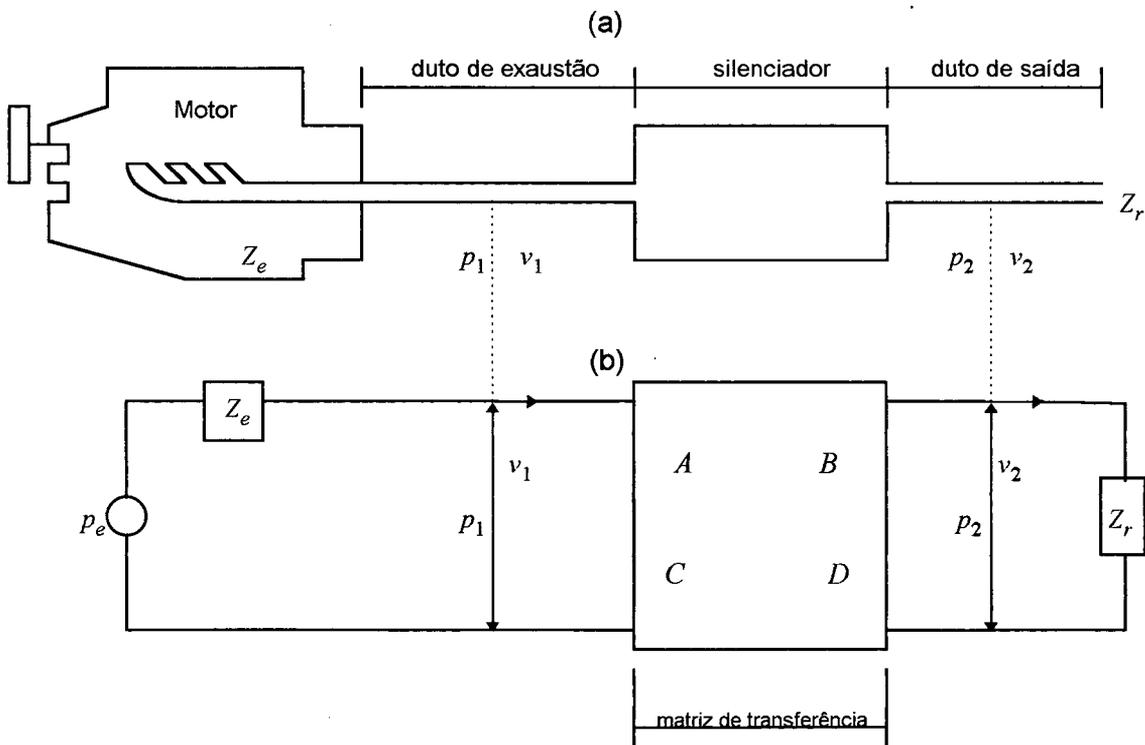


FIGURA 3.2 (a) Sistema de exaustão típico
(b) Analogia eletro-acústica

Os critérios de performance acústica mais utilizados na avaliação de silenciadores são a **Perda de Inserção(IL)**, a **Perda de Transmissão(TL)** e a **Redução de Ruído(NR)**.

A perda de inserção (IL) é definida como sendo a diferença entre o nível de pressão sonora medido num mesmo ponto no espaço, com e sem um silenciador colocado entre este ponto e a fonte sonora (ver Figura 3.3). A perda de inserção pode ser calculada por [38]:

$$IL = L_A - L_B \tag{3.1}$$

$$IL = 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{A \cdot Z_r + B + C \cdot Z_e \cdot Z_r + D \cdot Z_e}{A' \cdot Z_r + B' + C' \cdot Z_e \cdot Z_r + D' \cdot Z_e} \right|$$

onde

L_B e L_A são os NPS's medidos, com e sem o silenciador, a uma mesma localização relativa;

A' , B' , C' e D' são os parâmetros de quatro pólos para um duto simples (sem o silenciador);

A , B , C e D são os parâmetros de quatro pólos do sistema com o silenciador;

Z_e é a impedância da fonte sonora;

Z_r é a impedância de radiação do duto de saída.

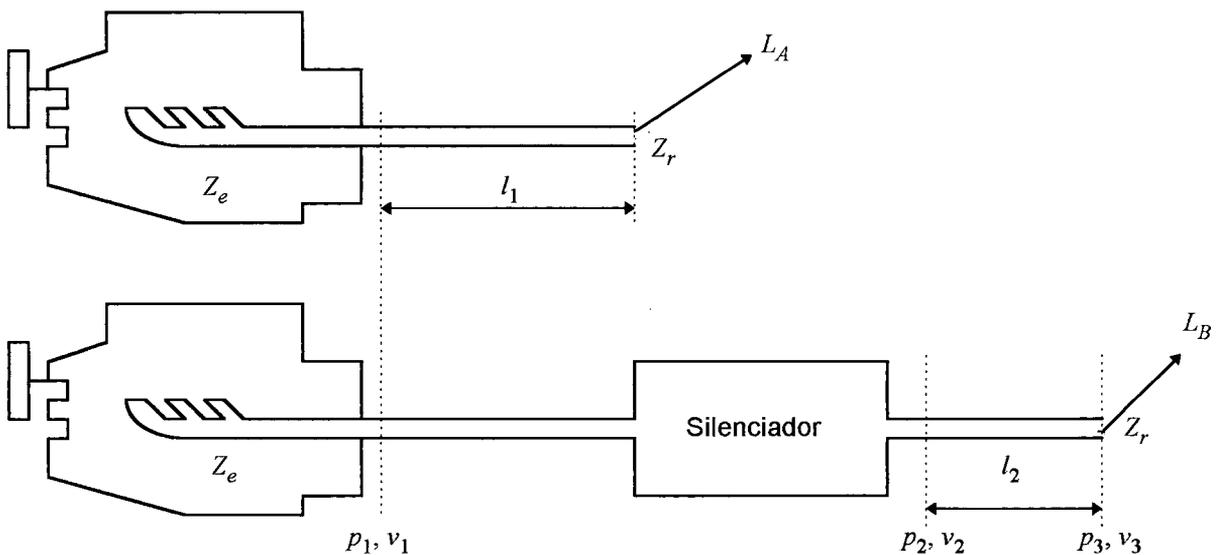


FIGURA 3.3 - Perda de inserção

A perda de transmissão (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 de saída seja anecóica, ou seja, não há reflexão no duto de saída (Figura 3.4). A perda de

transmissão descreve a performance do silenciador propriamente dito e pode ser calculada por [38]:

$$TL = W_i - W_t$$

$$TL = 10 \cdot \log_{10} \left| \frac{S_1 \cdot A_1^2}{S_2 \cdot A_2^2} \right| \quad (3.2)$$

$$TL = 20 \cdot \log_{10} \left[\left(\frac{Y_2}{Y_1} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left| \frac{A + \frac{B}{Y_2} + Y_1 \cdot C + \frac{Y_1}{Y_2} \cdot D}{2} \right| \right]$$

onde

W_i é a potência sonora incidente na entrada no silenciador [W];

W_t é a potência sonora transmitida após o silenciador [W];

A_1 é a amplitude de onda complexa na entrada do silenciador;

A_2 é a amplitude de onda complexa na saída do silenciador;

Y_1 e Y_2 são as impedâncias características dos dutos de entrada e saída que são dadas por:

$$Y_1 = c/S_1 \quad (3.3)$$

$$Y_2 = c/S_2 \quad (3.4)$$

S_1 é a área do duto de entrada [m²];

S_2 é a área do duto de saída [m²];

c é a velocidade do som no ar [m/s].

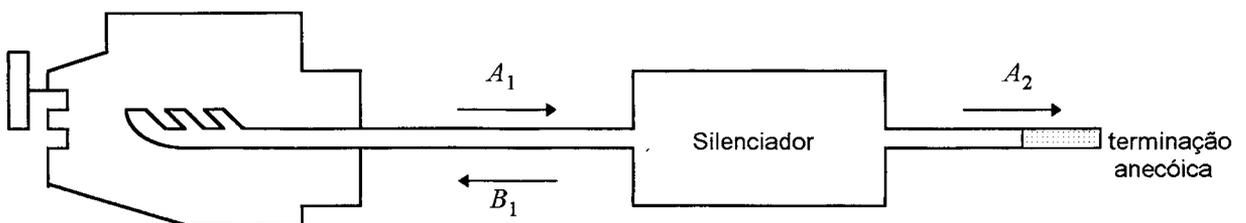


FIGURA 3.4 - Perda de transmissão

Na maioria dos casos, os dutos de saída e de entrada possuem os mesmos diâmetros, logo:

$$TL = 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{A + \frac{B}{Y_1} + Y_1 \cdot C + D}{2} \right| \quad (3.5)$$

A redução de ruído (NR) é definida como sendo a diferença entre os níveis de pressão sonora medido antes, p_1 , e após o silenciador, p_2 , (ver Figura 3.5). A redução de ruído pode ser obtida por [38]:

$$NR = 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{p_1}{p_2} \right| \quad (3.6)$$

$$NR = 20 \cdot \log_{10} \left| A + \frac{B}{Z_r} \right|$$

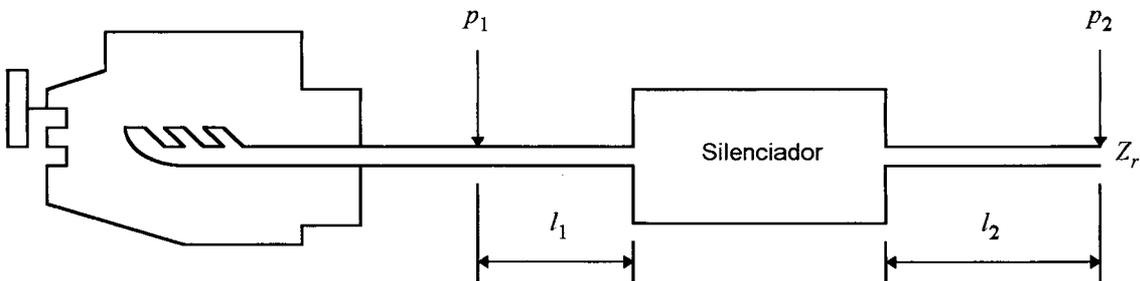


FIGURA 3.5 - Redução de ruído

Dos 3 parâmetros de performance apresentados acima, a perda de inserção é o critério que representa mais adequadamente a performance de um silenciador e sua medição é relativamente simples. No entanto, a predição da perda de inserção é dificultada pela necessidade de se avaliar as impedâncias da fonte (Z_e) e da terminação (Z_r). Por outro lado, a perda de transmissão é mais fácil de prever teoricamente - é um parâmetro dependente somente 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 fonte e a terminação são anecóicas.

3.4 Elementos Básicos de Silenciadores Reativos

Um silenciador pode ser dividido em vários segmentos, chamado de elementos, para os quais modelos analíticos existem. Considerando-se propagação de ondas planas, estes elementos podem ser expressos em termos de uma matriz de transferência 2x2 correspondente a cada seção básica. Numa forma matricial:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

onde

p_1 e p_2 são as pressões acústicas na entrada e na saída do silenciador, respectivamente [N/m²];

v_1 e v_2 são as velocidades de massa na entrada e na saída do silenciador, respectivamente [kg/s];

A, B, C e D são os 4 parâmetros da matriz de transferência.

Para um sistema composto de vários segmentos (Figura 3.6), a matriz de transferência do sistema completo pode ser obtido pelo produto das matrizes de cada elemento:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_3 & B_3 \\ C_3 & D_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_4 & B_4 \\ C_4 & D_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_5 & B_5 \\ C_5 & D_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_6 \\ v_6 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

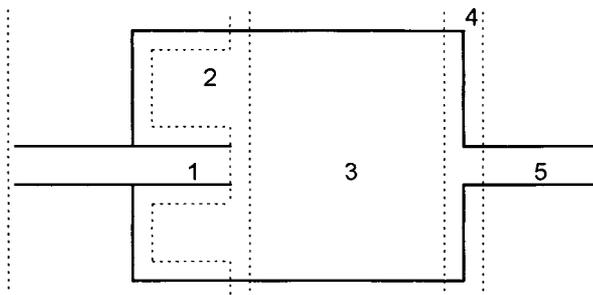


FIGURA 3.6 - Decomposição de um silenciador em seus elementos básicos

Para o cálculo da perda de transmissão, a potência incidente e a potência transmitida não variam ao longo de um duto de seção uniforme, logo, a matriz de transferência do sistema é obtida somente pela multiplicação dos elementos de 2 a $n-1$. No caso do silenciador mostrado na Figura 3.6, os elementos que entrariam no cálculo da matriz de transferência do sistema, seriam as seções de número 2,3 e 4.

3.4.1 Elemento de Duto com Seção Uniforme

O campo de pressão acústica (p) e velocidade de massa ($v = \rho \cdot S \cdot u$) em um duto de seção uniforme S , velocidade de escoamento V e considerando o meio não viscoso (ver Figura 3.7), são dados por [38]:

$$p(z,t) = (A \cdot e^{-i \cdot k_c \cdot z} + B \cdot e^{i \cdot k_c \cdot z}) \cdot e^{i(M \cdot k_c \cdot z + \omega \cdot t)} \tag{3.9}$$

$$v(z,t) = \frac{1}{Y} \cdot (A \cdot e^{-i \cdot k_c \cdot z} - B \cdot e^{i \cdot k_c \cdot z}) \cdot e^{i(M \cdot k_c \cdot z + \omega \cdot t)} \tag{3.10}$$

onde

u é a velocidade de partícula [m/s];

c é a velocidade do som no fluido [m/s];

ρ é a densidade específica do meio [kg/m³]

$M = \frac{V}{c}$ é o número de Mach;

$$k_c = \frac{k}{(1 - M^2)}$$

$k = \frac{\omega}{c}$ é o número de onda;

$$Y = \frac{c}{S}$$

ps 121

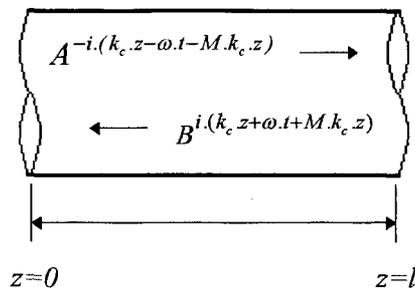


FIGURA 3.7 - Campo de pressão acústica em um duto de seção uniforme com escoamento

Aplicando as condições de contorno em $z=0 \Rightarrow p=p_1$ e $z=l \Rightarrow p=p_2$, tem-se:

para $z=0$;

$$p_1 = (A + B).e^{i.\omega.t} \quad (3.11)$$

$$v_1 = \frac{1}{Y}.(A - B).e^{i.\omega.t} \quad (3.12)$$

para $z=l$;

$$p_2 = (A.e^{-i.k_c.l} + B.e^{i.k_c.l}).e^{i.(M.k_c.l+\omega.t)} \quad (3.13)$$

$$p_2 = [p_1.\cos(k_c.l) - i.Y.v_1.\sin(k_c.l)].e^{i.M.k_c.l}$$

$$v_2 = \frac{1}{Y}.(A.e^{-i.k_c.l} + B.e^{i.k_c.l}).e^{i.(M.k_c.l+\omega.t)} \quad (3.14)$$

$$v_2 = [v_1.\cos(k_c.l) - \frac{i.p_1}{Y}.\sin(k_c.l)].e^{i.M.k_c.l}$$

Na forma matricial:

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} = e^{i.M.k_c.l} \begin{bmatrix} \cos(k_c.l) & -i.Y.\sin(k_c.l) \\ \frac{-i.\sin(k_c.l)}{Y} & \cos(k_c.l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix}$$

Para obter a relação desejada, a matriz acima deve ser invertida:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = e^{-i.M.k_c.l} \begin{bmatrix} \cos(k_c.l) & i.Y.\sin(k_c.l) \\ \frac{i.\sin(k_c.l)}{Y} & \cos(k_c.l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

3.4.2 Elementos com Dutos Estendidos

Conforme um fluxo de um fluido qualquer passa através de uma mudança abrupta de área, parte da energia acústica do escoamento é convertida em calor, fazendo com que haja um aumento da entropia. Este aumento na entropia, pode ser quantificado através de um parâmetro denominado de coeficiente de perda K . Os coeficientes de perda para os 4 tipos de

dutos estendidos (Figura 3.8) foram obtidos através de medições [38], e seus valores são dados na Tabela 3.1. Nesta tabela são dadas também as constantes C_3 e C_2 que devem ser usadas para se obter a matriz de transferência para cada elemento.

TABELA 3.1 - Valores dos parâmetros dos elementos com dutos estendidos

TIPO DE ELEMENTO	C_3	C_2	K
Duto estendido na saída	-1	-1	$\frac{\left(1 - \frac{S_3}{S_1}\right)}{2}$
Duto estendido na entrada	-1	1	$\left(\frac{S_3}{S_1} - 1\right)^2$
Expansão reversa	1	-1	$\left(\frac{S_3}{S_1}\right)^2$
Contração reversa	1	-1	0.5

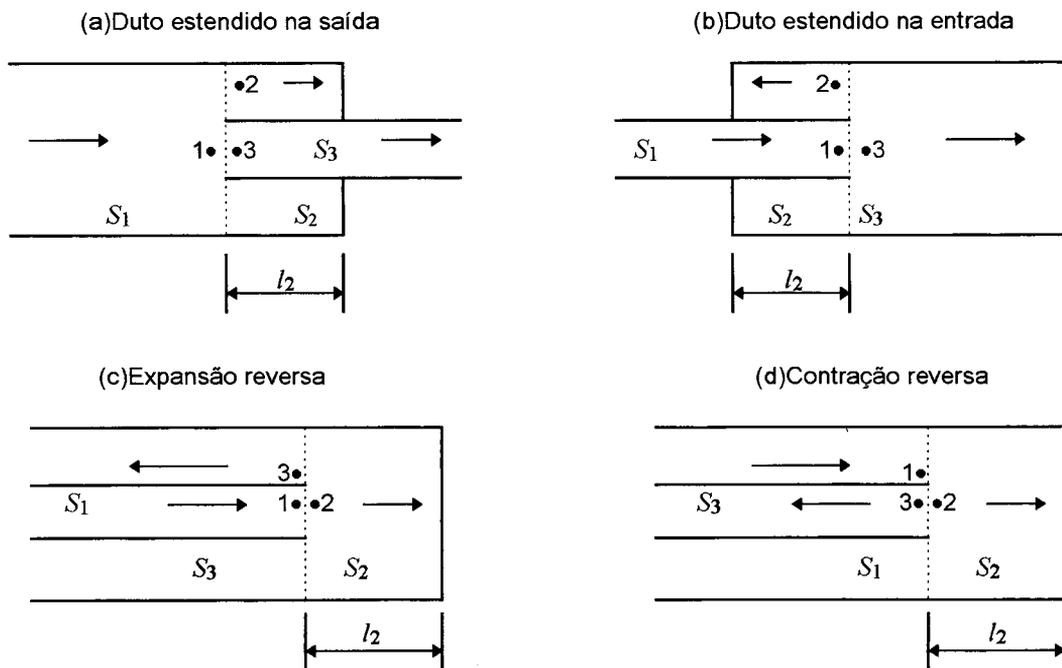


FIGURA 3.8 - Elementos com dutos estendidos

A matriz de transferência para estes elementos é dado por [15-16, 38]:

$$\begin{bmatrix} p_{c,1} \\ v_{c,1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{c,3} \\ v_{c,3} \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

onde

$$A_{11} = 1 - \frac{K \cdot M_3^2}{1 - M_3^2};$$

$$A_{12} = \frac{K \cdot M_3 \cdot Y_3}{1 - M_3^2};$$

$$A_{21} = \frac{-S_1 \cdot \left(1 - \frac{K \cdot M_3^2}{1 - M_3^2}\right) - C_3 \cdot S_3 \cdot \left(1 - \frac{K \cdot (\gamma - 1) \cdot M_3^4}{1 - M_3^2}\right) + \frac{C_2 \cdot S_2 \cdot Z_2 (\gamma - 1) \cdot K \cdot M_3^3}{(1 - M_3^2) \cdot Y_3}}{C_2 \cdot S_2 \cdot Z_2 + S_1 \cdot M_1 \cdot Y_1};$$

$$A_{22} = \frac{\frac{-S_1 \cdot K \cdot M_3 \cdot Y_3}{1 - M_3^2} - C_3 \cdot S_3 \cdot M_3 \cdot Y_3 \cdot \left(1 - \frac{K \cdot (\gamma - 1) \cdot M_3^2}{1 - M_3^2}\right) + C_2 \cdot S_2 \cdot Z_2 \cdot \left(1 - \frac{(\gamma - 1) \cdot K \cdot M_3^2}{1 - M_3^2}\right)}{C_2 \cdot S_2 \cdot Z_2 + S_1 \cdot M_1 \cdot Y_1};$$

$$Z_2 = -i \cdot Y_2 \cdot \cot[k \cdot (l_2 + \Delta l)];$$

$$\Delta l = 0,315 \cdot d \text{ [m]};$$

d é o diâmetro do duto estendido [m];

S_1 , S_2 e S_3 são as áreas das seções dos dutos (ver figura 3.8) [m²];

$\gamma = C_p/C_v$ é a relação de calor específico.

M_1 é a velocidade de Mach na seção 1 (ver figura 3.8);

M_3 é a velocidade de Mach na seção 3 (ver figura 3.8);

p_c é a pressão acústica incluindo o efeito convectivo do escoamento;

v_c é a velocidade acústica incluindo o efeito convectivo do escoamento.

Da definição de variáveis aero-acústicas [38], tem-se que $p_c = p + M \cdot Y \cdot v$ e $v_c = v + \frac{M}{Y} \cdot p$,

onde M é o número de Mach e $Y = \frac{c}{S}$ é a impedância característica.

Numa forma matricial:

$$\begin{bmatrix} p_c \\ v_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & M \cdot Y \\ \frac{M}{Y} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p \\ v \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

Portanto, das equações (3.16) e (3.17) pode-se escrever a matriz de transferência em termos da pressão acústica e velocidade acústica de massa:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_3 \\ v_3 \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

onde

$$\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & M_1 \cdot Y_1 \\ \frac{M_1}{Y_1} & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & M_3 \cdot Y_3 \\ \frac{M_3}{Y_3} & 1 \end{bmatrix}$$

3.4.3 Elementos de Expansão e Contração Abrupta

Os elementos de expansão abrupta e contração abrupta (Figura 3.9) podem ser modelados como sendo o caso limite do elemento com duto estendido na entrada e do elemento com duto estendido na saída respectivamente, quando o comprimento do duto l_2 tende a zero ou, quando Z_2 tende ao infinito. Portanto, a matriz de transferência para estes elementos pode ser deduzida da equação (3.18), fazendo Z_2 tender ao infinito e substituindo p_3 por p_2 e v_3 por v_2 . É importante notar que para o número de Mach igual a zero, a matriz de transferência se reduz a uma matriz unitária.

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & M_1 \cdot Y_1 \\ \frac{M_1}{Y_1} & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 1 - \frac{K \cdot M_2^2}{1 - M_2^2} & \frac{K \cdot M_2 \cdot Y_2}{1 - M_2^2} \\ \frac{(\gamma - 1) \cdot K \cdot M_2^2}{(1 - M_2^2) \cdot Y_2} & 1 - \frac{(\gamma - 1) \cdot K \cdot M_2^2}{1 - M_2^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & M_2 \cdot Y_2 \\ \frac{M_2}{Y_2} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

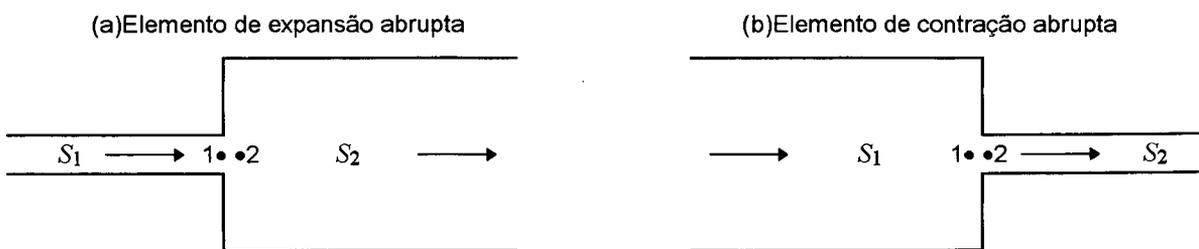


FIGURA 3.9 - Elementos de expansão e contração abrupta

3.4.4 Elementos com Dutos Perfurados

Para ressonadores concêntricos, assim como para elementos de escoamento cruzado (Figura 3.10), as equações da continuidade e do momento podem ser escritas como [17]:

$$U_1 \cdot \frac{\partial \rho_1'}{\partial z} + \rho_0 \cdot \frac{\partial u_1'}{\partial z} + \frac{4 \cdot \rho_0 \cdot u'}{d_1} = - \frac{\partial p_1'}{\partial t} \quad (3.20)$$

$$\rho_0 \cdot \left(\frac{\partial}{\partial t} + U_1 \cdot \frac{\partial}{\partial z} \right) u_1' = - \frac{\partial p_1'}{\partial z} \quad (3.21)$$

para o duto interno de diâmetro d_1 , e

$$U_2 \cdot \frac{\partial \rho_2'}{\partial z} + \rho_0 \cdot \frac{\partial u_2'}{\partial z} - \frac{4 \cdot d_1 \cdot \rho_0}{d_2^2 - d_1^2} \cdot u' = - \frac{\partial \rho_2'}{\partial t} \quad (3.22)$$

$$\rho_0 \cdot \left(\frac{\partial}{\partial t} + U_2 \cdot \frac{\partial}{\partial z} \right) u_2' = - \frac{\partial p_2'}{\partial z} \quad (3.23)$$

para o duto externo de diâmetro d_2 .

onde

ρ_0 é a densidade média nos dutos [kg/m³];

U_1 e U_2 são as velocidades de escoamento axial nos dutos interno e externo [m/s];

u_1' e u_2' são as flutuações de velocidade nos dutos interno e externo [m/s];

ρ_1' e ρ_2' são as flutuações de densidade nos dutos interno e externo [kg/m³];

p_1' e p_2' são as flutuações de pressão nos dutos interno e externo [N/m²];

u' é a flutuação da velocidade radial da partícula nas perfurações [m/s].

Supondo-se haver uma impedância dos furos uniforme ao longo do duto perfurado, a velocidade de partícula radial é dada por:

$$u(z) = \frac{[p_1(z) - p_2(z)]}{\rho_0 \cdot c \cdot \zeta} \quad (3.24)$$

onde

ζ é a impedância acústica de transferência dos furos [adimensional];

c é a velocidade do som no fluido [m/s];

Supondo processo iso-entrópico, a relação de primeira ordem entre a pressão acústica e a densidade acústica em cada duto é:

$$p = \rho \cdot c^2 \tag{3.25}$$

Para movimento harmônico simples:

$$p'(z, t) = p(z) \cdot e^{i \cdot \omega \cdot t} \tag{3.26}$$

$$u'(z, t) = u(z) \cdot e^{i \cdot \omega \cdot t} \tag{3.27}$$

Substituindo-se as equações (3.24), (3.25), (3.26) e (3.27) nas equações (3.20), (3.21), (3.22) e (3.23) e eliminando-se u_1, u_2, ρ_1 e ρ_2 tem-se:

$$\frac{\partial^2 p_1}{\partial z^2} + \alpha_1 \cdot \frac{\partial p_1}{\partial z} + \alpha_2 \cdot p_1 + \alpha_3 \cdot \frac{\partial p_2}{\partial z} + \alpha_4 \cdot p_2 = 0 \tag{3.28}$$

$$\frac{\partial^2 p_2}{\partial z^2} + \alpha_7 \cdot \frac{\partial p_2}{\partial z} + \alpha_8 \cdot p_2 + \alpha_5 \cdot \frac{\partial p_1}{\partial z} + \alpha_6 \cdot p_1 = 0 \tag{3.29}$$

onde

$$\alpha_1 = -\frac{i \cdot M_1}{(1 - M_1)^2} \left(\frac{k_a^2 + k^2}{k} \right);$$

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

$$\alpha_3 = \frac{i \cdot M_1}{(1 - M_1)^2} \left(\frac{k_a^2 - k^2}{k} \right);$$

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

$$\alpha_7 = -\frac{i \cdot M_2}{(1 - M_2^2)} \left(\frac{k_b^2 + k^2}{k} \right);$$

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

obs: Denominador
 $(1 - M_{1,2}^2)$
 $\alpha_5 = \dots$
 $\alpha_6 = \dots$

$$k_a^2 = k^2 - \frac{4.i.k}{d_1.\zeta};$$

$$k_b^2 = k^2 - \frac{4.i.k.d_1}{(d_2^2 - d_1^2).\zeta};$$

$$k = \frac{\omega}{c};$$

$$M_1 = \frac{U_1}{c} \quad e \quad M_2 = \frac{U_2}{c}$$

por $\mu = \frac{U}{c}$

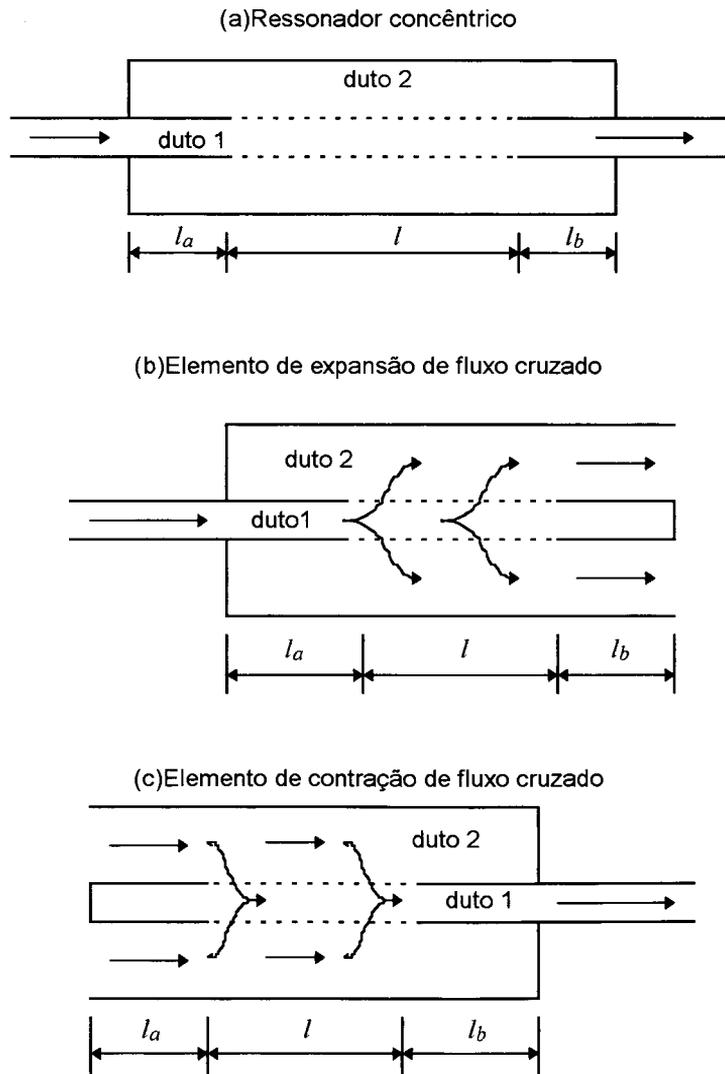


FIGURA 3.10 - Elementos com dutos perfurados

Fazendo,

$$p_1' = y_1; \quad p_2' = y_2; \quad p_1 = y_3; \quad p_2 = y_4.$$

onde

' corresponde a $\partial/\partial z$.

Então,

$$\begin{bmatrix} y_1' \\ y_2' \\ y_3' \\ y_4' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\alpha_1 & -\alpha_3 & -\alpha_2 & -\alpha_4 \\ -\alpha_5 & -\alpha_7 & -\alpha_6 & -\alpha_8 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{bmatrix} \quad (3.30a)$$

ou

$$\{y'\} = [B] \{y\} \quad (3.30b)$$

Fazendo,

$$\{y\} = [\psi] \{\Gamma\} \quad (3.31)$$

de maneira que

$$\{y'\} = [\psi] \{\Gamma'\} \quad (3.32)$$

Então

$$\{\Gamma'\} = [\psi]^{-1} [B] [\psi] \{\Gamma\} \quad (3.33)$$

Portanto, se $[\psi]$ é formado pelos auto-vetores de $[B]$, então

$$\{\Gamma'\} = [D] \{\Gamma\} \quad (3.34)$$

onde

$$[D] = \begin{bmatrix} \beta_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \beta_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \beta_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \beta_4 \end{bmatrix}$$

e $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ e β_4 são os auto-valores de $[B]$.

As soluções gerais para a equação (3.34) podem ser escritas como

$$\begin{aligned} \Gamma_1(z) &= C_1 \cdot e^{\beta_1 \cdot z} & \Gamma_2(z) &= C_2 \cdot e^{\beta_2 \cdot z} \\ \Gamma_3(z) &= C_3 \cdot e^{\beta_3 \cdot z} & \Gamma_4(z) &= C_4 \cdot e^{\beta_4 \cdot z} \end{aligned} \tag{3.35}$$

onde

C_1, C_2, C_3 e C_4 são constantes de integração.

Logo,

$$\begin{bmatrix} p_1'(z) \\ p_2'(z) \\ p_1(z) \\ p_2(z) \end{bmatrix} = [\Psi] \begin{bmatrix} C_1 \cdot e^{\beta_1 \cdot z} \\ C_2 \cdot e^{\beta_2 \cdot z} \\ C_3 \cdot e^{\beta_3 \cdot z} \\ C_4 \cdot e^{\beta_4 \cdot z} \end{bmatrix} \tag{3.36}$$

Usando-se as equações (3.21) e (3.23) para obter expressões para $u_1(z)$ e $u_2(z)$, a equação (3.36) pode ser rescrita como:

$$\begin{bmatrix} p_1(z) \\ p_2(z) \\ \rho \cdot c \cdot u_1(z) \\ \rho \cdot c \cdot u_2(z) \end{bmatrix} = [A(z)] \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{bmatrix} \tag{3.37}$$

onde [38]

$$\begin{aligned} A_{1,j} &= \Psi_{3,j} \cdot e^{\beta_j \cdot z}; & A_{2,j} &= \Psi_{4,j} \cdot e^{\beta_j \cdot z}; \\ A_{3,j} &= -\frac{\Psi_{1,j} \cdot e^{\beta_j \cdot z}}{j \cdot k + M_1 \cdot \beta_j}; & A_{4,j} &= -\frac{\Psi_{2,j} \cdot e^{\beta_j \cdot z}}{j \cdot k + M_2 \cdot \beta_j}. \end{aligned}$$

valores de Ψ ?

$j = 1$ até 4

Assim, as pressões e velocidades em $z=0$ e $z=l$ podem ser relacionadas através da seguinte matriz de transferência:

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ \rho.c.u_1(0) \\ \rho.c.u_2(0) \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} p_1(l) \\ p_2(l) \\ \rho.c.u_1(l) \\ \rho.c.u_2(l) \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

onde a matriz de transferência $[T]$ 4X4 é dada por:

$$[T] = [A(0)] [A(l)]^{-1} \quad (3.39)$$

A equação (3.38) pode ser rescrita como um conjunto de 4 equações:

$$\bullet p_1(0) = T_{1,1}p_1(l) + T_{1,2}p_2(l) + T_{1,3}\rho.c.u_1(l) + T_{1,4}\rho.c.u_2(l) \quad (3.40)$$

$$\bullet p_2(0) = T_{2,1}p_1(l) + T_{2,2}p_2(l) + T_{2,3}\rho.c.u_1(l) + T_{2,4}\rho.c.u_2(l) \quad (3.41)$$

$$\bullet \rho.c.u_1(0) = T_{3,1}p_1(l) + T_{3,2}p_2(l) + T_{3,3}\rho.c.u_1(l) + T_{3,4}\rho.c.u_2(l) \quad (3.42)$$

$$\bullet \rho.c.u_2(0) = T_{4,1}p_1(l) + T_{4,2}p_2(l) + T_{4,3}\rho.c.u_1(l) + T_{4,4}\rho.c.u_2(l) \quad (3.43)$$

onde

$T_{i,j}$ corresponde ao elemento da matriz da equação (3.39), na i -ésima linha e j -ésima coluna.

Fazendo-se uso das condições de contorno apropriadas para cada configuração, as matrizes de transferência 2×2 , utilizadas no cálculo da eficiência do silenciador, podem então ser obtidas a partir das equações (3.40), (3.41), (3.42) e (3.43) como será demonstrado a seguir.

a) Ressonador concêntrico (Figura 3.10.a)

Considerando as terminações sendo perfeitamente rígidas:

$$Z_2(0) = \frac{p_2(0)}{-u_2(0)} = -i.\rho.c.\cot(k.l_a) \quad (3.44a)$$

$$Z_2(l) = \frac{p_2(l)}{u_2(l)} = -i \cdot \rho \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_b) \quad (3.44b)$$

onde

l_a e l_b são os comprimentos de duto não perfurado na entrada e saída do elemento (ver Figura 3.10.a);

ρ é a densidade do meio [kg/m³];

c é a velocidade do som no meio [m/s].

Substituindo as condições de contorno (3.44a) e (3.44b) nas equações (3.40)-(3.43), tem-se:

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ \rho \cdot c \cdot u_1(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1(l) \\ \rho \cdot c \cdot u_1(l) \end{bmatrix} \quad (3.45)$$

onde

$$T_a = T_{1,1} + A_1 \cdot A_2; \quad T_b = T_{1,3} + B_1 \cdot A_2; \quad T_c = T_{3,1} + A_1 \cdot B_2; \quad T_d = T_{3,3} + B_1 \cdot B_2;$$

$$A_1 = \frac{(X_1 \cdot T_{2,1} - T_{4,1})}{F_1}; \quad B_1 = \frac{(X_1 \cdot T_{2,3} - T_{4,3})}{F_1}; \quad A_2 = T_{1,2} + X_2 \cdot T_{1,4}; \quad B_2 = T_{3,2} + X_2 \cdot T_{3,4};$$

$$F_1 = T_{4,2} + T_{4,4} \cdot X_2 - X_1 \cdot (T_{2,2} + X_2 \cdot T_{2,4}); \quad X_1 = -i \cdot \tan(k \cdot l_a); \quad X_2 = i \cdot \tan(k \cdot l_b).$$

b) Elemento de expansão de fluxo cruzado (Figura 3.10.b)

Considerando as terminações sendo perfeitamente rígidas:

$$Z_2(0) = \frac{p_2(0)}{-u_2(0)} = -i \cdot \rho \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_a) \quad (3.46a)$$

$$Z_1(l) = \frac{p_1(l)}{u_1(l)} = -i \cdot \rho \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_b) \quad (3.46b)$$

onde

l_a e l_b são os comprimentos de duto não perfurado na entrada e saída do elemento (ver Figura 3.10.b);

Substituindo as condições de contorno (3.46a) e (3.46b) nas equações (3.40)-(3.43) tem-se:

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ \rho.c.u_1(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2(l) \\ \rho.c.u_2(l) \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

onde

$$T_a = T_{1,2} + A_1 \cdot A_2; \quad T_b = T_{1,4} + B_1 \cdot A_2; \quad T_c = T_{3,2} + A_1 \cdot B_2; \quad T_d = T_{3,4} + B_1 \cdot B_2;$$

$$A_1 = \frac{(X_1 \cdot T_{2,2} - T_{4,2})}{F_1}; \quad B_1 = \frac{(X_1 \cdot T_{2,4} - T_{4,4})}{F_1}; \quad A_2 = T_{1,1} + T_{1,3} \cdot X_2; \quad B_2 = T_{3,1} + T_{3,3} \cdot X_2;$$

$$F_1 = (T_{4,1} + X_2 \cdot T_{4,3}) - X_1 \cdot (T_{2,1} + X_2 \cdot T_{2,3}); \quad X_1 = -i \cdot \tan(k \cdot l_a); \quad X_2 = -i \cdot \tan(k \cdot l_b).$$

c) Elemento de contração de fluxo cruzado (Figura 3.10.c)

Considerando as terminações sendo perfeitamente rígidas:

$$Z_1(0) = \frac{p_1(0)}{-u_1(0)} = -i \cdot \rho.c \cdot \cot(k \cdot l_a) \quad (3.48a)$$

$$Z_2(l) = \frac{p_2(l)}{u_2(l)} = -i \cdot \rho.c \cdot \cot(k \cdot l_b) \quad (3.48b)$$

onde

l_a e l_b são os comprimentos de duto não perfurado na entrada e saída do elemento (ver Figura 3.10.c);

Substituindo as condições de contorno (3.48a) e (3.48b) nas equações (3.40)-(3.43), tem-se:

$$\begin{bmatrix} p_2(0) \\ \rho.c.u_2(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1(l) \\ \rho.c.u_1(l) \end{bmatrix} \quad (3.49)$$

onde

$$T_a = T_{2,1} + A_1 \cdot A_2; \quad T_b = T_{2,3} + B_1 \cdot A_2; \quad T_c = T_{4,1} + A_1 \cdot B_2; \quad T_d = T_{4,3} + B_1 \cdot B_2$$

$$A_1 = \frac{(X_1 \cdot T_{1,1} - T_{3,1})}{F_1}; \quad B_1 = \frac{(X_1 \cdot T_{1,3} - T_{3,3})}{F_1}; \quad A_2 = T_{2,2} + X_2 \cdot T_{2,4}; \quad B_2 = T_{4,2} + X_2 \cdot T_{4,4};$$

$$F_1 = (T_{3,2} + X_2 \cdot T_{3,4}) - X_1 \cdot (T_{1,2} + X_2 \cdot T_{1,4}); \quad X_1 = -i \cdot \tan(k \cdot l_a); \quad X_2 = i \cdot \tan(k \cdot l_b).$$

Para que as matrizes dos elementos perfurados sejam escritas em função das mesmas variáveis das matrizes dos outros elementos, ou seja, em função da velocidade de volume v e da pressão p , elas podem ser rescritas como:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (3.50)$$

onde

$$\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & Y_2 \cdot T_b \\ \frac{T_c}{Y_1} & \frac{Y_2}{Y_1} \cdot T_d \end{bmatrix}$$

$$Y_1 = c/S_1;$$

$$Y_2 = c/S_2;$$

S_1 é a área da seção do duto 1 [m²];

S_2 é a área da seção do duto 2 [m²].

3.5 Impedância Acústica de Transferência

A impedância acústica de transferência é sem dúvida, o fator mais importante na simulação correta de silenciadores com elementos perfurados. A impedância acústica de transferência de elementos perfurados é caracterizado normalmente por uma faixa de regime linear (para baixa velocidade acústica normal através dos orifícios - aproximadamente para um nível de pressão sonora menor que 120 dB) e por uma faixa de regime não-linear (para alta velocidade acústica normal através dos orifícios) [17]. Neste trabalho, as análises ficarão restritas à faixa de regime linear.

Bauer [40], baseado na literatura existente e em seus trabalhos, sugeriu que a impedância de transferência de superfícies perfuradas poderia ser representada pela seguinte fórmula:

$$\zeta(f) = \left(\frac{\sqrt{8 \cdot \mu \cdot \rho \cdot \omega(f)}}{\sigma \cdot \rho \cdot c} \right) \left(1 + \frac{t}{d_h} \right) + \frac{0,3 \cdot M_\infty}{\sigma} + \frac{1,15 \cdot M_n}{\sigma^2} + i \cdot \left(\frac{\omega(f)}{c \cdot \sigma} (t + a_0 \cdot d_h) \right) \quad (3.51)$$



onde,

ρ é a densidade específica do meio [kg/m^3];

μ é a viscosidade cinemática do meio [kg/m.s];

$\omega(f)$ é a frequência radial [rad/s];

c é a velocidade do som no meio [m/s];

σ é a porosidade do elemento perfurado (área aberta / área fechada);

t é a espessura da parede do duto [m];

d_h é o diâmetro dos furos [m];

M_∞ é o número de Mach da velocidade de escoamento tangencial aos furos;

M_n é o número de Mach da velocidade de escoamento através dos furos;

i é igual a $\sqrt{-1}$;

a_0 é um fator de correção devido à interação entre os furos.

O fator de correção a_0 utilizado neste trabalho foi baseado em estudos feitos por Melling [46], e pode ser obtido por:

$$a_0 = 0,85 \cdot \psi(\xi) \quad (3.52)$$

onde $\xi = \frac{d_h}{d_f}$ e a função $\psi(\xi)$ é conhecida como a função de Fok, sendo dada por:

$$\psi(\xi) = 1 + a_1 \cdot \xi + a_2 \cdot \xi^2 + a_3 \cdot \xi^3 + a_4 \cdot \xi^4 + a_5 \cdot \xi^5 + a_6 \cdot \xi^6 + a_7 \cdot \xi^7 + a_8 \cdot \xi^8 \quad (3.53)$$

onde

$$\begin{aligned} a_1 &= -1,4092; & a_5 &= 0,06793; \\ a_2 &= 0; & a_6 &= -0,02287; \\ a_3 &= 0,33818; & a_7 &= 0,03015; \\ a_4 &= 0; & a_8 &= -0,01641. \end{aligned}$$

e onde finalmente

d_f é a distância entre os furos [m].

CAPÍTULO 4

TÉCNICA DE MEDIÇÃO

4.1 Introdução

Para avaliar os resultados obtidos da modelagem analítica e numérica, é necessário o emprego de métodos experimentais. Somente a partir da comparação entre os dados experimentais e analíticos/numéricos, pode-se avaliar a precisão das predições dos métodos utilizados e, assim, comprovar a eficiência dos mesmos.

Como mostrado no Capítulo 3, os critérios mais comumente utilizados na avaliação da performance acústica dos silenciadores são a *Perda de Transmissão (Transmission Loss)*, a *Perda de Inserção (Insertion Loss)* e a *Redução de Ruído (Noise Reduction)*. Por ser mais fácil de prever teoricamente, a Perda de Transmissão foi o critério adotado neste trabalho para a avaliação da performance acústica dos silenciadores, apesar do mesmo ser mais difícil de medir.

No entanto, os problemas na medição podem ser contornados aproveitando-se das facilidades propiciadas pelo desenvolvimento de aparelhos cada vez mais sofisticados e precisos, e de novas técnicas de medição como a "*Técnica dos dois microfones*", que pode ser tão precisa e confiável quanto o método tradicional do tubo de impedância, mas muito mais rápida.

Neste capítulo, será apresentada a técnica de medição da perda de transmissão e também os procedimentos para minimizar os erros que podem ocorrer durante os experimentos.

4.2 Medição do Coeficiente de Reflexão Complexo

Um sistema, conforme mostrado na Figura 4.1, é excitado com um ruído branco de banda larga, gerando um campo acústico. Considerando que há somente propagação de ondas planas, o campo acústico no interior do duto pode ser separado em suas componentes

incidente e refletida:

$$P_i = A.e^{i(\omega.t - k.z)} \quad (4.1)$$

$$P_r = B.e^{i(\omega.t + k.z)} \quad (4.2)$$

onde,

$k = \omega/c$ é o número de onda [1/m];

ω é a frequência angular [rad/s];

z é a distância da amostra ao ponto de medição [m];

c é a velocidade do som no ar [m/s];

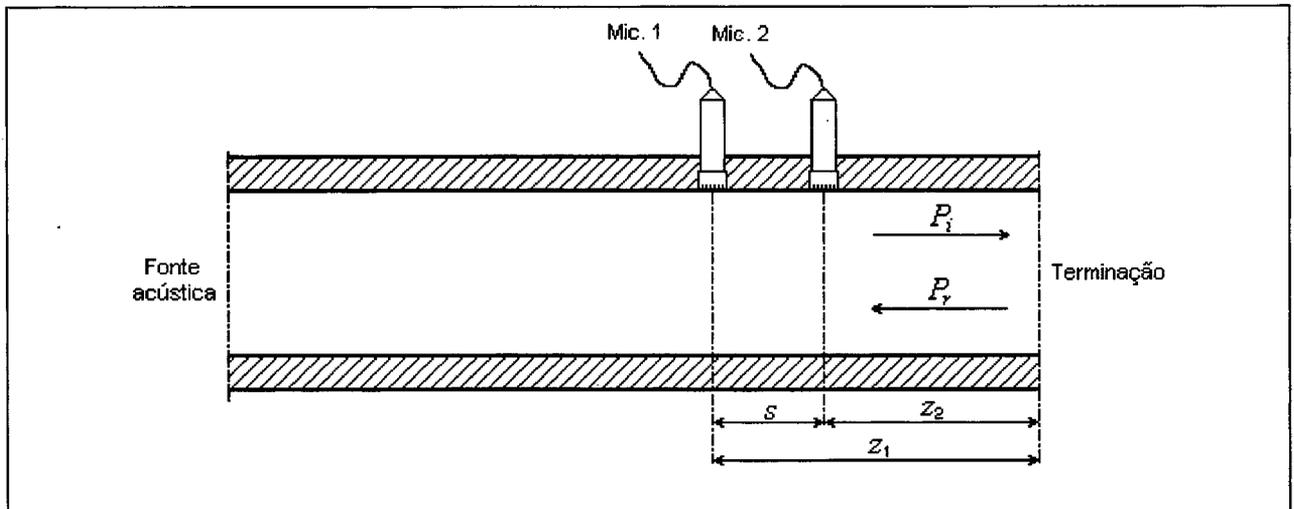


FIGURA 4.1 - Configuração básica para a medição pelo método dos dois microfones

Os sinais nos dois pontos de medição 1 e 2, separados por uma distância s , podem então ser escritos como:

$$P_1(f) = e^{i.\omega.t} (A.e^{-i.k.z_1} + B.e^{i.k.z_1}) \quad (4.3)$$

$$P_2(f) = e^{i.\omega.t} (A.e^{-i.k.z_2} + B.e^{i.k.z_2}) \quad (4.4)$$

onde,

A é uma constante real que representa a amplitude de pressão da onda;

B é uma constante complexa que representa a amplitude de pressão da onda;

A função de transferência entre os microfones nas duas posições pode ser obtida por:

$$H_{12}(f) = \frac{P_2(f)}{P_1(f)} = \frac{[A.e^{-i.k.z_1} + B.e^{i.k.z_1}]}{[A.e^{-i.k.z_2} + B.e^{i.k.z_2}]} \quad (4.5)$$

Isolando-se (B/A), que é chamado de coeficiente de reflexão complexa $R(f)$, tem-se:

$$R(f) = \left(\frac{H_{12}(f) - e^{-i.k.s}}{e^{i.k.s} - H_{12}(f)} \right) e^{2.i.k.z_1} \quad (4.6)$$

onde

s é o espaçamento entre os microfones [m];

z_1 é a distância da terminação ao microfone 1 [m].

A equação (4.6) é a base para a determinação da perda de transmissão de um silenciador como será mostrado mais adiante.

É bom lembrar que nas equações acima não são considerados o fluxo de gases e a atenuação da onda acústica devido à rugosidade da parede dos dutos.

Conforme mostrado por Chung e Blaser[2], o coeficiente de reflexão complexo se torna indeterminado para frequências discretas, quando o espaçamento entre os microfones s é equivalente a um múltiplo de meio comprimento de onda. Portanto, a fim de evitar estes pontos durante as medições até uma frequência de interesse (f_m), o espaçamento entre os microfones deve ser escolhido de maneira que:

$$s \leq \frac{c}{2.f_m} \quad (4.7)$$

A formulação usada nesta técnica experimental considera somente a propagação de ondas planas nos dutos de medição. Portanto, a validade do método é determinada pela primeira frequência de corte do duto que é dada, para um duto de seção circular, por [45]:

$$f_c = \frac{1,84.c}{\pi.d} \quad (4.8)$$

onde,

d é o diâmetro do duto [m].

4.3 Medição da Perda de Transmissão

Segundo a definição, a perda de transmissão de um silenciador pode ser obtida por:

$$TL = 10 \cdot \log_{10} \left| \frac{W_i}{W_t} \right| \quad (4.9)$$

onde,

W_i é a potência sonora incidente na entrada do silenciador [W];

W_t é a potência sonora transmitida na saída do silenciador [W].

Considerando-se o sistema de medição mostrado conforme a Figura 4.2, as potências sonoras incidente (W_i) e transmitida (W_t) são dadas por:

$$W_i = \frac{P_i^2 S_1}{\rho c} = \frac{D_{11} S_1}{\rho c |1 + R_1|^2} \quad (4.10)$$

$$W_t = \frac{P_t^2 S_2}{\rho c} = \frac{D_{22} S_2}{\rho c |1 + R_2|^2} \quad (4.11)$$

onde,

P_i é a pressão sonora incidente na entrada do silenciador [N/m²];

P_t é a pressão sonora transmitida após o silenciador [N/m²];

S_1 é a área do duto antes do silenciador [m²];

S_2 é a área do duto após o silenciador [m²];

D_{11} é a densidade espectral de potência antes do silenciador;

D_{22} é a densidade espectral de potência após o silenciador;

R_1 é o coeficiente de reflexão complexo antes do silenciador;

R_2 é o coeficiente de reflexão complexo após o silenciador;

ρ é a densidade do ar [kg/m³];

c é a velocidade do som no fluido [m/s].

Combinando as equações (4.10), (4.11), (4.6) e substituindo em (4.9) tem-se:

$$TL = 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{e^{i.k.s} - H_{12}}{e^{i.k.s} - H_{34}} \right| + 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{D_{11}}{D_{22}} \right|^{1/2} + 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{S_1}{S_2} \right|^{1/2} \quad (4.12)$$

onde,

H_{12} é a função de transferência entre os microfones nas posições 1 e 2;

H_{34} é a função de transferência entre os microfones nas posições 3 e 4.

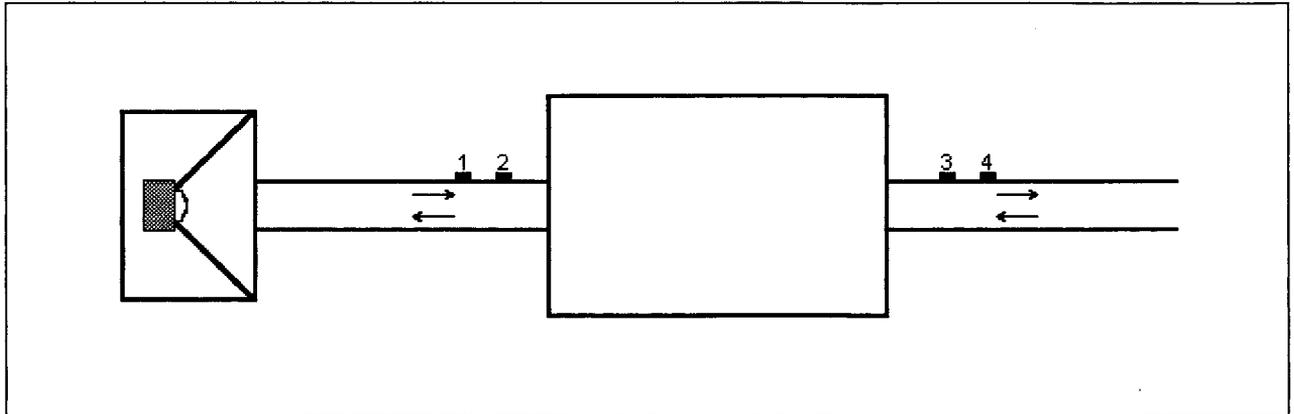


FIGURA 4.2 - Configuração para medição da perda de transmissão

4.4 Obtenção da Função de Transferência Utilizando Um Único Microfone [4]

A função de transferência é por definição:

$$H_{12}(f) = \frac{P_2(f)}{P_1(f)} = \frac{D_{12}(f)}{D_{11}(f)} \quad (4.13)$$

onde,

$P(f)$ é a transformada de Fourier da pressão sonora $p(t)$;

$D_{12}(f)$ é a densidade espectral cruzada entre $P_1(f)$ e $P_2(f)$ que é igual à:

$$D_{12}(f) = \frac{1}{2} \cdot [P_1^*(f) \cdot P_2(f)] \quad (4.14)$$

$D_{11}(f)$ é a densidade espectral de potência de $P_1(f)$ que é igual à:

$$D_{11}(f) = \frac{1}{2} \cdot [P_1^*(f) \cdot P_1(f)] \quad (4.15)$$

Logo, a equação (4.11) pode ser rescrita como:

$$H_{12}(f) = \frac{P_1^*(f) \cdot P_2(f)}{P_1^*(f) \cdot P_1(f)} \cdot \frac{F(f) \cdot F^*(f)}{F(f) \cdot F^*(f)} \quad (4.16)$$

$$H_{12}(f) = H_{1F}(f) \cdot H_{F2}(f) \quad (4.17)$$

onde,

* designa o complexo conjugado;

$F(f) \cdot F^*(f)$ é o espectro de potência do sinal do gerador;

$H_{1F}(f)$ é a função de transferência entre o sinal do microfone na posição 1 e o sinal do gerador;

$H_{F2}(f)$ é a função de transferência entre o sinal do gerador e o sinal do microfone na posição 2.

Para processos estacionários, as funções de transferências $H_{1F}(f)$ e $H_{F2}(f)$ não precisam ser determinadas simultaneamente. Logo, somente um único microfone pode ser usado para a aquisição em seqüência dos dados nas posições de medição. Assim, elimina-se qualquer erro associado à mudança de fase entre os microfones e, além disso, não há a necessidade de se fazer a calibração dos microfones toda vez que se fizer uma medição. Enquanto a medição é feita em uma posição, os outros pontos de medição devem ficar tampados para evitar vazamentos. Para o caso de se usar somente um único microfone, o tipo de sinal usado para excitar o sistema deve ser do tipo determinístico, sendo que o mais recomendado, segundo a norma ISO10534-2, é o sinal pseudo-aleatório periódico.

Para os pontos de medição colocados após o silenciador nas posições 3 e 4, o procedimento utilizado para as medições da função de transferência deve ser o mesmo.

4.5 Erros

Os erros resultantes na medição da perda de transmissão podem ser devidos basicamente a dois fatores. Primeiro, devido aos erros associados aos dados de entrada como a função de transferência, a densidade espectral de potência e o espaçamento entre os microfones. Segundo, devido à sensibilidade das fórmulas de cálculo aos erros nos dados de entrada.

Com base em estudos feitos por Bodén e Abom[5-7] e por Seybert e Soenarko[41], podem ser traçadas algumas sugestões a fim de minimizar os erros nas medições:

- O comprimento do duto deve ser mantido pequeno, em torno de 5 a 10 vezes o diâmetro do duto;
- A fonte não deve ser muito reflectiva;
- Os microfones devem ser posicionados o mais próximo possível da terminação. No entanto, esta distância não deve ser menor do que 10 mm, a fim de evitar a influência de campos próximos;
- Nas freqüências para a qual a pressão nodal coincide com o posicionamento de um dos microfones, a coerência diminuirá, o que pode causar erros grandes. A melhor maneira de contornar este problema é fazer novas medições para um diferente posicionamento de microfones;
- A fim de evitar uma maior sensibilidade a erros associados aos dados de entrada, o método dos dois microfones pode dar melhores resultados se for usado na faixa de freqüência entre:

$$\frac{0,1.c}{2.s} < f < \frac{0,8.c}{2.s} \quad (4.18)$$

onde

c é a velocidade do som no ar [m/s];

s é o espaçamento entre os microfones [m].

- A região para o qual o método dos dois microfones possui uma menor sensibilidade aos erros associados aos dados de entrada será na região em torno de:

$$f = \frac{c}{4.s} \quad (4.19)$$

- A coerência entre os microfones deve ser mantida a mais alta possível a fim de minimizar os erros aleatórios;

A afirmação anterior implica em que o espaçamento entre os microfones deve ser pequeno. Contudo, para baixas freqüências o espaçamento não deve ser muito pequeno pois a precisão nesta faixa de freqüência seria reduzida. A função de coerência é definida por:

$$\gamma_{12}^2(f) = \frac{|D_{12}(f)|^2}{D_{11}(f) \cdot D_{22}(f)} \quad (4.20)$$

Com a utilização de somente um único microfone, a função de coerência não pode ser obtida diretamente. No entanto, a função de coerência pode ser rescrita como:

$$\gamma_{12}^2(f) = \frac{|P_1^*(f) \cdot P_2(f)|^2}{(P_1^*(f) \cdot P_1(f)) \cdot (P_2^*(f) \cdot P_2(f))} \cdot \frac{(F^*(f) \cdot F(f))^2}{(F^*(f) \cdot F(f))^2} \quad (4.21)$$

$$\gamma_{12}(f)^2 = \gamma_{1F}(f)^2 \cdot \gamma_{F2}(f)^2$$

onde,

$\gamma_{1F}(f)^2$ é a função de coerência do microfone na posição 1 em relação à fonte;

$\gamma_{F2}(f)^2$ é a função de coerência da fonte em relação ao microfone na posição 2.

Para se medir a coerência do sinal nas posições 3 e 4, o procedimento deve ser o mesmo.

4.6 Aparelhos Utilizados

Nas medições foram utilizados os seguintes aparelhos:

- Analisador FFT TEKTRONIX - Modelo 2630;
- Microfone de 1/2" B&K - Modelo 4166;
- Amplificador de Potência B&K - Modelo 2706;
- Fornecedor de Potência do Microfone B&K - Modelo 2804;
- Prê-amplificador B&K - Modelo 2619.

O analisador usado possui uma frequência de amostragem de 2,56 vezes a frequência máxima de análise. Isto significa que o fator de amostragem é 2,56 vezes a frequência máxima de análise (f_m). Isto é:

$$f_a = 2,56 \cdot f_m \quad (4.22)$$

O valor mínimo de acordo com a teoria de amostragem é de 2 vezes.

4.7 Procedimento Experimental

Para verificar a precisão do sistema de medição, foi montada uma bancada de teste conforme o esquema da Figura 4.3. Na Figura 4.4 é mostrada uma foto do experimento, na qual a perda de transmissão da câmara de expansão está sendo medida. Todas as medições foram feitas considerando-se a temperatura ambiente (20 °C).

Os dutos de entrada e saída utilizados são de PVC, com espessura de paredes de 3 mm, diâmetro interno de 43 mm e comprimento de aproximadamente 400 mm. A câmara de expansão utilizada é feita de PVC, com espessura de parede de 15 mm, diâmetro interno de 170 mm e comprimento de 200 mm. Para fechar as laterais da câmara de expansão foram feitas tampas de madeira com espessura de aproximadamente 20 mm e com furos centrais para a entrada dos dutos de 50 mm, correspondente ao diâmetro externo dos dutos (Figura 4.5). Como fonte de ruído, foi utilizado um alto-falante colocado em uma caixa de madeira.

O espaçamento utilizado entre os microfones foi de 50 mm. Portanto, bons resultados são esperados na faixa de :

$$343 \text{ Hz} < f < 2744 \text{ Hz}$$

utilizando-se a equação (4.18).

Para o diâmetro de duto utilizado no experimento, as medições são válidas até a primeira frequência de corte do duto:

$$f < 4672 \text{ Hz}$$

conforme a equação (4.8).

Para o cálculo da perda de transmissão, foram utilizados os seguintes valores para as propriedades do meio de propagação:

$$\rho = 1,21 \text{ kg/m}^3$$

$$c = 343 \text{ m/s}$$

que corresponde aproximadamente às propriedades do ar à 20 °C. Estas propriedades foram consideradas como sendo constantes ao longo das medições.

Para facilitar a colocação do microfone na mesma posição nos vários pontos de medição, foi

feito um suporte de madeira, que foi colado nos dutos de entrada e saída, e um suporte para o microfone feito de plástico (ver Figura 4.6).

Após terem sido feitas as medições das funções de transferência e da densidade espectral de potência, os mesmos são substituídos na expressão (4.12) para a obtenção da perda de transmissão.

4.8 Resultados

A perda de transmissão de uma câmara simples, pela teoria da onda plana é dada por [9]:

$$PT = 10 \cdot \log_{10} \left[\cos^2 \left(\frac{\pi \cdot f}{2 \cdot f_n} \right) + \frac{1}{4} \left(\frac{S_2}{S_1} + \frac{S_1}{S_2} \right)^2 \cdot \sin^2 \left(\frac{\pi \cdot f}{2 \cdot f_n} \right) \right] \quad (4.23)$$

onde

$$f_n = \frac{c}{4 \cdot l}$$

S_1 é a área da seção transversal dos dutos [m²];

S_2 é a área da seção transversal da câmara de expansão [m²].

Esta expressão pode também ser obtida, fazendo uso da matriz de transferência (3.15), considerando-se que o fluxo de gases é zero e, então, aplicando-se os valores da matriz na fórmula da perda de transmissão (equação 3.5). Os resultados da medição comparados com os resultados fornecidos pela teoria da onda plana são mostrados na Figura 4.7. As linhas pontilhadas verticais delimitam a faixa de validade da medição para o espaçamento entre os microfones utilizado no experimento.

Como se pode notar pela Figura 4.7, os resultados da medição e da teoria da onda plana para a perda de transmissão começam a divergir para frequências acima de 2000 Hz. Isto é devido a não consideração da propagação de outros modos acústicos na formulação dada pela teoria da onda plana.

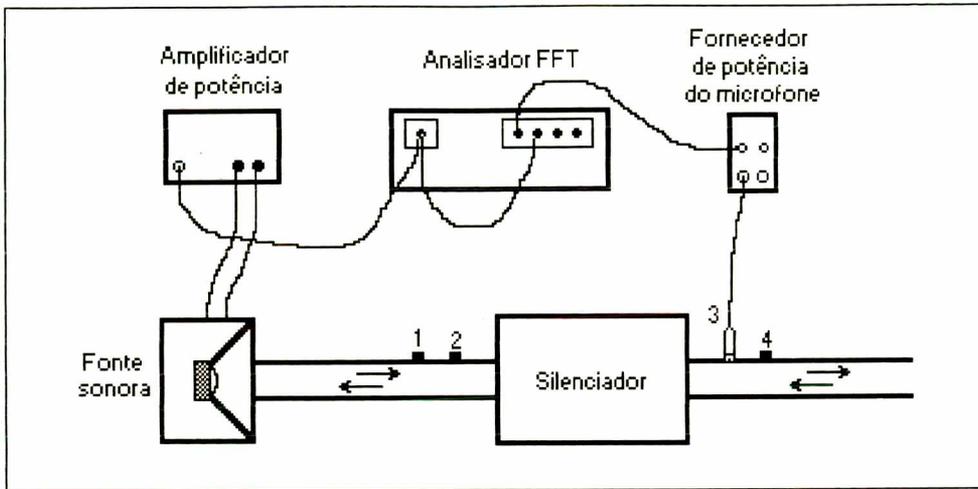


FIGURA 4.3 - Esquema da montagem do experimento

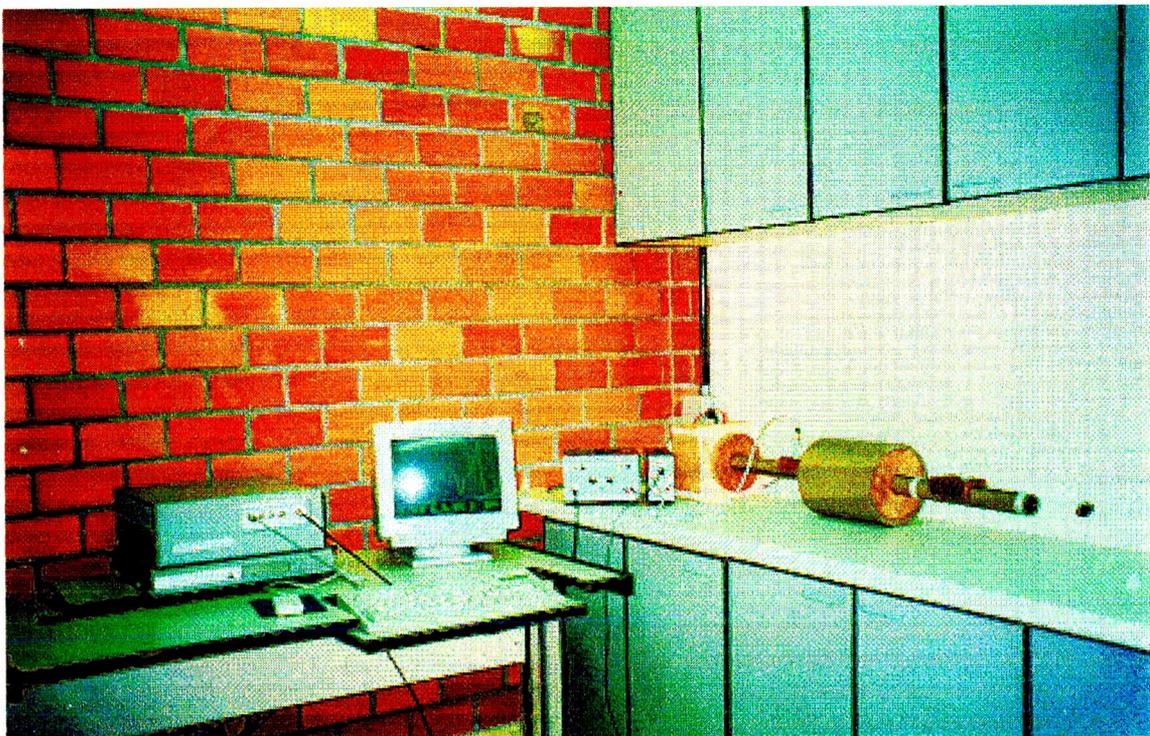


FIGURA 4.4 - Foto da montagem do experimento

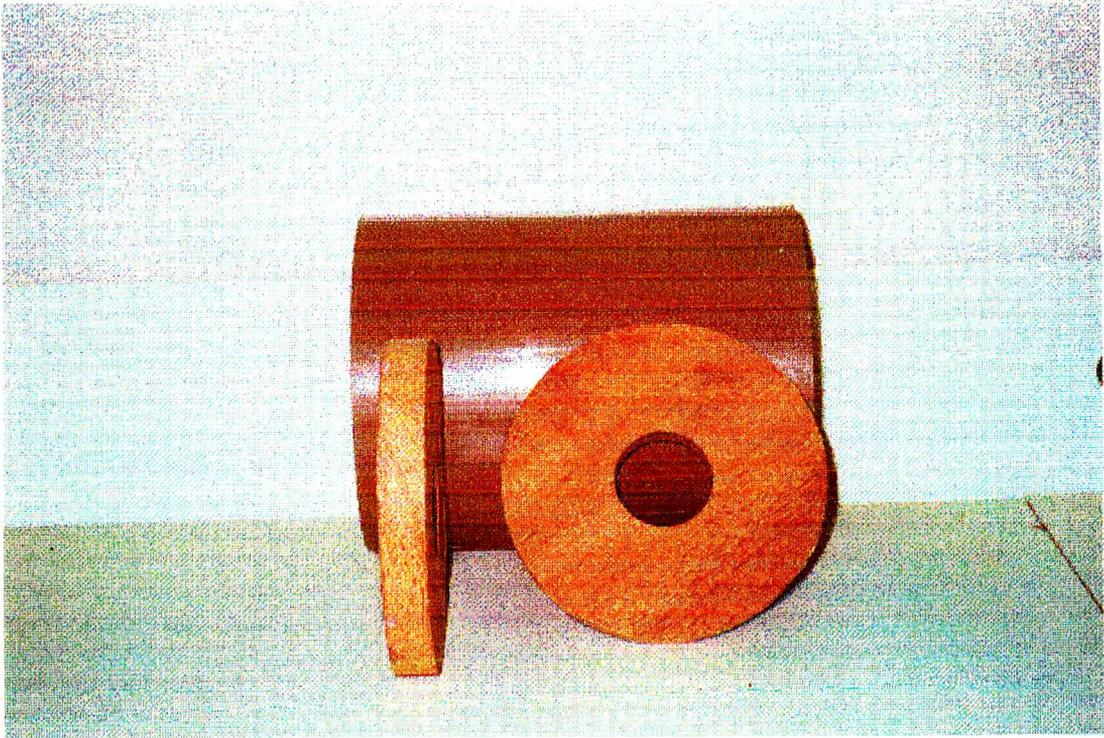


FIGURA 4.5 - Componentes da câmara de expansão simples

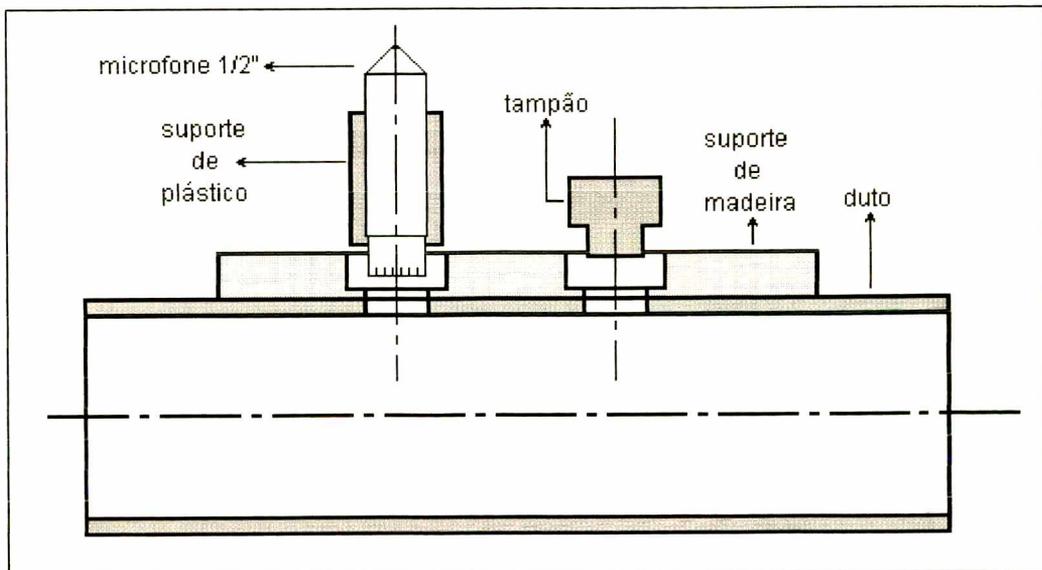


FIGURA 4.6 -Esquema do suporte do microfone

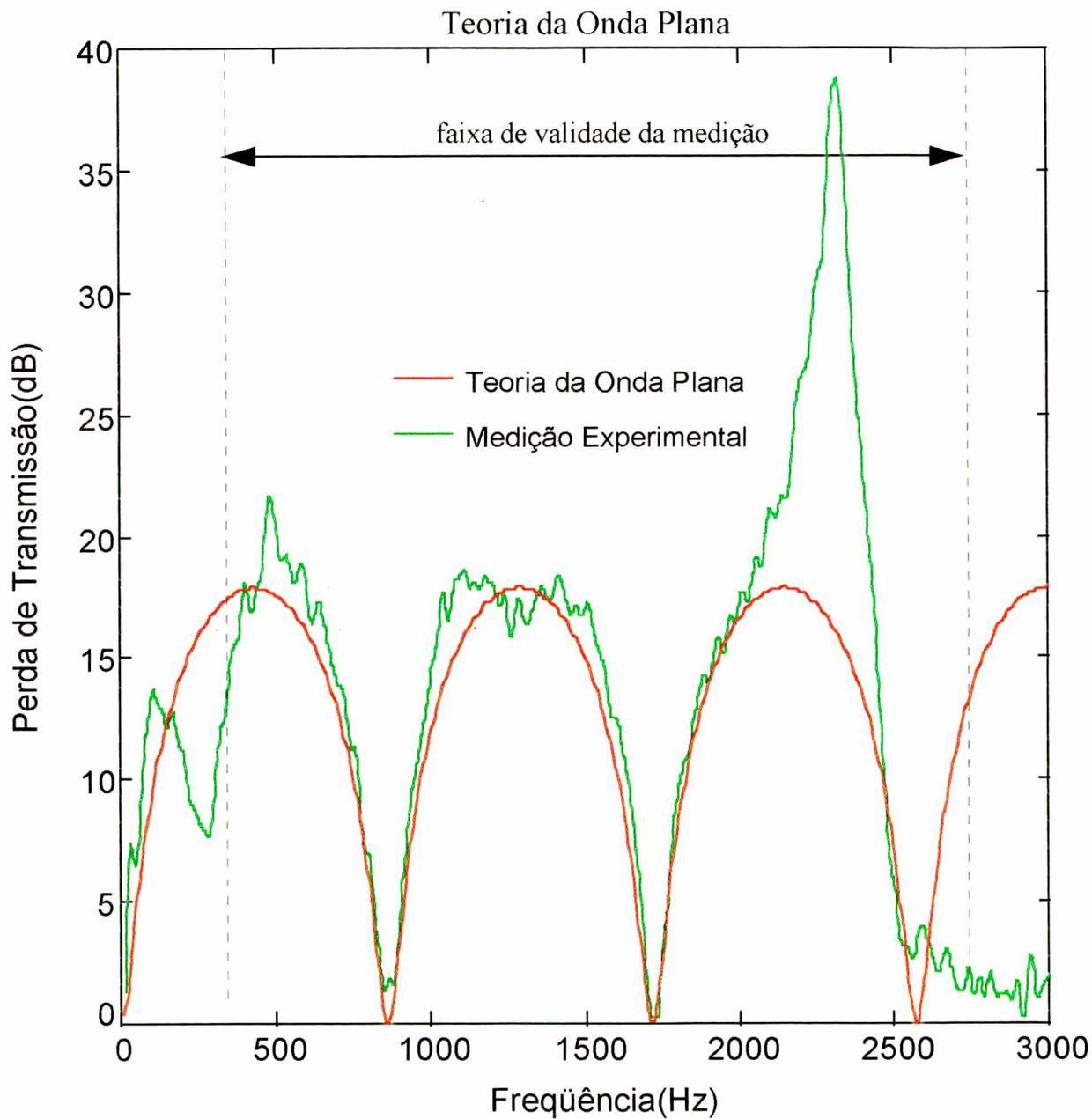


FIGURA 4.7 - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão simples.

CAPÍTULO 5

MÉTODOS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA

5.1 Introdução

Os métodos de discretização numérica são conhecidos há muito tempo pela comunidade científica. No entanto, somente a partir do desenvolvimento computacional e, do surgimento de programas mais eficientes na implementação destes métodos, que a discretização numérica se tornou mais popular. Dentre estes métodos, podem-se citar o método dos elementos finitos (FEM) e o método dos elementos de contorno (BEM).

Hoje em dia, cada vez mais estes métodos têm sido usados no desenvolvimento de novos projetos na indústria. Devido à versatilidade dos métodos computacionais, os tempos gastos na confecção e teste de protótipos podem ser reduzidos e, com isso, diminuídos os custos de projeto. Mas, para que resultados insatisfatórios não sejam obtidos, é necessário que a análise e a modelagem do protótipo sejam feitas corretamente.

Neste capítulo, será feita uma breve apresentação dos softwares e dos métodos para o cálculo da performance de silenciadores usando-se a modelagem numérica.

5.2 Softwares Utilizados

Neste trabalho será utilizado o software **SYSNOISE** para a análise acústica dos silenciadores. Este software, desenvolvido pela **Numerical Integration Technologies (NIT)**, é um programa de análise acústica numérica usado para modelar o comportamento acústico de um fluido e a interação deste com corpos vibrantes. O fluido pode ser modelado usando-se uma aproximação por elementos finitos (FEM) ou elementos de contorno (BEM).

Na modelagem de campos acústicos, o método dos elementos de contorno pode ser empregado tanto para problemas internos (cavidades), como para problemas externos (campo livre). A análise pelo método dos elementos finitos, por outro lado, é melhor adaptada para o

estudo de problemas internos. Isto é devido ao fato de que no FEM, todo o meio acústico a ser analisado deve ser discretizado, enquanto que no BEM, somente as superfícies da cavidade em análise devem ser discretizadas. Isto tornaria a análise de problemas externos inviável para a análise por FEM, devido à necessidade da discretização de todo o campo acústico externo e, com isso aumentado muito o tempo de processamento do problema.

Ainda, dois métodos podem ser utilizados para resolver os problemas pelo BEM [47]:

- Uma aproximação pelo Método Direto de Colocação;
- Uma aproximação pelo Método Indireto Variacional.

No Método Direto de Colocação, a pressão e a velocidade são usadas como variáveis na superfície do modelo, enquanto que no Método Indireto Variacional, são usadas a descontinuidade de pressão e de velocidade através da suposta superfície. Estas formulações diferentes, levam à equações integrais diferentes para o campo acústico, as quais são resolvidas usando técnicas diferentes.

As palavras Colocação e Variacional referem-se às técnicas de solução. No método de colocação, a solução aproximada é forçada a satisfazer a equação exata da integral dos contornos em um número finito de pontos na superfície, chamados de pontos de colocação. No método variacional, a solução aproximada é obtida minimizando o funcional associado à equação da integral das superfícies.

O procedimento de modelagem de radiação acústica típica, ignora a interação entre o fluido e as superfícies vibrantes. Este tipo de análise é conhecido como problemas desacoplados. No SYSNOISE, é possível também modelar a interação entre a superfície vibrante e o fluido que a envolve. Este tipo de análise, conhecido como problemas acoplados, é geralmente feito quando a densidade do fluido não é desprezível em relação à densidade da estrutura vibrante ou quando as estruturas vibrantes são muito flexíveis (muito finas).

Como o SYSNOISE não possui um pré-processador, ou seja, um gerador da malha, esta etapa do trabalho foi feita utilizando-se o software ANSYS, desenvolvido pela Swanson Analysis Systems Incorporation (SASI). O SYSNOISE possui uma interface que permite a comunicação entre os dois softwares (Figura 5.1).

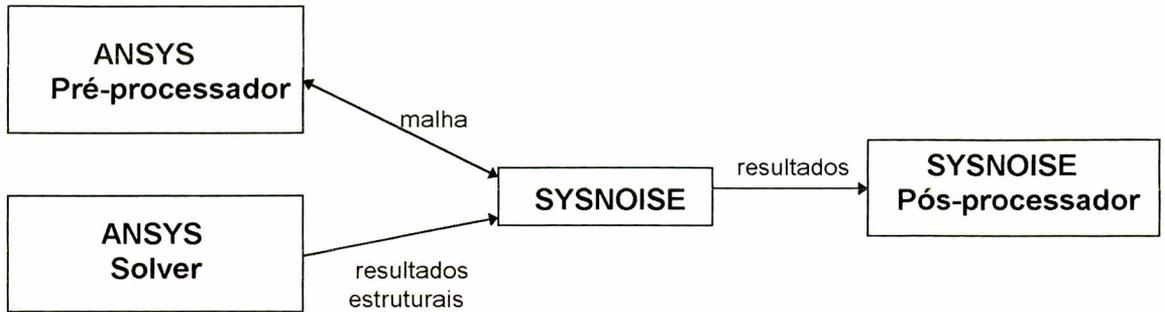


FIGURA 5.1 - Interface entre os softwares SYSNOISE e ANSYS

5.3 Cálculo da Perda de Transmissão

A perda de transmissão de um silenciador pode ser calculada utilizando-se o método da matriz de transferência. Neste método, um elemento acústico, cujos dutos de entrada e saída possuem pressões p_1 e p_2 , e velocidades de partícula u_1 e u_2 respectivamente, pode ser representado pelas seguintes equações :

$$p_1 = A.p_2 + B.u_2 \tag{5.1}$$

$$u_1 = C.p_2 + D.u_2$$

ou, em uma forma matricial,

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{bmatrix} \tag{5.2}$$

onde,

A , B , C e D são os parâmetros de quatro pólos, que são as incógnitas a serem determinadas para o cálculo da perda de transmissão. Uma importante propriedade da matriz de transferência reside no fato que estes quatro parâmetros obedecem à teoria da reciprocidade e, portanto, eles estão relacionados por:

$$A.D - B.C = 1 \tag{5.3}$$

Para determinar os parâmetros A , B , C e D , são necessários dois conjuntos de condições de contorno diferentes (Figura 5.2). Para determinar A e C , prescreve-se uma velocidade de partícula igual a zero ($u_2=0$) na área da seção transversal S_2 do duto de saída e, uma distribuição de velocidade de partícula plana com uma amplitude unitária ($u_1=1$) na área da seção transversal S_1 do duto de entrada. Nas áreas restantes do silenciador S_3 consideradas como sendo rígidas, deve-se prescrever uma velocidade de partícula normal à superfície igual a zero ($u_n=0$). No SYSNOISE, esta última condição é considerada automaticamente para as seções livres na qual não forem prescritos nenhuma condição de contorno.

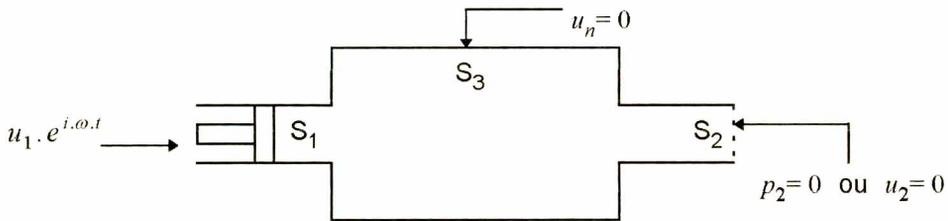


FIGURA 5.2 - Condições de contorno aplicadas ao modelo

Para determinar os parâmetros B e D , deve-se prescrever uma pressão igual a zero na área da seção transversal S_2 do duto de saída ($p_2=0$), mantendo as mesmas condições de contorno nas outras seções. Ao invés de utilizar uma velocidade de partícula plana no duto de entrada, pode-se utilizar também uma distribuição de pressão plana na seção ($p_1=1$). Após fazer a análise para o espectro de frequência desejado, utilizando-se os dois conjuntos de condições de contorno, os quatro parâmetros A , B , C e D podem ser obtidos por :

$$A = \left. \frac{p_1}{p_2} \right|_{u_2=0} ; B = \left. \frac{p_1}{u_2} \right|_{p_2=0} ; C = \left. \frac{u_1}{p_2} \right|_{u_2=0} ; D = \left. \frac{u_1}{u_2} \right|_{p_2=0} \tag{5.4}$$

Uma restrição importante no uso da matriz de transferência é de que a frequência máxima de análise seja menor do que a frequência de corte dos dutos de entrada e saída, a fim de que haja somente propagação de ondas planas nos mesmos (ver equação 4.8).

Uma vez calculados os quatro parâmetros, a perda de transmissão pode ser obtida por [9]:

$$TL = 20 \cdot \log_{10} \frac{1}{2} \cdot \left| A + \frac{B}{\rho \cdot c} + C \cdot \rho \cdot c + D \right| \quad (5.5)$$

considerando-se que a seção transversal dos dutos de entrada e saída possuem a mesma área. A equação (5.5) é semelhante à equação (3.3), exceto que os parâmetros de quatro pólos tem um significado um pouco diferente, pois nesta equação é utilizada a velocidade de partícula u ao invés da velocidade de massa v .

onde

ρ é a densidade do meio [kg/m^3];

c é a velocidade do som no meio [m/s].

Alternativamente, a perda de transmissão pode ser calculada usando-se somente um conjunto de condições de contorno e, assim, economizando metade do tempo gasto no método anterior. Para isso, é necessário que o duto de saída tenha uma terminação anecóica, ou seja, deve ser imposto uma impedância igual à impedância acústica do meio ($Z = \rho \cdot c$), como condição de contorno na seção S_2 do duto de saída. No duto de entrada, como no método anterior, pode-se prescrever uma distribuição de velocidade de partícula plana ou de pressão acústica plana ($p_1 = 1$ ou $u_1 = 1$). Nas outras seções, as condições de contorno também permanecem inalteradas (Figura 5.3).

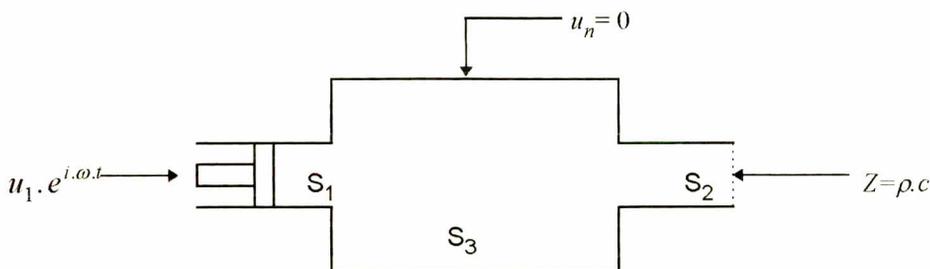


FIGURA 5.3 - Condições de contorno aplicadas ao modelo

Após fazer a análise para o espectro de frequência desejado e, armazenando as pressões e velocidades para um ponto qualquer nos dutos de entrada e saída, a perda de transmissão pode ser calculada por [38]:

$$TL = 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{p_1 + \rho \cdot c \cdot u_1}{2 \cdot \rho \cdot c \cdot u_2} \right| = 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{p_1 + \rho \cdot c \cdot u_1}{2 \cdot p_2} \right| \quad (5.6)$$

onde

p_1 é a pressão acústica no duto de entrada [N/m²];

u_1 é a velocidade de partícula no duto de entrada [m/s];

u_2 é a velocidade de partícula no duto de saída [m/s];

p_2 é a pressão acústica no duto de saída [N/m²];

Neste método, como no método anterior, também é considerado que há somente propagação de ondas planas nos dutos de entrada e saída.

5.4 Simulação Numérica

Para verificar a precisão dos resultados fornecidos pelos diferentes métodos de predição numérica implementada no SYSNOISE, foi feita a análise de uma câmara de expansão simples com as mesmas dimensões da câmara utilizada no capítulo anterior.

Aproveitando-se da simetria da câmara de expansão analisada, somente a metade do modelo precisa ser modelado. A malha da câmara de expansão utilizada na análise pelo FEM (Figura 5.4), foi feita utilizando-se elementos lineares de volume. Como na análise por BEM há a necessidade de se modelar somente as superfícies da câmara, o modelo utilizado se constitui somente de elementos lineares de área (Figura 5.5). A malha utilizada na análise pelo BEM Direto e na análise pelo BEM Indireto foi a mesma.

A câmara de expansão em análise possui uma axissimetria, ou seja possui uma simetria em relação a um dos eixos. Com isso, o modelo pode ser tratado como sendo bidimensional e, a análise pelo FEM pode ser feita utilizando-se elementos de área e o modelo para a análise pelo BEM pode ser feita utilizando-se elementos de linha (Figura 5.6). Neste modelo, os modos circunferenciais anti-simétricos não são considerados no cálculo pois, estes modos não são significativamente excitados para este tipo de configuração [44-45] (duto de entrada e saída colocados no centro da circunferência). O SYSNOISE oferece a opção de análise por axissimetria para a análise pelo FEM e pelo BEM Direto.

Os arquivos de comando utilizado no cálculo da perda de transmissão, empregando os diferentes métodos, podem ser encontrados no Apêndice 1.

As Figuras 5.7, 5.8, 5.9, 5.10 e 5.11 mostram a comparação das medições com as predições obtidas pelo FEM axi-simétrico, FEM, BEM Direto axisimétrico, BEM Direto e BEM Indireto respectivamente. Como pode-se notar, há uma excelente concordância entre os resultados das predições de todos os métodos utilizados e as medições, inclusive na região acima da frequência de corte da câmara, na qual a teoria da onda plana falha.

Para a câmara analisada, o primeiro modo radial é aproximadamente 2445 Hz. Pode-se notar que para frequências acima da mesma, há uma perda de efetividade na perda de transmissão da câmara, devido à excitação deste modo, o que faz com que o ruído propague através da câmara sem ser atenuado. Este efeito é conhecido como “tunneling” [45]. A Figura 5.12 mostra a distribuição do nível de pressão sonora em dB, calculada pelo FEM para a frequência de 2720 Hz, na qual a perda de transmissão é praticamente zero. Através desta figura, pode-se visualizar claramente o efeito de “tunneling”.

Na Figura 5.13 é mostrada a distribuição do nível de pressão sonora para a frequência de 2350 Hz, que corresponde aproximadamente ao pico na curva da perda de transmissão da câmara analisada. O cálculo da distribuição do nível de pressão sonora mostrada nesta figura foi feito utilizando-se o BEM Indireto.

5.5 Comentários

Para a escolha do método de discretização numérica mais adequado a cada problema, deve-se levar em conta as vantagens e desvantagens de cada método. No BEM, apesar da maior facilidade apresentada na geração da malha do modelo, especialmente para geometrias mais complexas, geralmente o tempo de processamento para a resolução do problema é maior em relação ao mesmo caso que pode ser resolvido pelo FEM (ver Tabela 5.1). Ainda, utilizando o BEM, não é possível o cálculo dos modos acústicos de uma cavidade utilizando-se a versão 5.2 do SYSNOISE. Por outro lado, para a análise de problemas externos utilizando o FEM, há a necessidade de discretizar todo o meio externo, tornando este tipo de análise inviável para este tipo de problema. Geralmente, o BEM é mais apropriado para a análise acústica de problemas exteriores, enquanto que o FEM é mais apropriado para a análise de problemas acústicos de cavidade internas.

A grande vantagem da modelagem por axissimetria, além da maior facilidade na confecção do modelo, reside no fato de que a quantidade de nós e elementos para descrever um modelo é

reduzido e, com isso o tempo de processamento é menor. Isto está mostrado claramente na Tabela 5.1.

Na análise de silenciadores, um importante fator na escolha do método é a possibilidade da modelagem de materiais porosos e elementos perfurados. Estes tipos de dispositivos são muito utilizados para melhorar a atenuação propiciada pelos silenciadores.

No SYSNOISE, elementos perfurados só podem ser modelados pelo FEM. Para se modelar elementos perfurados utilizando o BEM, seria necessário a utilização do método apresentado por Seybert e Cheng [36], chamado de BEM com multi-domínio, que não está implementado no SYSNOISE.

Os materiais porosos são caracterizados por uma impedância acústica, a qual pode ser medida em um tubo de onda plana. A impedância acústica medida, pode então ser utilizada como condição de contorno, no local onde os materiais são colocados. Este tipo de condição de contorno pode ser aplicada em todas as opções de análise do SYSNOISE. No entanto, se a espessura do material não for pequena em relação ao comprimento de onda, o material poroso vai propiciar a propagação de ondas paralelas à sua superfície. Neste caso, o material é chamado de "bulk reacting". Para simular estes tipos de materiais no SYSNOISE, é necessário que a resistividade, a porosidade e o fator de estrutura do material sejam conhecidos. O SYSNOISE só oferece a opção da modelagem do material acústico pelo FEM.

TABELA 5.1 - Comparação entre o tempo de processamento dos métodos de discretização numérica

	n.º de nós	n.º de elementos	Tempo de processamento
FEM tridimensional	2.202	1.920	1h 02min 13 seg
BEM Direto tridimensional	261	228	1h 29min 54 seg
BEM Indireto tridimensional	261	228	3h 40min 03 seg
FEM axissimétrico	261	220	1min 17seg
BEM Direto axissimétrico	89	88	28min 32seg

* utilizando um PC com processador Pentium de 100 Mhz e 32 Mbytes de RAM

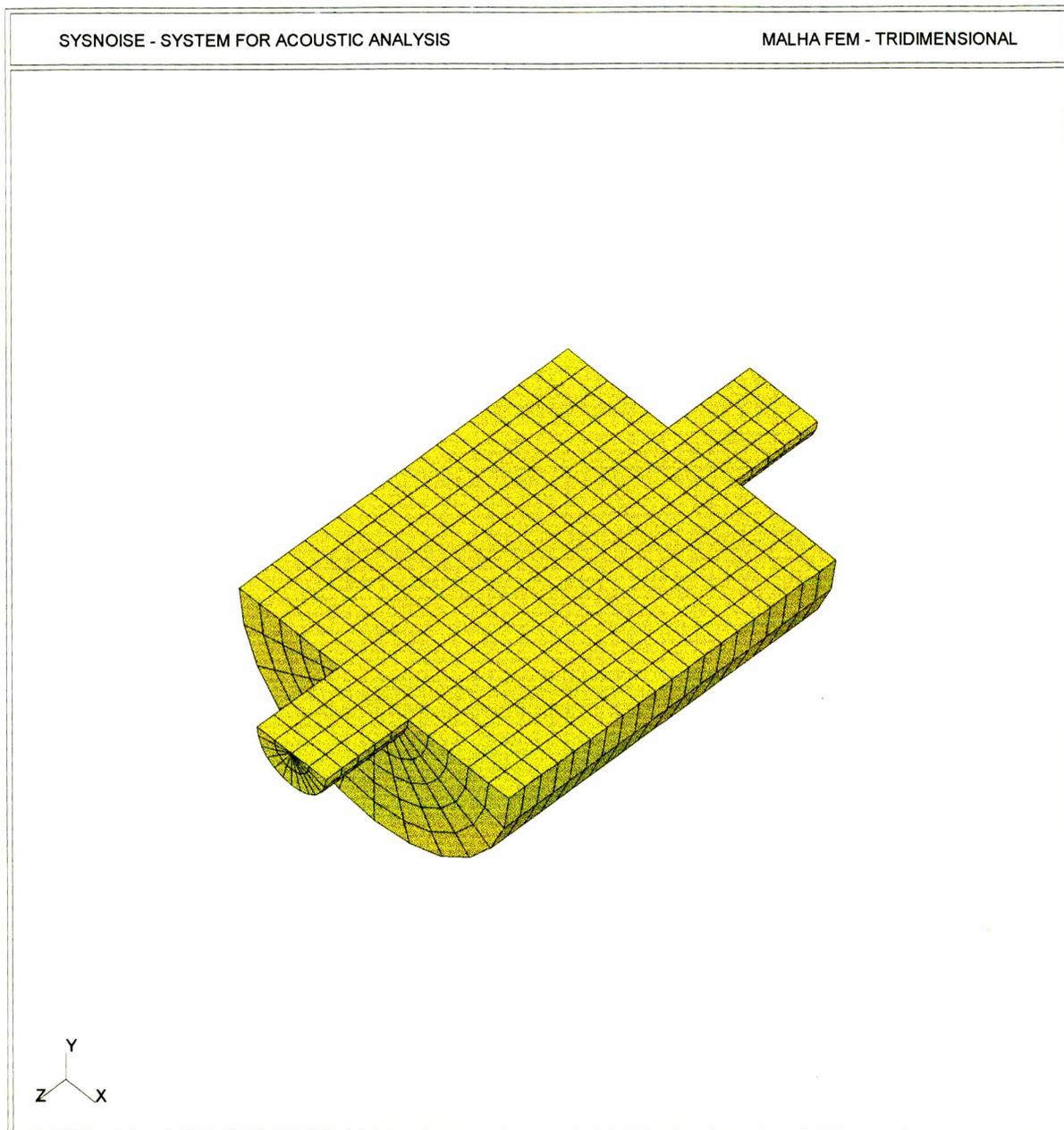


FIGURA 5.4 - Malha utilizada na análise da câmara de expansão simples pelo FEM

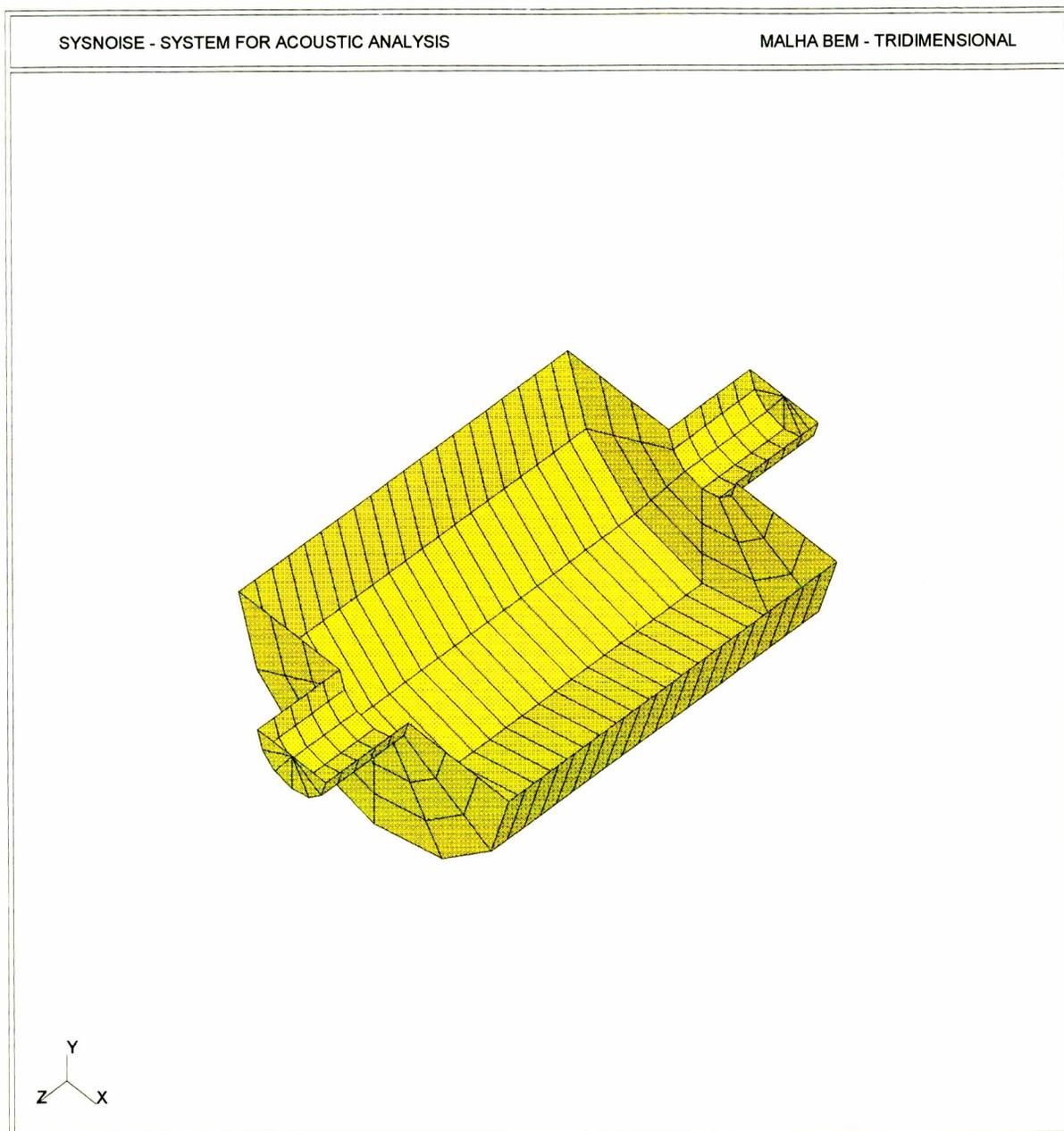


FIGURA 5.5 - Malha utilizada na análise da câmara de expansão simples pelo BEM



FIGURA 5.6 - Malhas utilizadas na análise da câmara de expansão simples pelo FEM axissimétrico (direita) e BEM axissimétrico (esquerda)

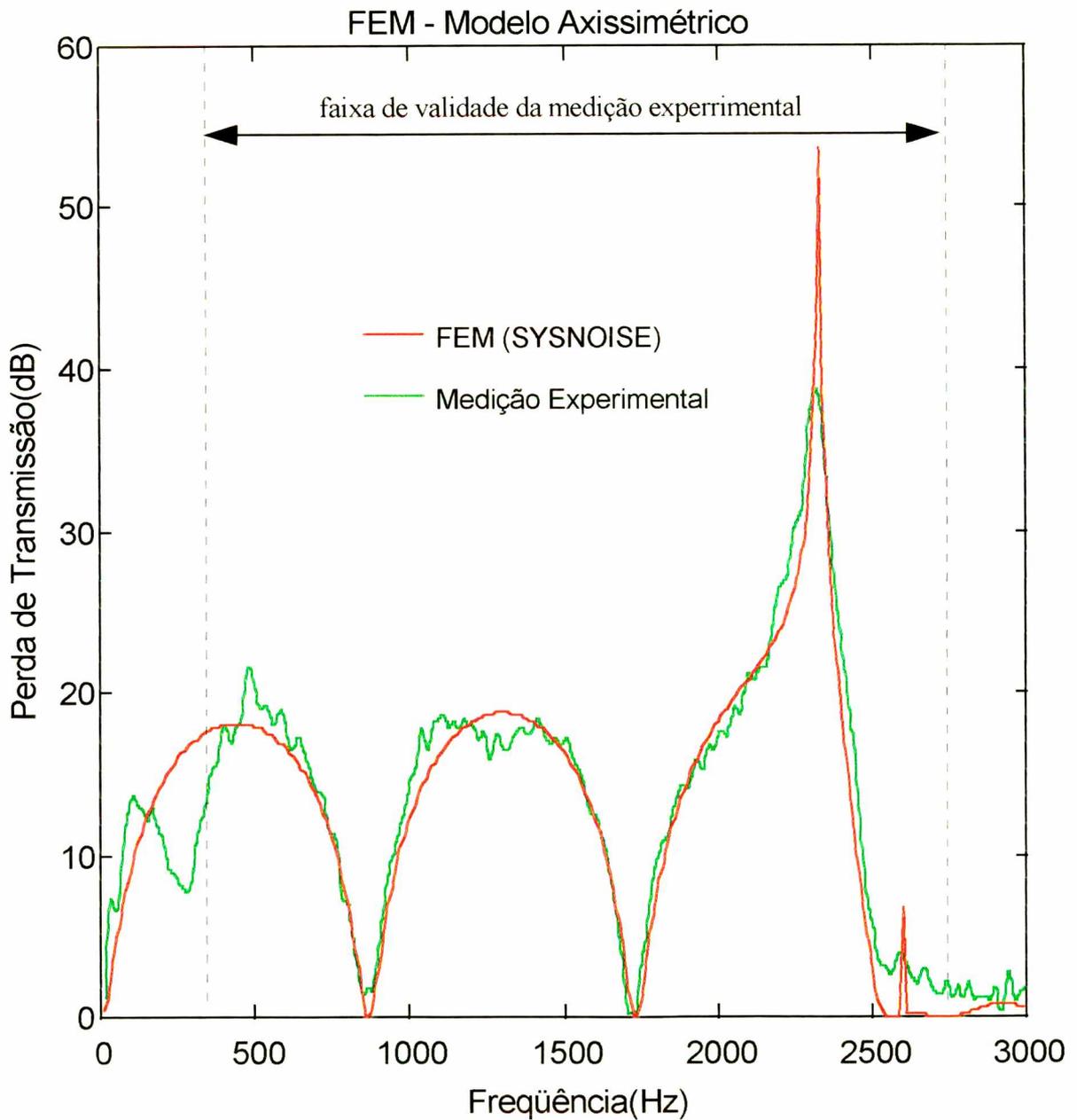


FIGURA 5.7 - FEM (modelo axissimétrico) - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão simples.

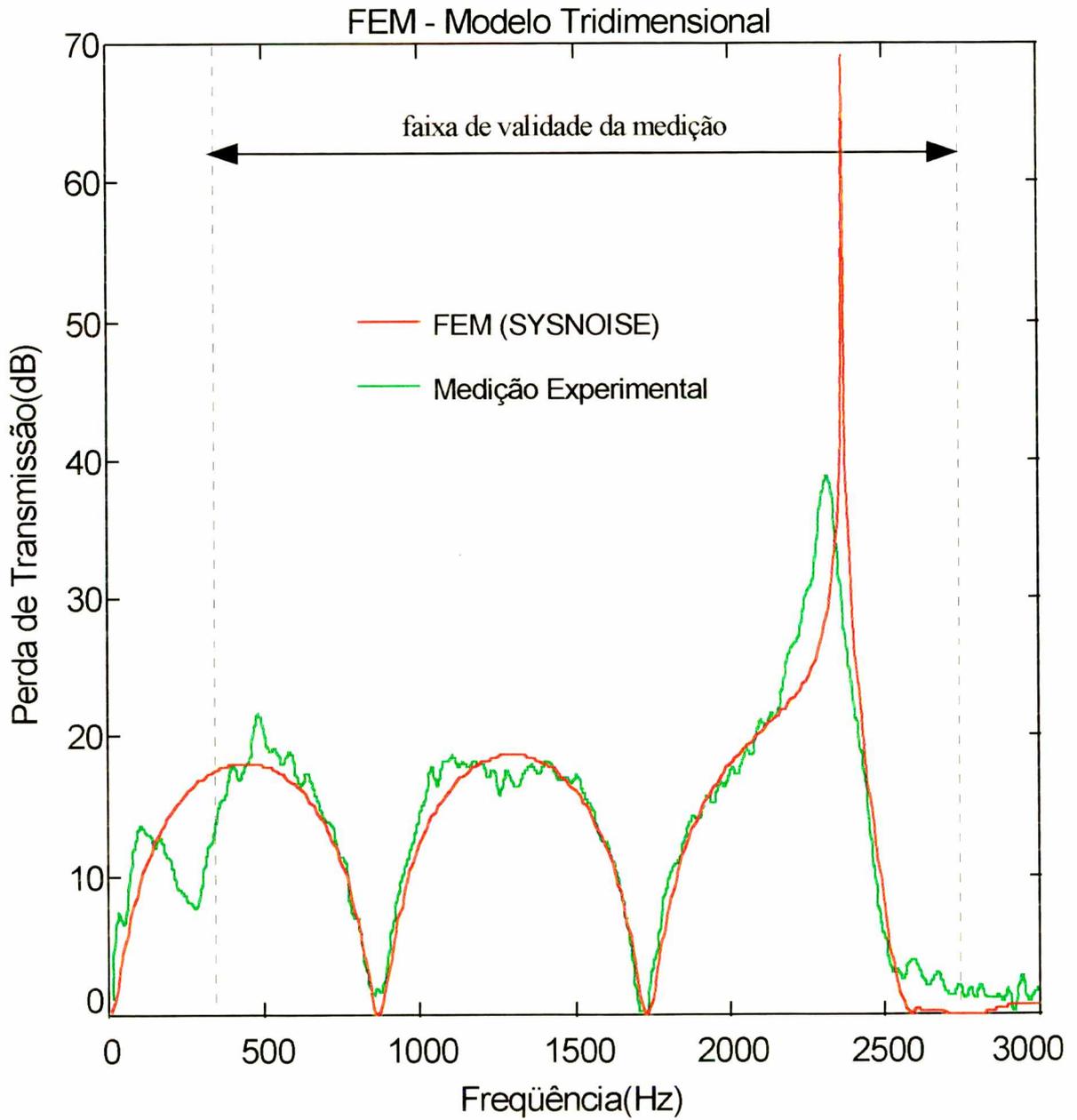


FIGURA 5.8 - FEM (modelo tridimensional) - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão simples.

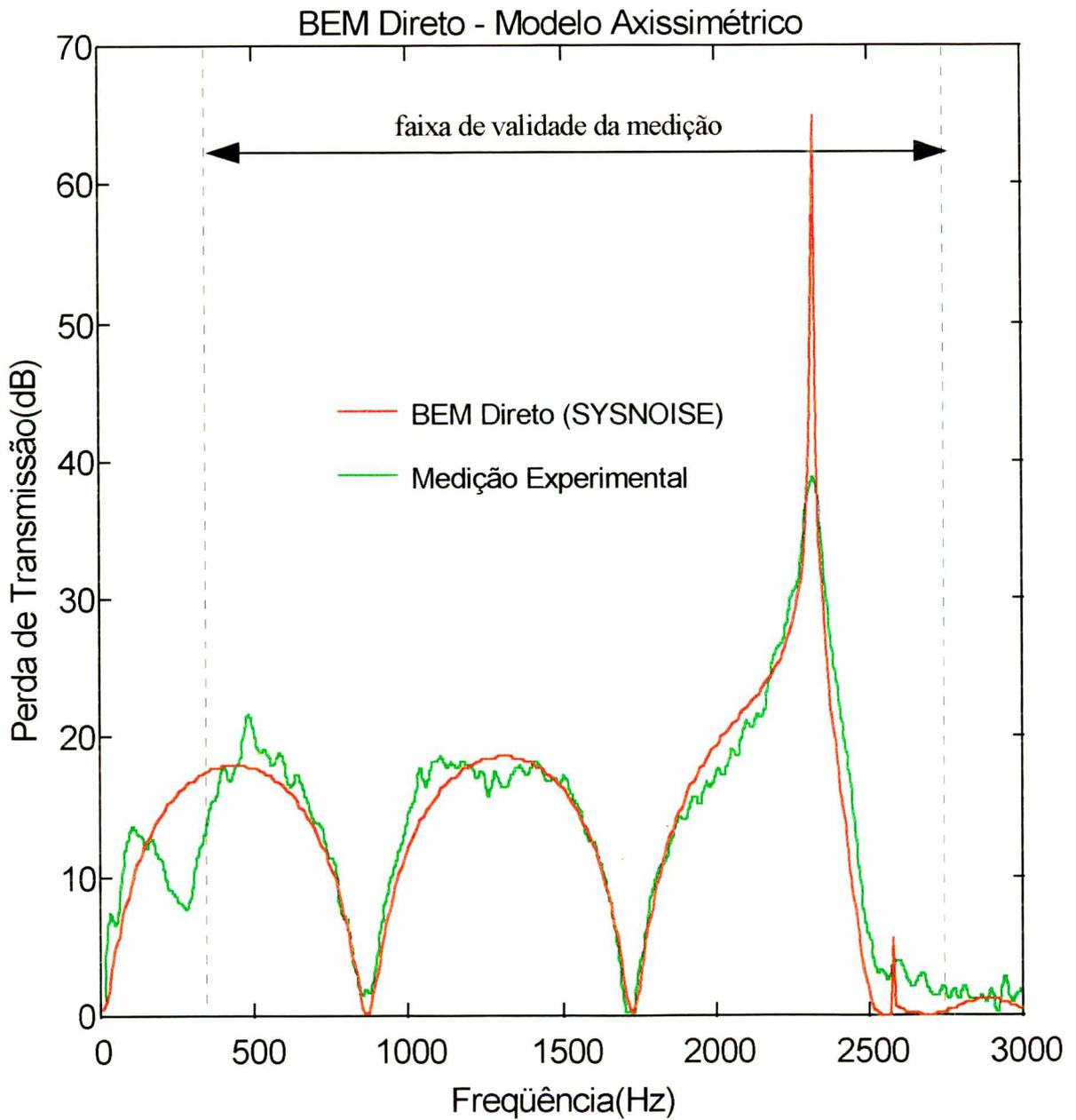


FIGURA 5.9 - BEM Direto (modelo axissimétrico) - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão simples.

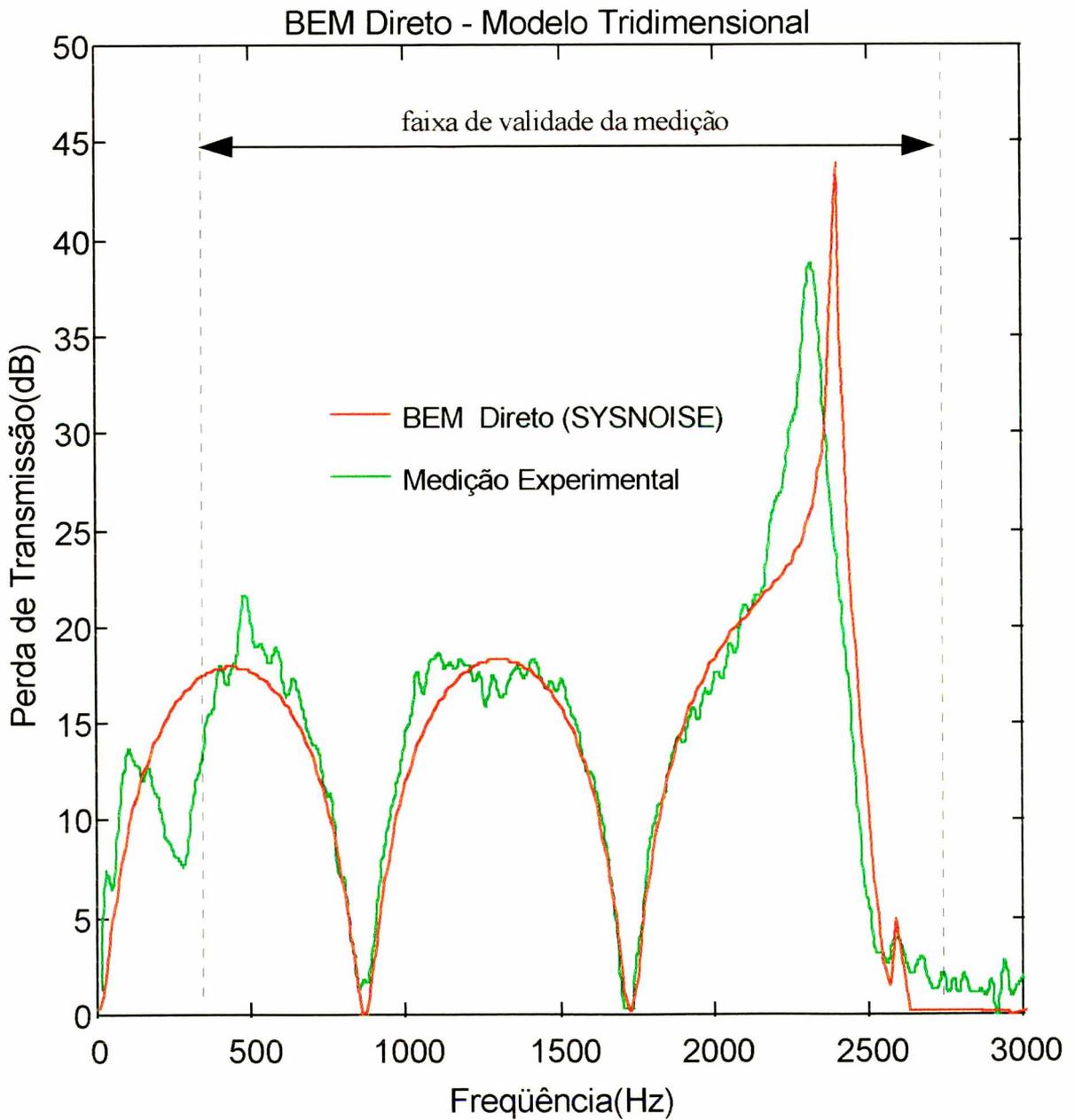


FIGURA 5.10 - BEM Direto (modelo tridimensional) - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão simples.

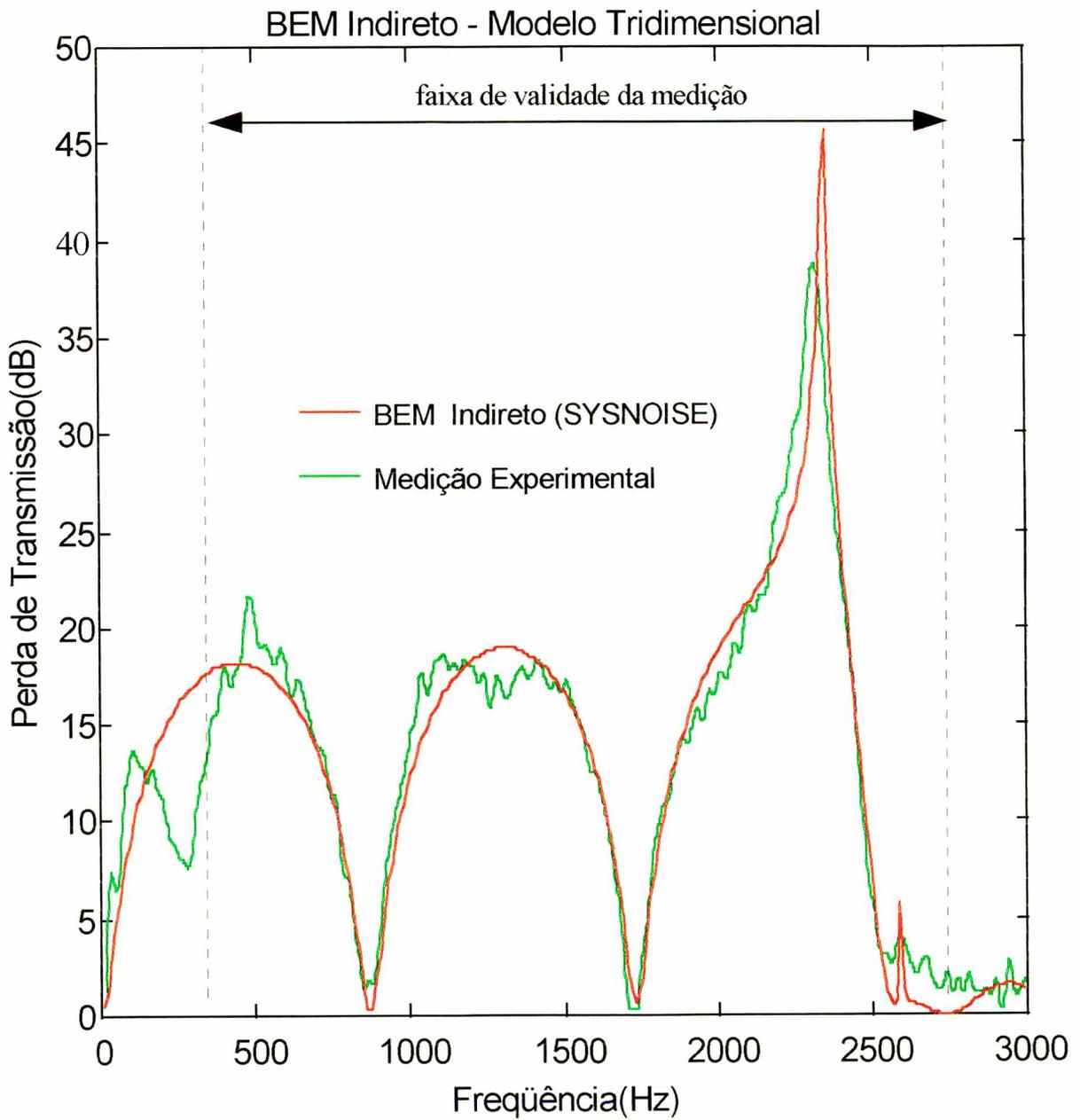


FIGURA 5.11 - BEM Indireto (modelo tridimensional) - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão simples.

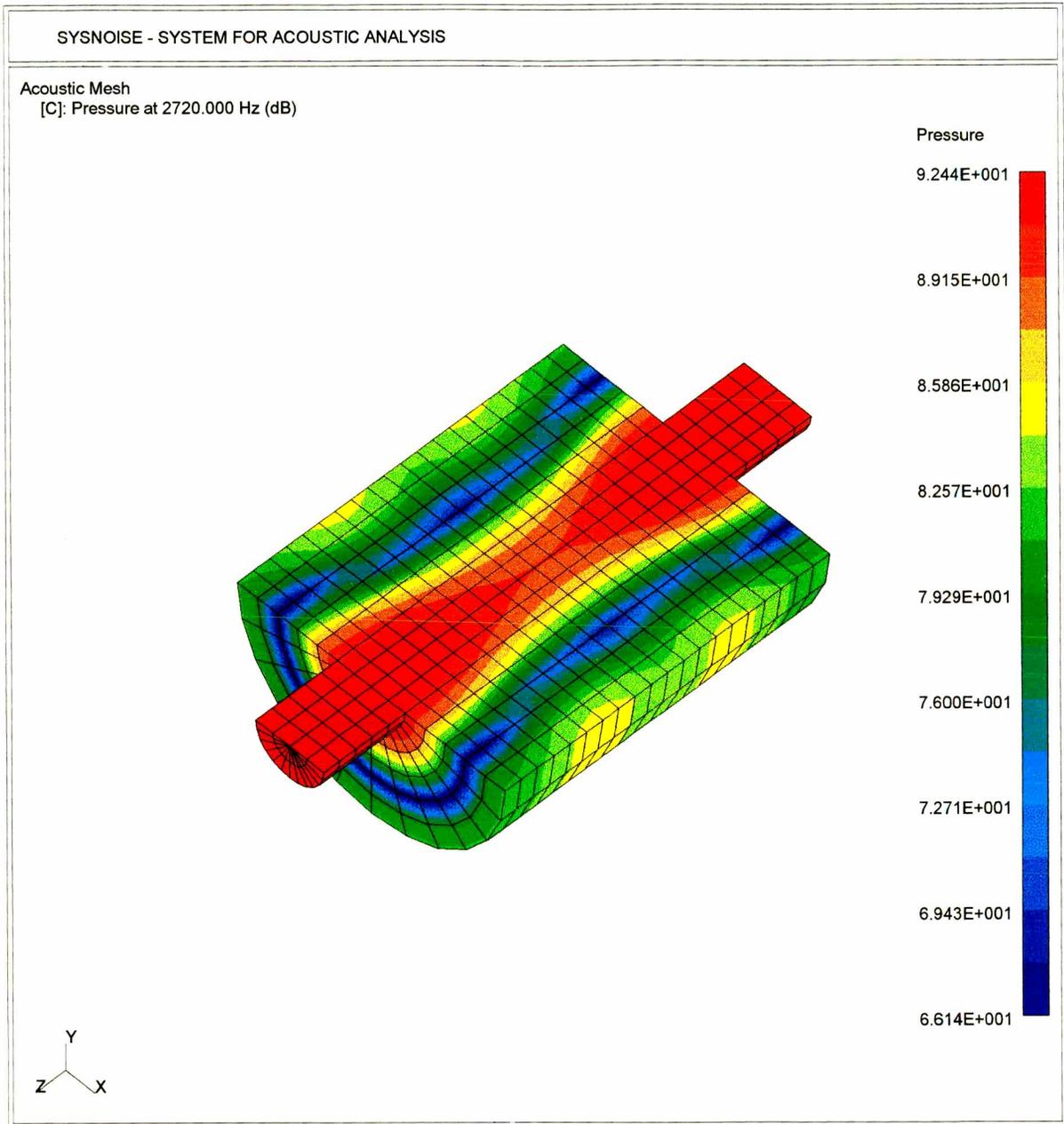


FIGURA 5.12 -Predição pelo SYSNOISE (FEM) da distribuição do NPS interno da câmara de expansão simples para a frequência de 2720 Hz.

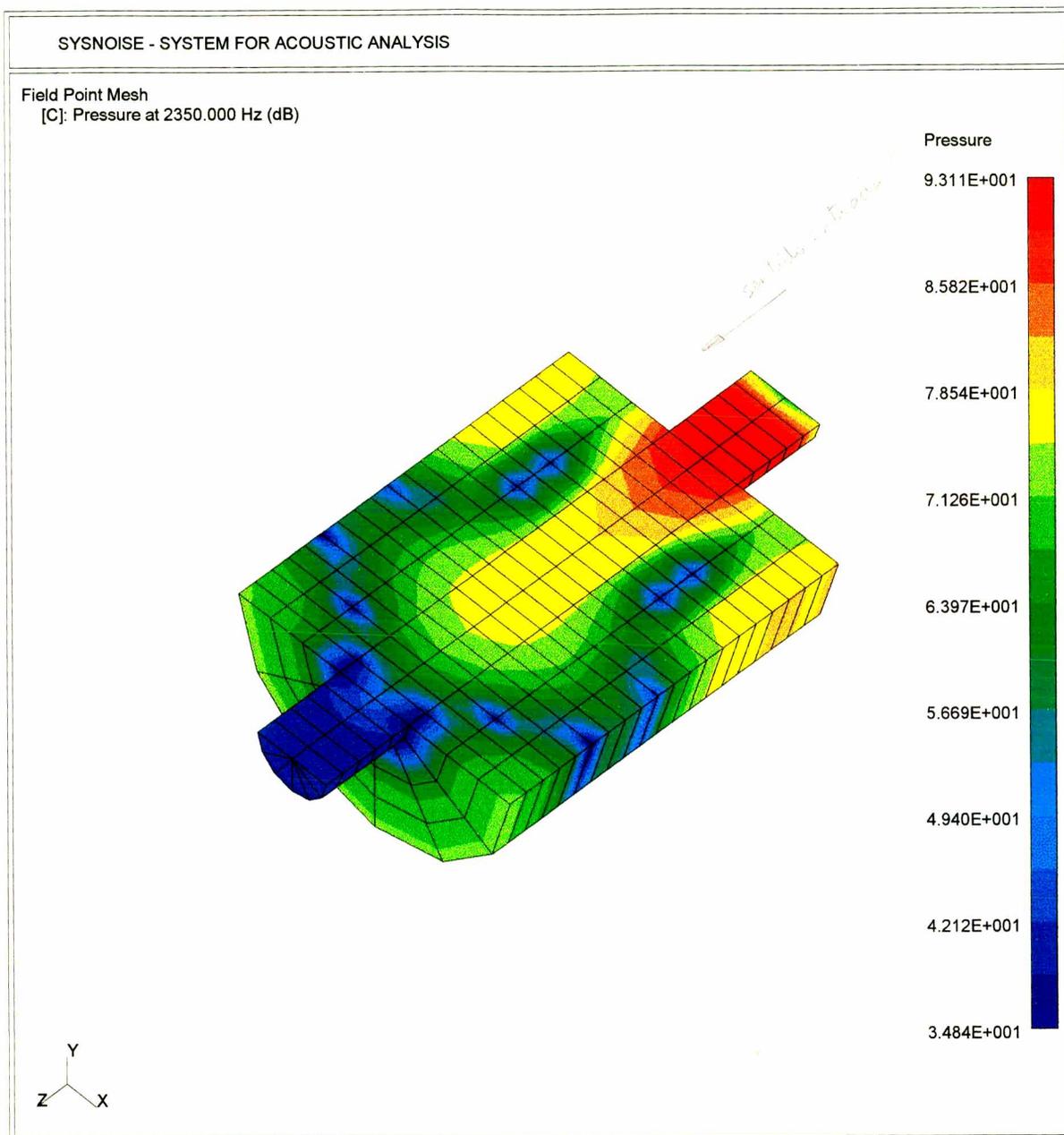


FIGURA 5.13 - Predição pelo SYSNOISE (BEM Indireto) da distribuição do NPS interno da câmara de expansão simples para a frequência de 2350 Hz.

ANÁLISE DE OUTRAS CONFIGURAÇÕES DE SILENCIADORES

6.1 Introdução

No projeto de silenciadores, normalmente faz-se uso de elementos perfurados, dutos estendidos, câmaras de expansão colocadas em série, e materiais absorventes, para melhorar a performance dos mesmos. Estes elementos estão geralmente presentes de uma maneira combinada em escapamentos veiculares reais.

Para verificar a precisão da modelagem numérica, foram feitos alguns protótipos que utilizam estes tipos de elementos, como:

- Câmara de expansão dupla;
- Câmaras com dutos estendidos;
- Ressonadores concêntricos;
- Silenciadores do tipo "plug".

Neste capítulo, será feita a análise destas configurações de silenciadores, comparando a predição obtida pelo SYSNOISE - utilizando-se o FEM - e pelo método da matriz de transferência (Capítulo 3), com os resultados da medição experimental. Além da análise das configurações citadas acima, no final, ainda será feita a análise de um escapamento veicular real.

6.2 Montagem do Experimento

As medições experimentais da perda de transmissão dos protótipos serão feitas utilizando-se a técnica dos dois microfones, conforme apresentado no Capítulo 4. Nas Figuras 6.1 e 6.2

são mostradas fotos da montagem do experimento feito para a medição da perda de transmissão do silenciador real. Em todos os protótipos analisados, os dutos de entrada e saída serão de PVC rígido, com diâmetro interno de 43 mm e espaçamento de microfones de 50 mm. Conforme mostrado no Capítulo 4, para este espaçamento de microfone, a faixa de validade das medições será:

$$343 \text{ Hz} < f < 2744 \text{ Hz}$$

Embora não haja a necessidade de haver uma terminação anecóica, foi verificado durante as medições que melhores resultados são obtidos quando é colocado material de absorção no duto de saída, após o ponto de medição. Portanto, as medições experimentais foram feitas colocando-se espuma no duto de saída.

É sempre bom salientar que as medições foram feitas à temperatura ambiente ($T=20^{\circ}\text{C}$) e sem escoamento de gases.

6.3 Câmara de Expansão Dupla

A câmara de expansão dupla se constitui basicamente de duas câmaras de expansão simples colocadas em série, ligadas por um duto de diâmetro "d". As dimensões da câmara utilizada na análise, são mostradas na Figura 6.3. Geralmente, a câmara de expansão dupla, quando comparada com a câmara de expansão simples, possui uma atenuação maior para uma faixa de frequência maior.

Na Figura 6.4 é mostrada a comparação da predição da perda de transmissão utilizando-se o SYSNOISE e o método da matriz de transferência, com os resultados obtidos experimentalmente. As linhas pontilhadas verticais mostradas no gráfico, indicam a faixa de frequência na qual a medição é recomendada, para o espaçamento de microfones utilizado.

Como se pode notar pela Figura 6.4, a concordância da predição obtida pelo SYSNOISE e pelas medições experimentais foram excelentes. Como a predição feita pela matriz de transferência considera somente a propagação de ondas planas, os resultados do mesmo começam a divergir para frequências acima da primeira frequência de corte da câmara de expansão de maior diâmetro.

Para uma seção circular, a primeira frequência de corte circunferencial axissimétrica é dada

por $f_{ca} = \frac{3,83 \cdot c}{\pi \cdot D}$, onde c é a velocidade do som no meio e D é o diâmetro da câmara de expansão. Para a câmara analisada, a primeira frequência de corte anti-simétrica (equação 4.8) não é significativamente excitada, pois a entrada e saída são colocadas centradas axialmente. Para a câmara de maior diâmetro, a primeira frequência de corte circunferencial axissimétrica é igual a 2460 Hz e para a câmara de menor diâmetro, a primeira frequência de corte circunferencial axissimétrica é igual a 3086 Hz. A distribuição do nível de pressão sonora dentro da câmara de expansão dupla para as frequências de 2460 Hz e 3000 Hz são mostradas nas Figuras 6.5 e 6.6 respectivamente. Pode-se notar pelas curvas de distribuição de pressão sonora no interior da câmara, que a consideração de propagação de ondas planas não é mais válida para estas frequências. Para a primeira frequência de corte axissimétrica da câmara maior, nota-se que praticamente toda a energia passa pela mesma sem ser atenuada. Por isso, há uma queda brusca na eficiência desta câmara de expansão para frequências acima da frequência de 2460 Hz.

TABELA 6.1 - Comparação dos modelos utilizados na análise da câmara de expansão dupla com discretizações diferentes

	n.º de nós	n.º de elementos	tempo de processamento	Frequência máxima de análise recomendada
MODELO 1	337	270	1 min. 41 seg.	4500 Hz
MODELO 2	173	130	1 min. 02 seg.	2858 Hz

Para verificar a importância do número de elementos utilizado na precisão da predição obtida pelo SYSNOISE, foram feitos dois modelos da câmara de expansão dupla, com diferentes número de elementos e nós para as malhas. A comparação das predições obtidas pelos dois modelos comparado com a medição é mostrada na Figura 6.7. Como se pode notar na Figura 6.7, a precisão da predição obtida melhora com uma maior discretização do modelo. Na Tabela 6.1 é dado o número de nós e elementos utilizado em cada modelo, o tempo de processamento e, também, a frequência máxima de análise recomendada considerando-se 6 elementos por comprimento de onda. Embora, a frequência máxima de análise recomendada no modelo 2 seja de 2858 Hz, nota-se que, para frequências bem abaixo da mesma, a concordância da predição com os resultados experimentais começa a divergir, sugerindo que, para uma melhor precisão dos resultados, há a necessidade de uma discretização maior do que o mínimo recomendado de 6 elementos por comprimento de onda.

6.4 Câmara com Duto Estendido

O volume da cavidade delimitada pela câmara de expansão e pela parede externa do duto estendido funciona como um ressonador, que impede a propagação acústica para freqüências na qual a mesma é excitada. Para obtenção de uma melhor performance das câmaras de expansão simples, os dutos são estendidos de maneira que a freqüência de ressonância do volume coincida com a freqüência de atenuação mínima da câmara sem o duto estendido. A freqüência de ressonância para este tipo de elemento é dada aproximadamente por :

$$f_r = \frac{c}{4.(l_2 + 0.315.d)} \quad (6.1)$$

onde

l_2 é o comprimento do duto estendido [m];

d é o diâmetro interno do duto estendido [m];

c é a velocidade do som no meio [m/s].

Nas Figuras 6.8, 6.10 e 6.12 são mostradas as dimensões de uma câmara com duto estendido na entrada, de uma câmara com duto estendido na saída e de uma câmara com duto estendido na entrada e saída respectivamente. Nas Figuras 6.9, 6.11 e 6.13 são mostrados os resultados da perda de transmissão para estas câmaras, comparando os resultados experimentais com as predições feitas utilizando-se a matriz de transferência e o SYSNOISE.

Utilizando-se a equação (6.1), obtêm-se para os protótipos analisados, as freqüências de ressonância iguais a 917 Hz e 642 Hz. Estas freqüências de ressonância podem ser notadas claramente pelos picos de grande atenuação nas curvas de perda de transmissão dos protótipos.

Para os três casos estudados, os resultados da matriz de transferência tiveram uma excelente concordância com os resultados experimentais até próximo a primeira freqüência de corte axissimétrica (2460 Hz), embora a primeira freqüência de corte circunferencial anti-simétrica seja igual à 1182 Hz. Os resultados obtidos pelo SYSNOISE mostraram excelente concordância com os resultados experimentais para toda a faixa de freqüência. Somente perto dos picos parece haver uma pequena discordância entre os resultados numérico e experimental, quanto a amplitude da perda de transmissão. Isto pode ser devido a baixa

coerência obtida durante as medições, entre os sinais do microfone colocado nas posições 3 e 4, próximo da faixa de frequência onde ocorre os picos de grande atenuação. Isto impede que medições mais precisas possam ser obtidas.

Na Figura 6.14 é mostrada uma malha de um modelo utilizado na análise pelo SYSNOISE para câmara com duto estendido. A representação dos dutos estendidos é feita pelo não preenchimento de alguns elementos colocados no interior da câmara de expansão, como mostrado na Figura 6.14, no desenho à direita.

Nas Figuras 6.15 e 6.16 são mostradas as distribuições do nível de pressão sonora no interior da câmara com duto estendido na entrada e da câmara com duto estendido na entrada e saída para as frequências de 650 Hz e 930 Hz respectivamente, que correspondem aproximadamente às frequências de ressonância dos modelos. Pode-se notar nestas figuras que grande parte da energia acústica é utilizada para excitar a cavidade e, assim, somente uma pequena parte da mesma se propaga para fora da câmara de expansão. Na Tabela 6.2 são mostrados o número de nós e elementos utilizados nos modelos utilizados na simulação pelo SYSNOISE, e também o tempo de processamento.

Esta análise poderia ser feito também utilizando-se o BEM Variacional Indireto, mas devido ao tempo de processamento deste tipo de análise ser muito elevado, como mostrado no capítulo anterior, optou-se por não fazer a análise por este método.

TABELA 6.2 - Dados dos modelos utilizados na simulação pelo SYSNOISE para câmaras com dutos estendidos

	n.º de nós	n.º de elementos	tempo de processamento
Câmara com duto estendido na entrada	600	516	2 min. 02 seg.
Câmara com duto estendido na saída	600	504	2 min. 02 seg.
Câmara com duto estendido na entrada e saída	600	512	2 min. 02 seg.

6.5 Silenciadores com Elementos Perfurados

As performances de câmaras com dutos perfurados, como ressonadores concêntricos e silenciadores do tipo “plug”, são governadas pela mudança de impedância dos furos devido à variação da velocidade acústica de partícula através dos mesmos.

Para a faixa linear - baixa velocidade de partícula -, a contribuição da parte reativa da impedância é mais significativa, podendo ser evidenciado pelos picos ao longo da curva de perda de transmissão. Conforme a velocidade de partícula através dos furos aumenta e, conseqüentemente, passa-se para a faixa de regime não-linear, a parte resistiva da impedância passa a ter maior influência nas regiões de alta freqüência. Aumentando-se ainda mais a velocidade de partícula através dos furos, a parte reativa decresce e a parte resistiva aumenta até que a mesma domine a performance sobre toda a faixa de freqüência.

Este trabalho será restrito ao estudo da faixa de regime linear, que pode ser obtido restringindo o nível de pressão sonora até no máximo a 120 dB para os ensaios experimentais. A impedância de transferência utilizada para esta faixa de regime pode ser obtida pela equação (3.51), conforme mostrado no Capítulo 3.

6.5.1 Ressonadores Concêntricos

Este tipo de silenciador consiste basicamente de um tubo perfurado envolto por uma câmara de expansão. Na Figura 6.17 são mostrados os componentes utilizados na montagem de um dos modelos utilizados na análise.

Para esta análise foram feitos quatro modelos variando-se a percentagem de área aberta (porosidade) e dimensões do silenciador. Nas Figuras 6.19, 6.21, 6.23 e 6.25 são mostradas as dimensões dos modelos utilizados na análise. As dimensões dos dutos perfurados utilizados na análise para cada modelo, - como o espaçamento entre os furos (l_p), diâmetro dos furos (d_f) e espessura da parede do duto (t), que são importantes no cálculo da impedância de transferência, - são mostradas na Tabela 6.3. Na maioria dos dutos utilizados, a distância entre os furos colocados radialmente e axialmente não são iguais. Portanto, tomou-se como base para o cálculo da impedância de transferência, a distância média entre os furos. Ainda, para se calcular a distância entre os furos radiais, foi utilizado o diâmetro médio do duto para cálculo do comprimento de arco, que foi considerado como sendo a distância

entre os furos radiais.

Como se pode notar pela Figura 6.18, a malha utilizada na simulação numérica pelo SYSNOISE consiste de duas áreas separadas que não estão ligadas por nenhum nó ou elemento. A única conexão entre as duas áreas é dada através da condição de contorno (impedância de transferência dos furos) imposta nas faces onde o duto é perfurado. É bom lembrar que no SYSNOISE deve-se entrar com os valores da admitância de transferência, que é o inverso da impedância de transferência. Na Tabela 6.4 são mostrados o número de nós e elementos utilizados em cada modelo, e o tempo de processamento para o cálculo de 300 frequências.

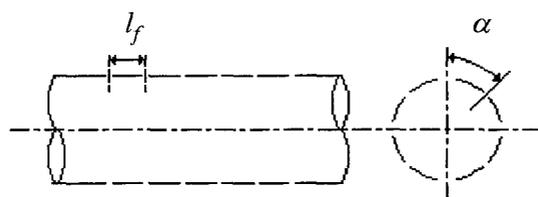


TABELA 6.3 - Dimensões dos dutos perfurados utilizados nos ressonadores concêntricos

	$D(\text{mm})$	$d_h(\text{mm})$	$t(\text{mm})$	$l_f(\text{mm})$	$\alpha(\text{graus})$	n.º total de furos
Protótipo 1	50	3	3.5	12	30°	480
Protótipo 2	50	5	3.5	11	30°	252
Protótipo 3	50	3	3.5	15	30°	132
Protótipo 4	50	5	3.5	15	20°	198

Nas Figuras 6.20, 6.22, 6.24 e 6.26 são mostradas as comparações dos resultados da perda de transmissão obtidas na simulação pelo SYSNOISE e pelo método da matriz de transferência com os resultados obtidos experimentalmente para os quatro modelos analisados. As linhas pontilhadas verticais, demarcam a área de validade das medições experimentais.

TABELA 6.4 - Dados dos modelos utilizados na simulação pelo SYSNOISE dos ressonadores concêntricos

	n.º de nós	n.º de elementos	tempo de processamento
Protótipo 1	507	384	10 min. 49 seg.
Protótipo 2	489	370	5 min. 49 seg.
Protótipo 3	158	110	3 min. 58 seg.
Protótipo 4	158	110	3 min. 58 seg.

Para baixas frequências, verificou-se uma incoerência nos resultados obtidos pelo SYSNOISE. Ao contrário do esperado, a perda de transmissão fornecido pelo SYSNOISE começa a aumentar para baixas frequências. Isto pode ser devido a instabilidades numéricas, decorrentes das dificuldades da implementação da admitância de transferência no SYSNOISE [48, 49]. Para baixas frequências, a admitância tende ao infinito. Ou seja, observando a definição da admitância de transferência:

$$\zeta = \frac{\rho \cdot c \cdot u}{p_1 - p_2} \quad (6.2)$$

onde

u é a velocidade acústica de partícula média através dos furos [m/s];

p_1 e p_2 são a pressão no duto e na cavidade respectivamente [N/m²].

a diferença de pressão entre as duas superfícies deve tender à zero. Isto é muito difícil de se conseguir numericamente.

Para a faixa de medição válida, os resultados obtidos com o SYSNOISE para os modelos 1 e 3, cujos dutos perfurados possuem uma baixa porosidade, não tiveram uma boa concordância com os resultados experimentais entre as frequências de 1200 Hz e 1600 Hz aproximadamente. Já para os modelos 2 e 4, cujos dutos possuem uma porosidade maior, a concordância entre os resultados obtidos com o SYSNOISE e a medição experimental foram muito bons para toda faixa de frequência de medição válida.

Os resultados da matriz de transferência para todos os modelos analisados, apresentaram excelente concordância com os resultados experimentais até aproximadamente a frequência de 1600 Hz. Para os modelos com dutos perfurados de baixa porosidade, boa concordância também foi obtida para frequências acima de 2000 Hz. Já para os modelos que utilizaram dutos com alta porosidade, para frequências acima de 1900 Hz, os resultados divergiram completamente.

Para um duto com seção circular de 170 mm, o primeiro modo circunferencial axissimétrico é aproximadamente igual à 2460 Hz e, para um duto de paredes rígidas e seção anular com raios interno e externo iguais a 43 mm e 170 mm respectivamente, o primeiro modo circunferencial axissimétrico é aproximadamente igual à 3010 Hz. Segundo Bauer[40], os resultados da matriz de transferência são válidos até uma frequência entre estes dois limites. No entanto, pelos resultados mostrados, esta faixa de frequência parece não ser válida, principalmente para os protótipos com dutos de porosidade maior.

Na Figura 6.27 é mostrada a comparação da perda de transmissão dos ressonadores concêntricos com dutos perfurados em toda a sua extensão, com uma câmara simples com as mesmas dimensões. Os cálculos foram feitos utilizando-se o SYSNOISE. Nota-se pela figura que os ressonadores concêntricos de baixa porosidade tem uma maior eficiência que a câmara de expansão simples nas regiões de baixa frequência mas, perdem a eficiência com o aumento da frequência. Aumentando-se a porosidade, nota-se que a perda de transmissão tende para os resultados da câmara de expansão simples. Geralmente, os dutos perfurados são utilizados para impedir o aparecimento de ruído gerado pelo escoamento de gases.

Na Figura 6.28 é mostrada a distribuição do nível de pressão sonora no protótipo 1 do ressonador concêntrico para a frequência de 2550 Hz, que corresponde a uma perda de transmissão próxima a zero.

6.5.2 Silenciadores do Tipo “Plug”

Os silenciadores do tipo “plug” são formados por um elemento de expansão de fluxo cruzado e por um elemento de contração de fluxo cruzado colocados em série (ver Figura 6.29). Para os modelos ensaiados, o tampão colocado no interior do duto perfurado não possui uma pequena espessura (ver Figura 6.30). Por isto, deve-se considerar também um elemento de duto com seção uniforme, além dos elementos de expansão e contração de fluxo cruzado, para a obtenção da matriz equivalente utilizada na técnica da matriz de transferência, como mostrado na Figura 6.29. Na Figura 6.30 são mostrados os componentes utilizados na montagem do silenciador do tipo “plug”.

As dimensões dos quatro modelos feitos para este ensaio são mostradas nas Figuras 6.32, 6.34, 6.36 e 6.38, e as características dos dutos perfurados utilizados em cada modelo são mostradas na Tabela 6.5. Como no caso dos ressonadores concêntricos, o cálculo da impedância de transferência foi efetuado utilizando-se a média das distâncias entre os furos.

Na Figura 6.31 é mostrada uma malha utilizada na simulação pelo SYSNOISE para um dos silenciadores do tipo “plug”. A malha constitui-se de três áreas separadas que são interligadas pela condição de contorno de transferência de admitância entre as faces onde os dutos são perfurados. Na Tabela 6.6 são mostrados os dados das malhas utilizadas em cada um dos protótipos analisados.

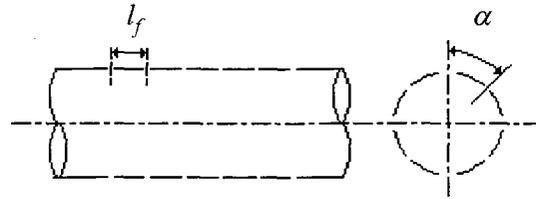


TABELA 6.5 - Dimensões dos dutos perfurados utilizados nos silenciadores do tipo "plug"

		$D(\text{mm})$	$d_h(\text{mm})$	$t(\text{mm})$	$l_f(\text{mm})$	$\alpha(\text{graus})$	n.º total de furos
Protótipo 1	Duto 1	50	3	3,5	15	30°	132
	Duto 2	50	3	3,5	15	30°	132
Protótipo 2	Duto 1	50	5	3,5	15	20°	198
	Duto 2	50	5	3,5	15	20°	198
Protótipo 3	Duto 1	50	3	3,5	15	30	132
	Duto 2	50	5	3,5	15	20	198
Protótipo 4	Duto 1	50	3	3,5	10	45°	88
	Duto 2	50	3	3,5	10	45°	88

Nas Figuras 6.33, 6.35, 6.37 e 6.39 são mostradas as curvas de perda de transmissão para os quatro protótipos analisados. Novamente, os resultados obtidos pelo SYSNOISE mostraram resultados incoerentes para baixas frequências, assim como nos resultados mostrados para os ressonadores concêntricos. Para a faixa de frequência restante, os resultados da predição pelo SYSNOISE mostraram, no geral, uma boa concordância com os resultados experimentais e com os resultados da matriz de transferência.

TABELA 6.6 - Dados dos modelos utilizados na simulação pelo SYSNOISE dos silenciadores do tipo "plug"

	n.º de nós	n.º de elementos	tempo de processamento
Protótipo 1	546	413	8 min. 07 seg.
Protótipo 2	564	427	8 min. 29 seg.
Protótipo 3	555	420	9 min. 17 seg.
Protótipo 4	360	260	5 min. 19 seg.

No protótipo 1, cujos dutos possuem uma baixa porosidade, os picos e vales são previstos com uma boa precisão. No entanto, houve uma certa discordância, quanto à amplitude da perda de transmissão, entre os resultados da medição experimental e os resultados da predição pelo SYSNOISE.

No protótipo 2, cujos dutos possuem uma porosidade maior, perto da faixa entre 1400 Hz e 1800 Hz houve uma discordância maior entre os resultados experimentais e obtidos pelo SYSNOISE. Para as outras faixas de frequência os resultados se mostraram muito bons, principalmente para faixa de frequência acima de 1800 Hz. Para as frequências menores que 1400 Hz, parece haver um certo deslocamento dos picos de perda de transmissão.

No protótipo 3, onde foi usado um duto com baixa porosidade e um duto com alta porosidade, houve um certo deslocamento dos picos para frequência abaixo de 1600 Hz. A discordância entre os resultados da medição e do SYSNOISE foi maior na faixa entre 1400 Hz e 1800 Hz, mas no geral os resultados se mostraram muito bons.

No protótipo 4, os resultados se mostraram excelentes para toda a faixa de frequência de validade da medição. Somente as amplitudes dos picos não foram previstas com uma maior precisão.

Nos resultados obtidos pelo método da matriz de transferência, houve uma boa concordância com os resultados experimentais até a frequência de 1600 Hz aproximadamente, para os protótipos 2 e 3. Como no caso de ressonadores concêntricos, para os protótipos 1 e 4, cujos dutos possuem baixa porosidade, os resultados se mostraram bons para quase toda a faixa de frequência de análise. No protótipo 1, somente na faixa entre 1600 Hz e 2000 Hz houve uma maior discordância entre os resultados experimentais e calculados pela matriz de transferência.

Na Figura 6.40 é mostrada a distribuição do nível de pressão sonora no interior do protótipo 4, calculado pelo SYSNOISE, para a frequência de 2840 Hz, que corresponde a um pico de máxima atenuação do silenciador.

6.6 Silenciador Real

Como último caso, foi estudado um silenciador real utilizado em veículos, o qual incorpora quase todos os tipos de elementos estudados nos casos anteriores e, além disso, faz uso de material acústico (ver Figura 6.41). Neste caso, haverá somente a comparação dos resultados da simulação pelo SYSNOISE com os resultados experimentais.

Para a simulação de materiais acústicos pelo SYSNOISE, é necessário que se forneçam algumas variáveis dos materiais de absorção utilizados no interior do silenciador. Estas variáveis são o fator de estrutura, a resistividade ao fluxo e a porosidade do material.

O fator de estrutura leva em conta o aumento da densidade do meio de propagação devido à passagem do mesmo através das restrições no interior do material acústico. Para esta análise, o fator de estrutura utilizado será igual a um (1), que é o valor mais comumente utilizado nas análises numéricas em geral [43]. Considerando-se o valor de fator de estrutura igual a um, representa que a densidade efetiva do gás no interior do material não sofreu nenhum aumento devido à passagem do mesmo em volta das restrições do material acústico.

A porosidade do material é definida como a relação entre o volume de vazios e o volume do material. Ou, numa forma matemática [43]:

$$\Omega = 1 - \frac{\rho_a}{\rho_m} \quad (6.3)$$

onde

ρ_a é a densidade do material de absorção [kg/m^3];

ρ_m é a densidade da fibra do material [kg/m^3].

No interior do silenciador ensaiado, é utilizada lã de vidro, com densidade de aproximadamente 20 kg/m^3 . A densidade da fibra do material é aproximadamente igual à 2450 kg/m^3 [43]. Para estes valores, a porosidade será igual a 0,99.

A resistividade ao fluxo do material é definida como sendo igual a:

$$R_0 = \frac{\Delta p}{v \cdot \Delta x} \quad (6.4)$$

onde,

Δp é a diferença de pressão entre os dois lados do material [N/m^2];

Δx é a espessura do material [m];

v é a velocidade do fluxo na face do material [m/s].

Para a obtenção deste parâmetro, foi montado um sistema de medição, conforme mostrado no Apêndice 2. A partir de uma amostra do material utilizado no interior do silenciador, obteve-se através das medições, a resistividade ao fluxo do material igual à 7500 rayls/m .

Para o cálculo da impedância de transferência das partes perfuradas foram utilizados os mesmos critérios dos problemas anteriores. Os dados dos dutos perfurados são mostrados na planta do silenciador apresentada no Apêndice 4.

Na Figura 6.42 é mostrada a malha utilizada na simulação pelo SYSNOISE do silenciador, cujo arquivo de comando para a simulação pelo SYSNOISE é mostrado no Apêndice 3. Por ser simétrico, somente a metade do silenciador foi modelado. Os dados do modelo utilizado na simulação pelo SYSNOISE são fornecidos na Tabela 6.7.

Na Figura 6.43 é mostrada a comparação entre os resultados da simulação e os resultados experimentais. Como nos outros casos, nos quais foram utilizados elementos perfurados, para baixas frequências houve uma incoerência dos resultados obtidos pelo SYSNOISE, devido às instabilidades numéricas, como explicado anteriormente. Tirando-se esta faixa de frequência, os resultados da simulação apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais até a frequência de 1700 Hz aproximadamente. A partir desta frequência os resultados começam a divergir novamente. Isto pode ser explicado, devido à baixa coerência entre os microfones colocados na posição 3 e 4, para esta faixa de frequência, como mostrado na Figura 6.44. Além disso, a frequência máxima de análise recomendada para a malha utilizada, considerando-se 6 elementos por comprimento de onda, é aproximadamente igual a 2000 Hz.

TABELA 6.7 - Dados do modelo utilizado na simulação do silenciador "real" pelo SYSNOISE

	n.º de nós	n.º de elementos	tempo de processamento
Silenciador real	1124	2078	4h. 30 min. 30 seg.

Na Figura 6.45 é mostrada a distribuição do nível de pressão sonora no interior do silenciador para a frequência de 1390 Hz, que corresponde ao primeiro pico na curva de perda de transmissão do silenciador.

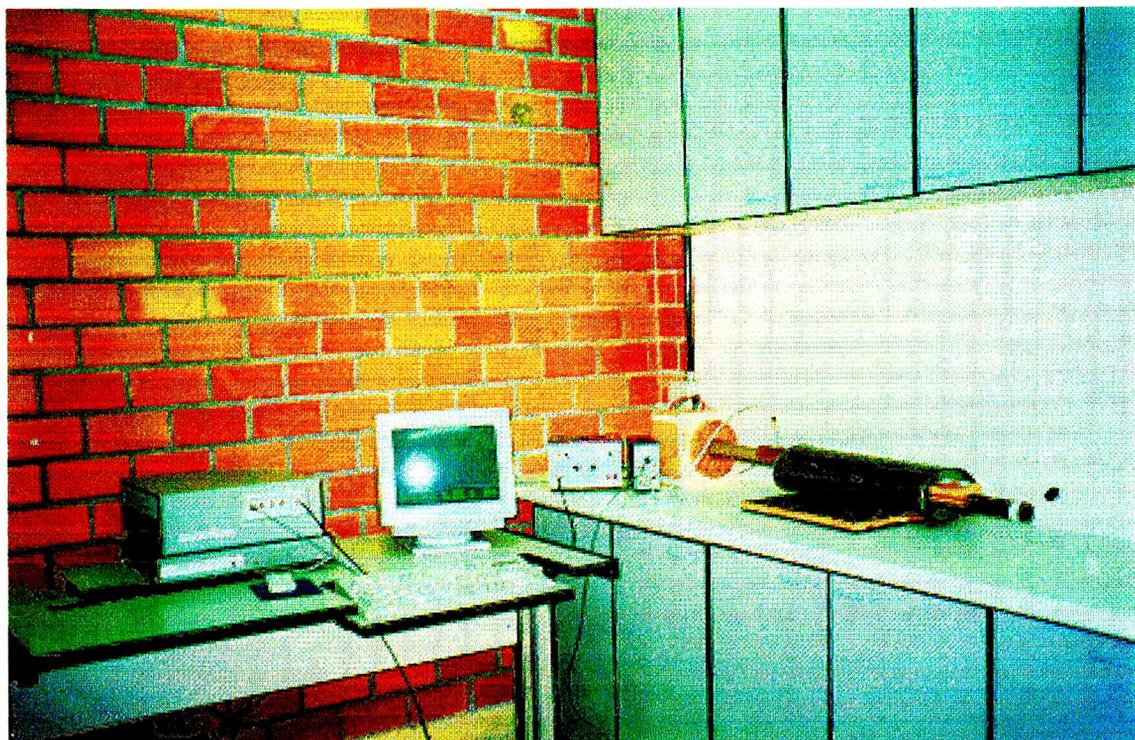


FIGURA 6.1 - Foto da montagem do experimento - visão geral

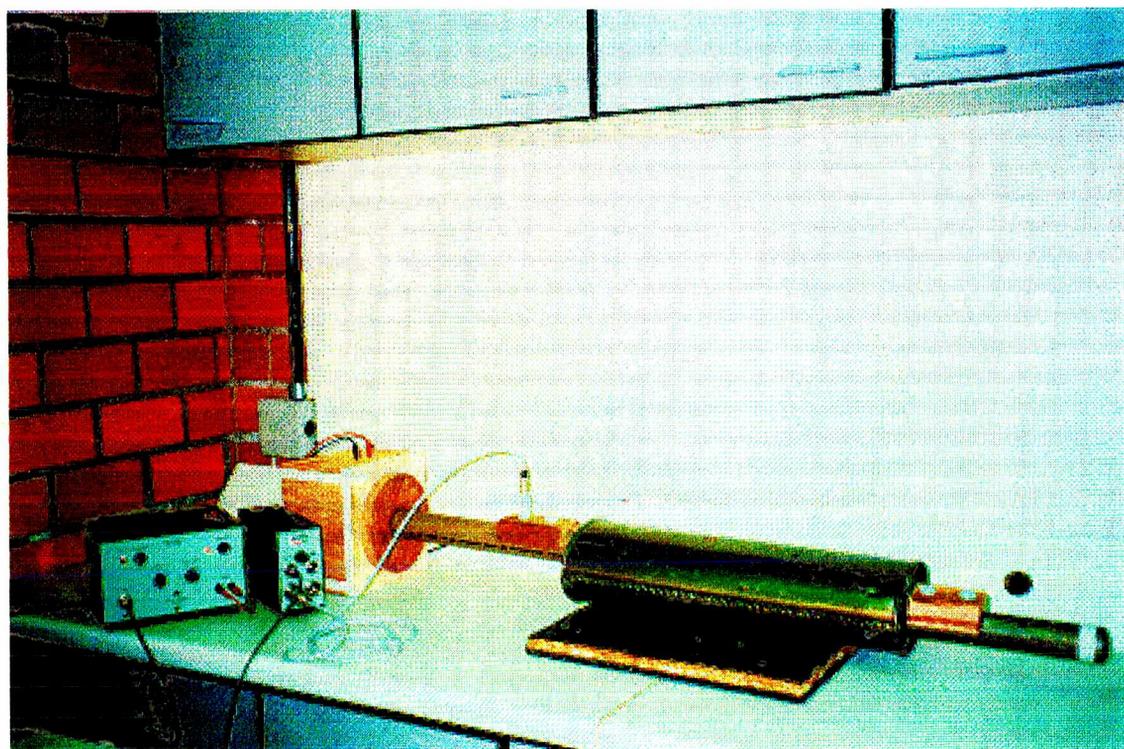


FIGURA 6.2 - Foto da montagem do experimento - visão do silenciador em medição

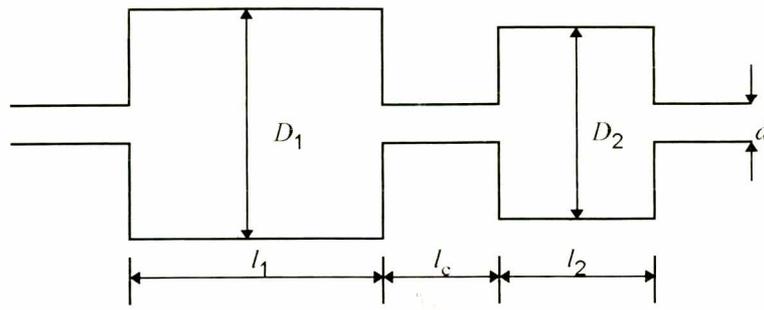


FIGURA 6.3 - Câmara de expansão dupla. Dimensões: $l_1=200$ mm; $l_2=153$ mm; $l_c=100$ mm; $D_1=170$ mm; $D_2=135,5$ mm; $d=43$ mm.

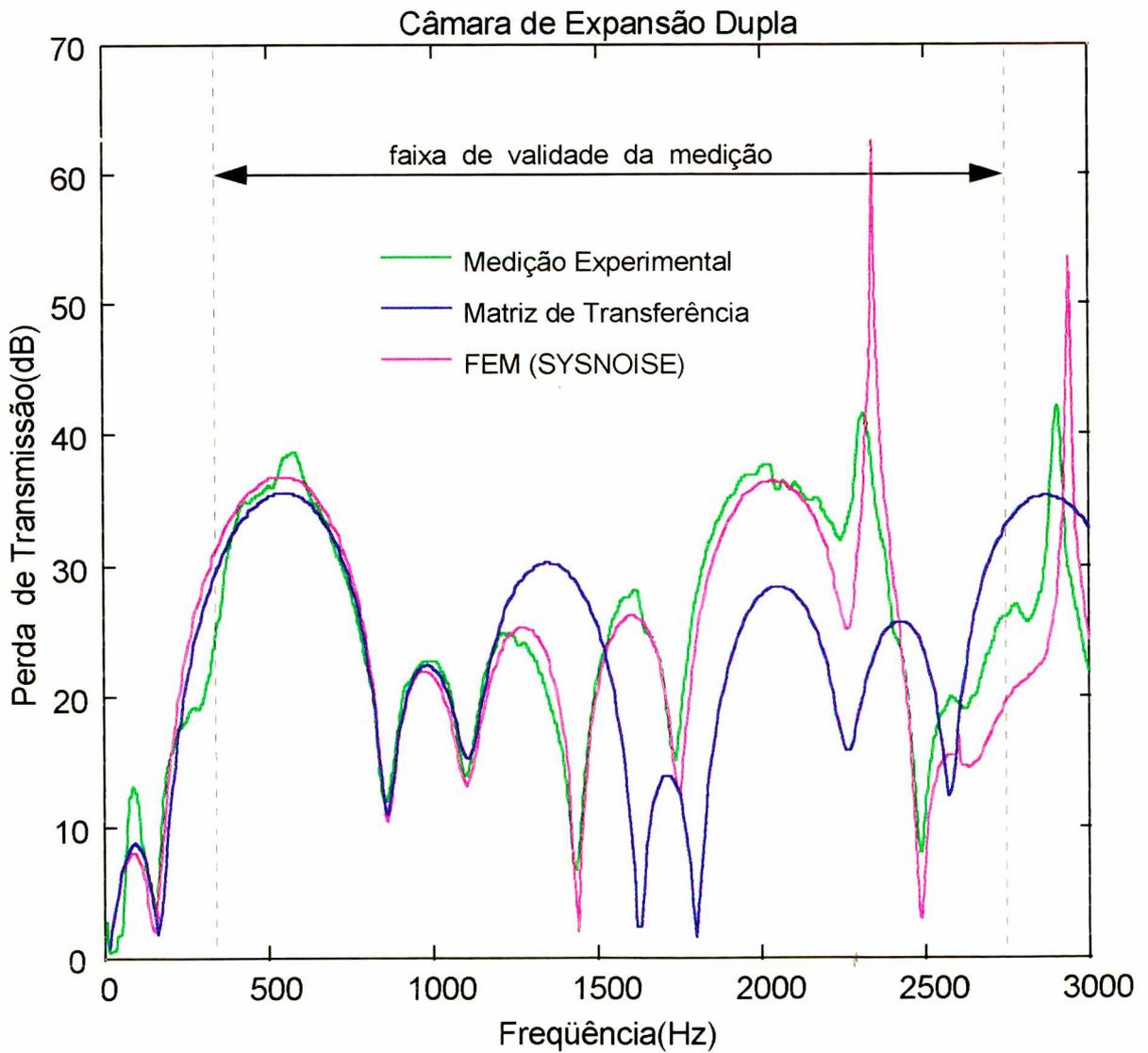


FIGURA 6.4 - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão dupla.

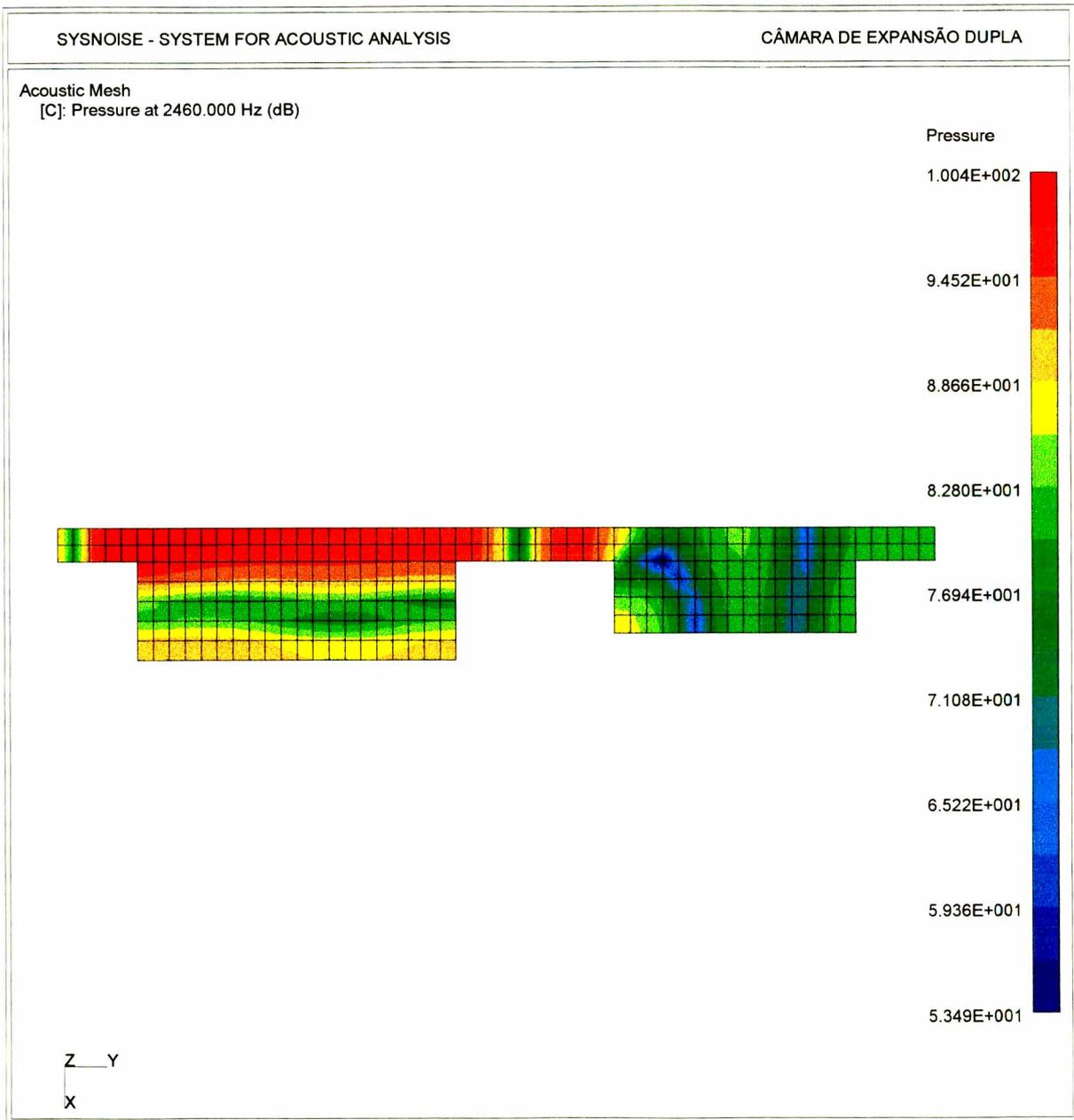


FIGURA 6.5 - Predição da distribuição do NPS interno da câmara de expansão dupla para a frequência de 2460 Hz.

1679
079

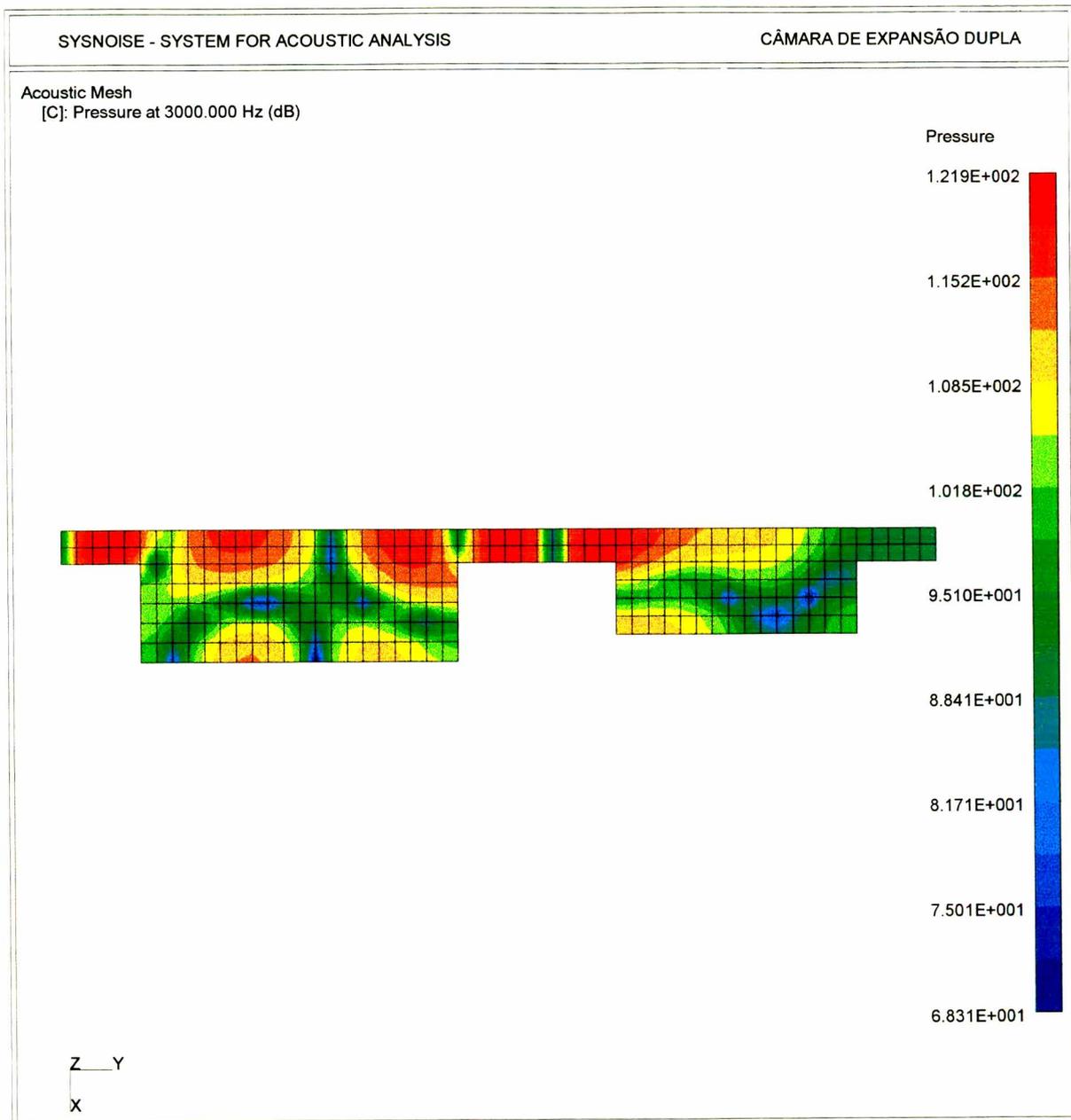


FIGURA 6.6 - Predição da distribuição do NPS interno da câmara de expansão dupla para a frequência de 3000 Hz

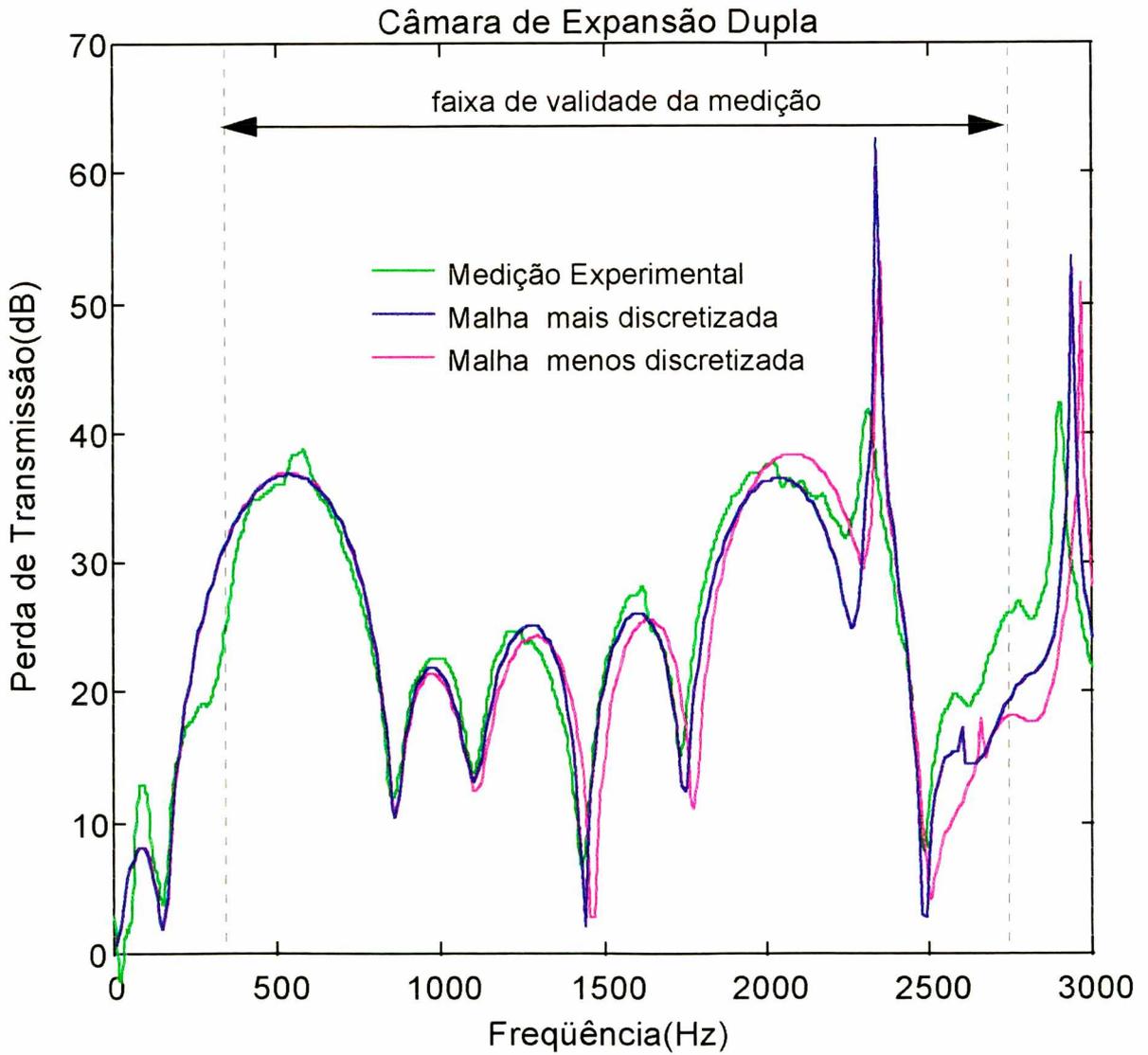


FIGURA 6.7 - Comparação entre a perda de transmissão da câmara de expansão dupla utilizando-se duas discretizações diferentes

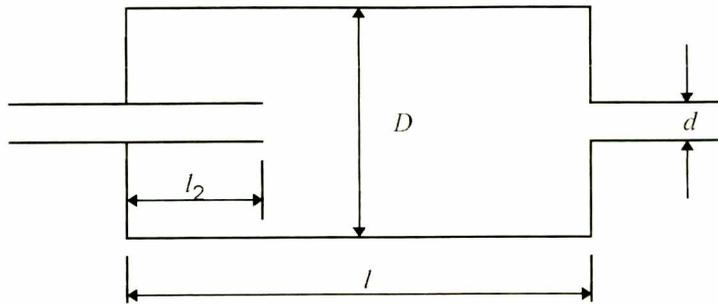


FIGURA 6.8 - Câmara com duto estendido na entrada. Dimensões:
 $D=170$ mm; $d=43$ mm; $l=533$ mm; $l_2=80$ mm.

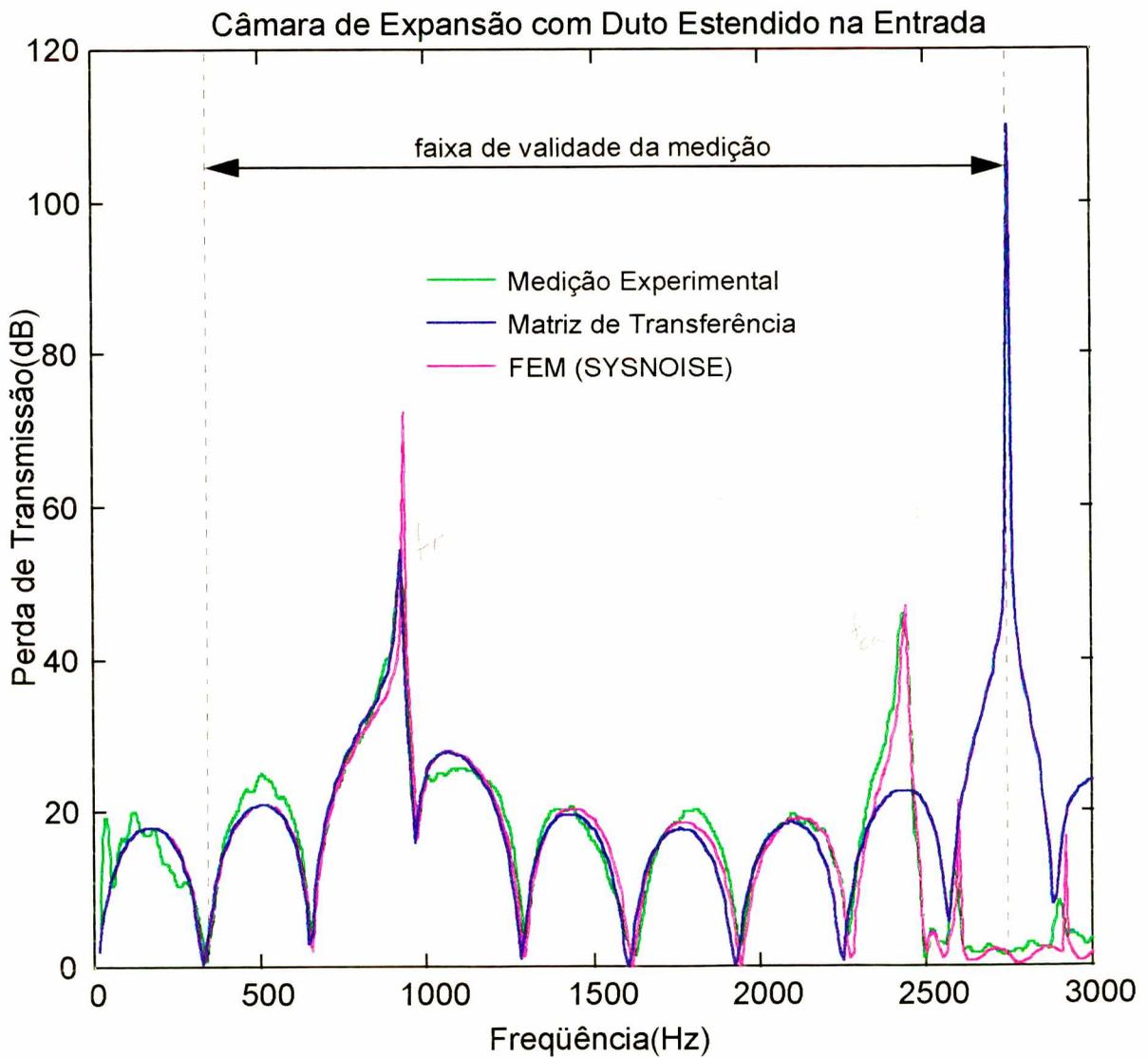


FIGURA 6.9 - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão com duto estendido na entrada.

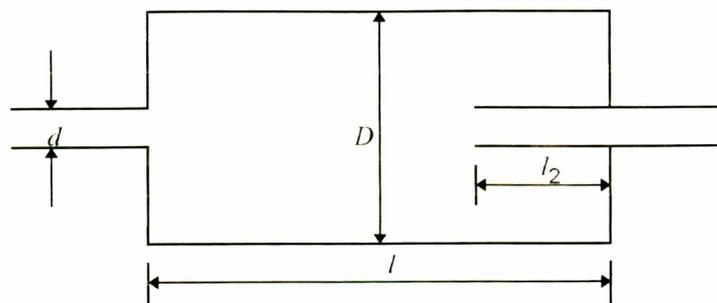


FIGURA 6.10 - Câmara com duto estendido na saída. Dimensões:
 $D=170$ mm; $d=43$ mm; $l=533$ mm; $l_2=120$ mm.

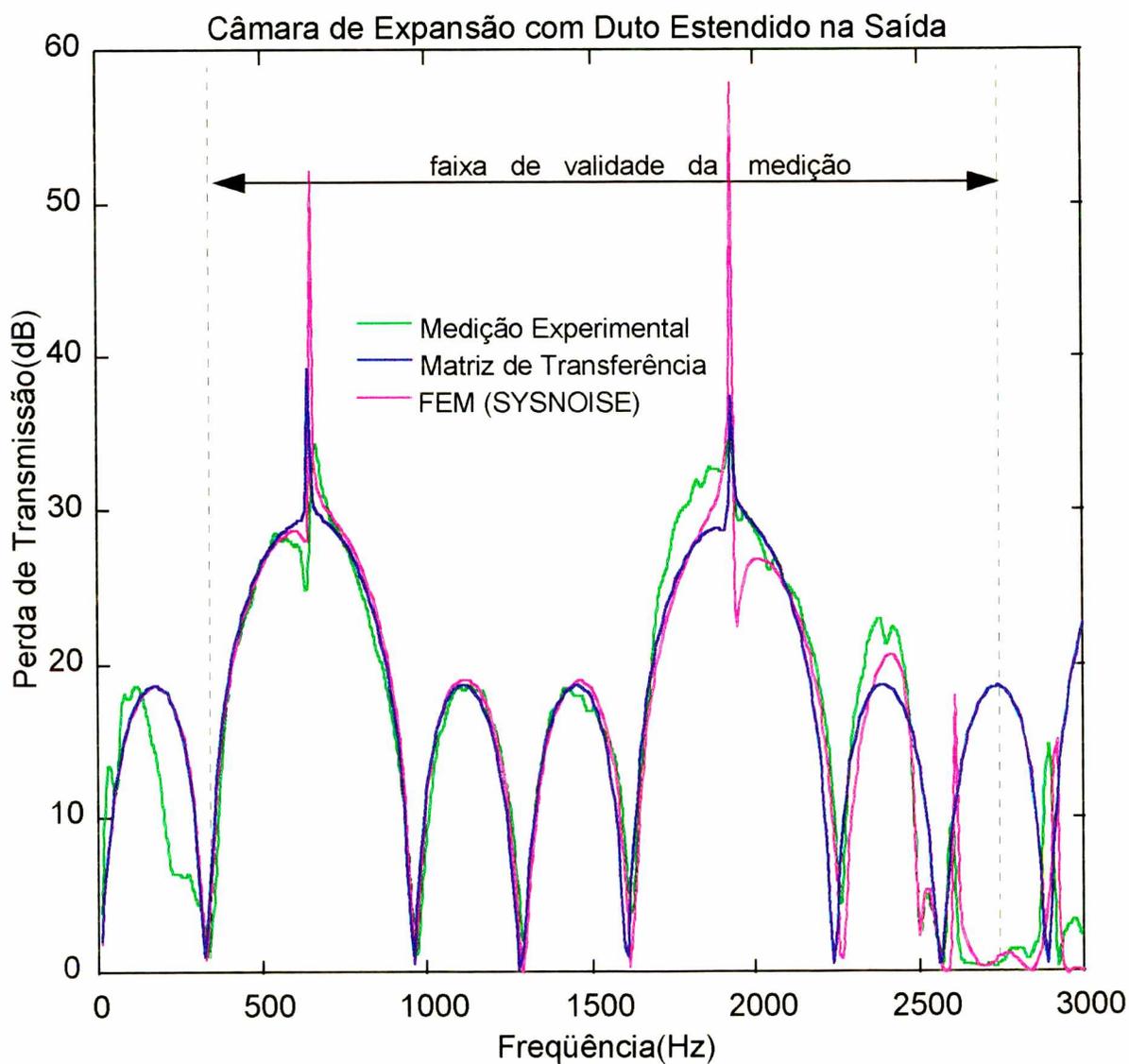


FIGURA 6.11 - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão com duto estendido na saída.

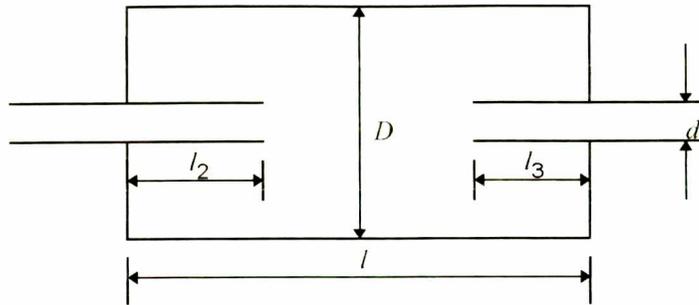


FIGURA 6.12 - Câmara com duto estendido na entrada e saída. Dimensões:
 $D=170$ mm; $d=43$ mm; $l=533$ mm; $l_2=80$ mm; $l_3=120$ mm.

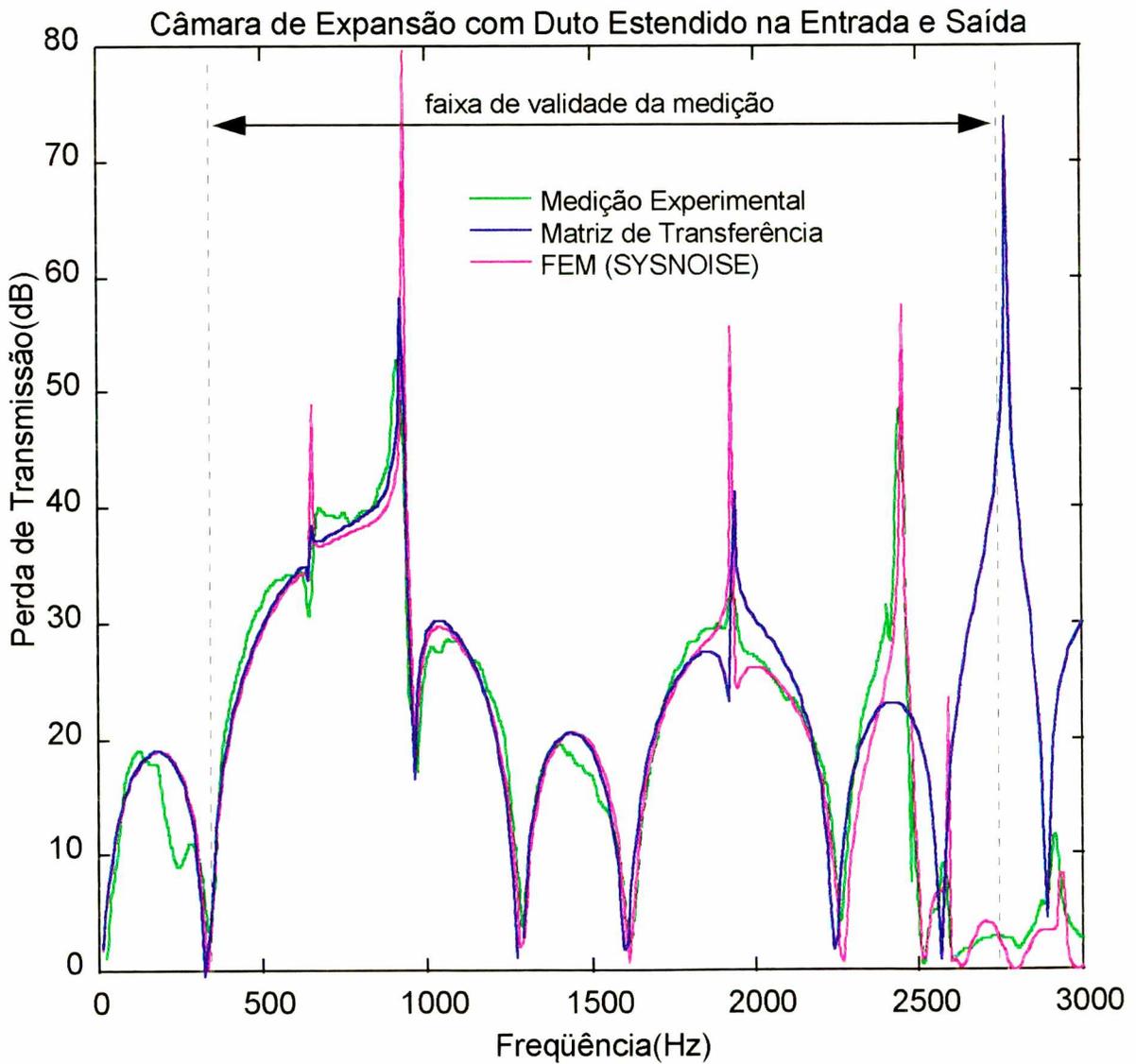


FIGURA 6.13 - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão com duto estendido na entrada e saída.

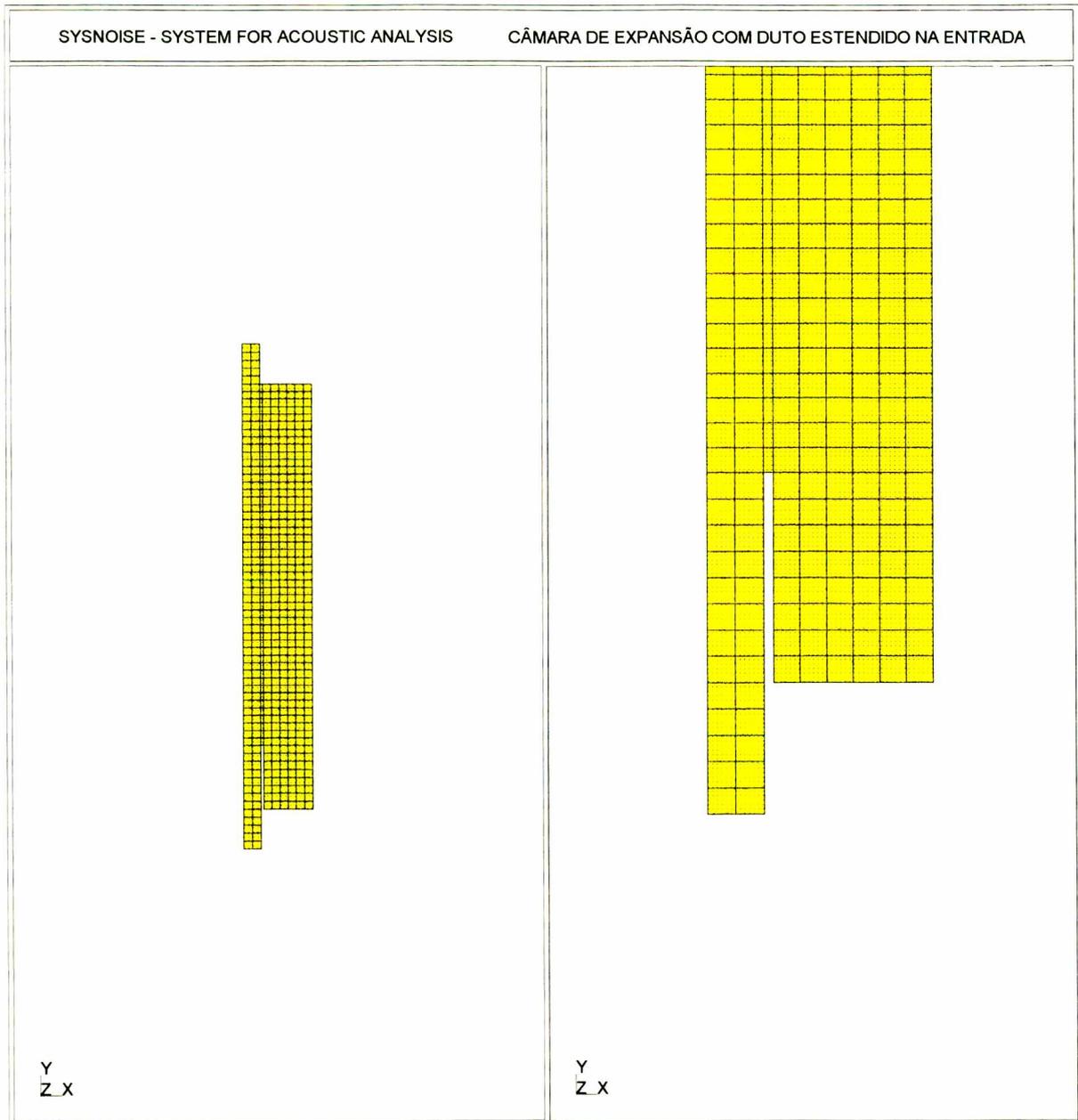


FIGURA 6.14 - Malha utilizada na análise da câmara de expansão com duto estendido na entrada. Esquerda : malha inteira; Direita : detalhe do duto estendido

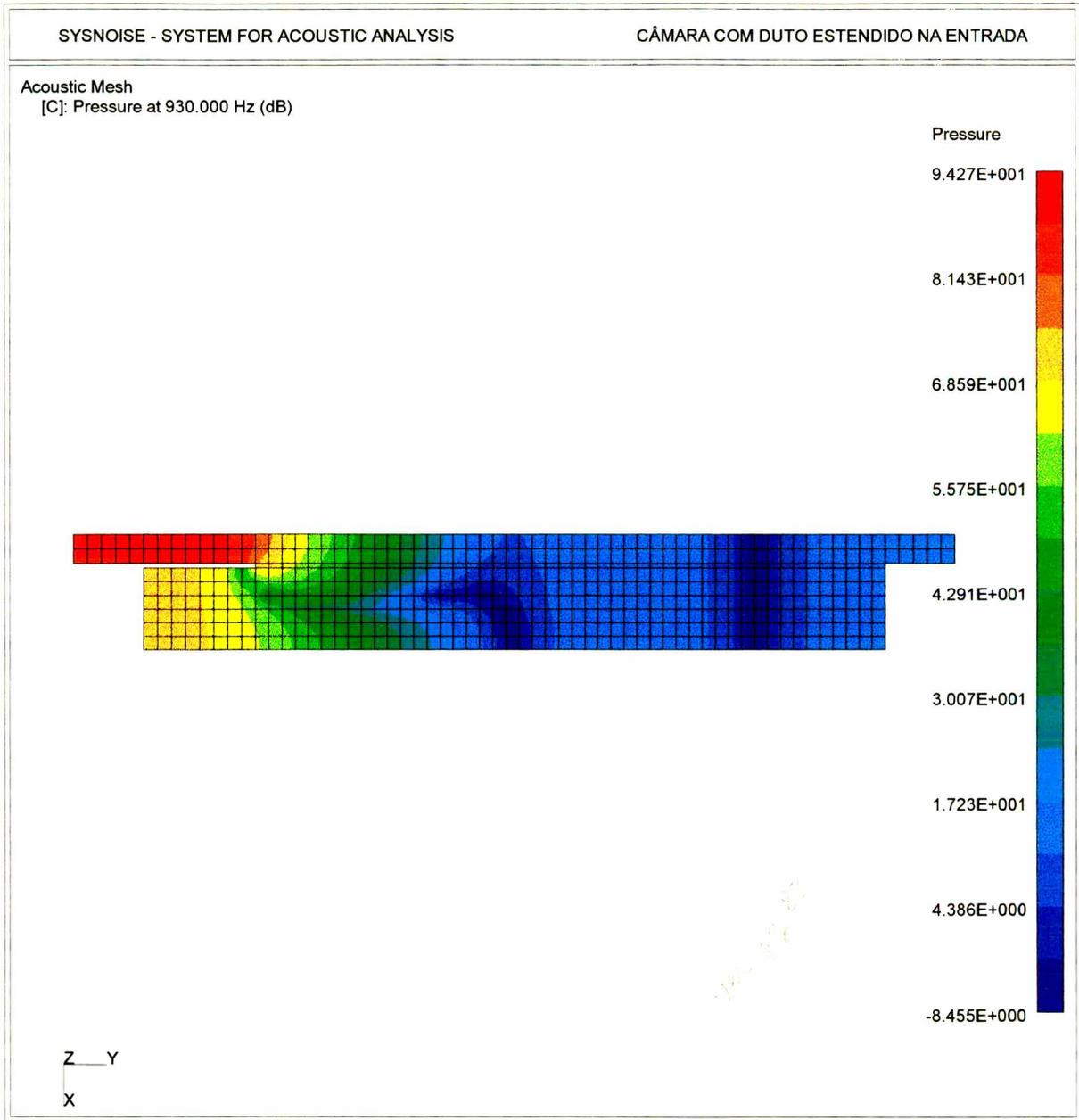


FIGURA 6.15 - Predição da distribuição do NPS interno da câmara com duto estendido na entrada para a frequência de 930 Hz

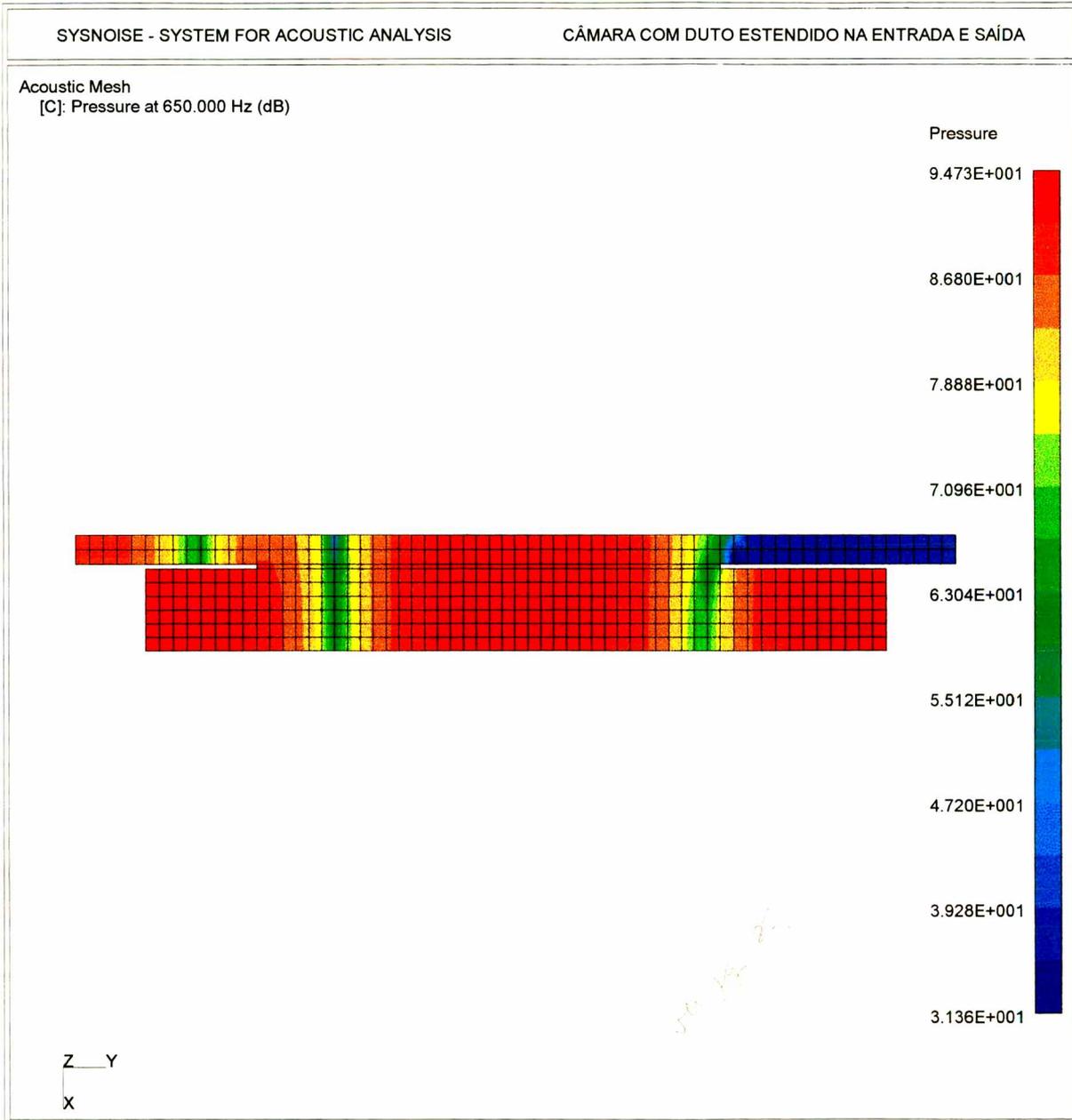


FIGURA 6.16 - Predição da distribuição do NPS interno da câmara com duto estendido na entrada e saída para a frequência de 650 Hz

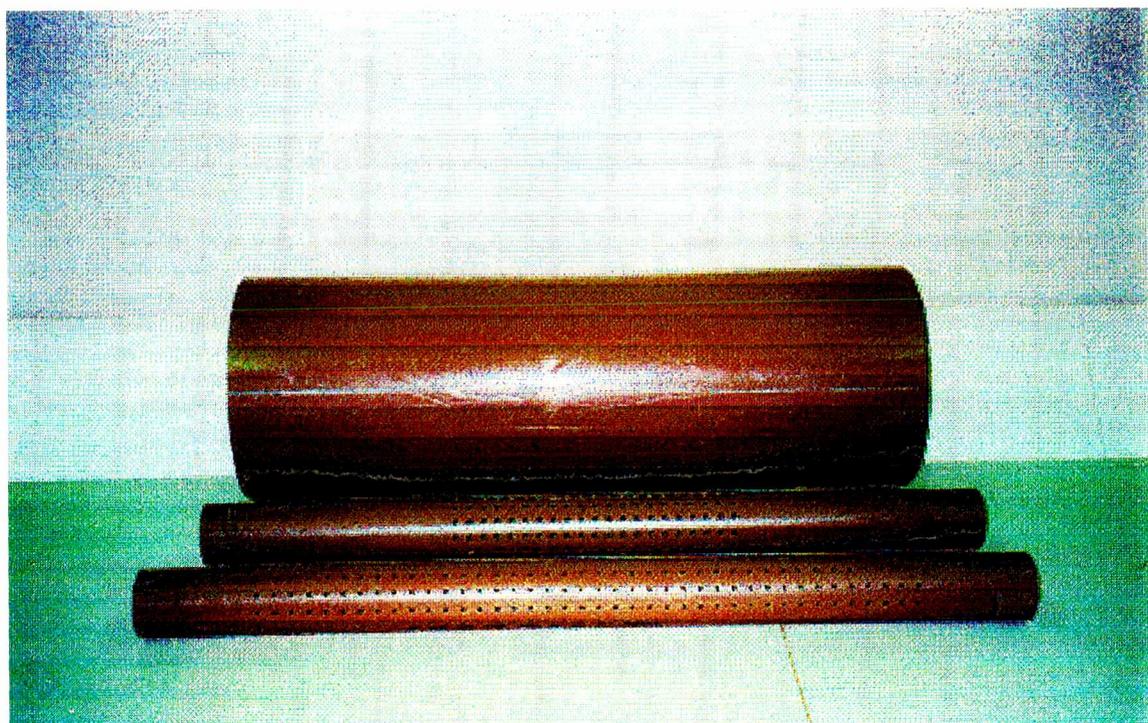


FIGURA 6.17 - Componentes utilizados na montagem do ressonador concêntrico.

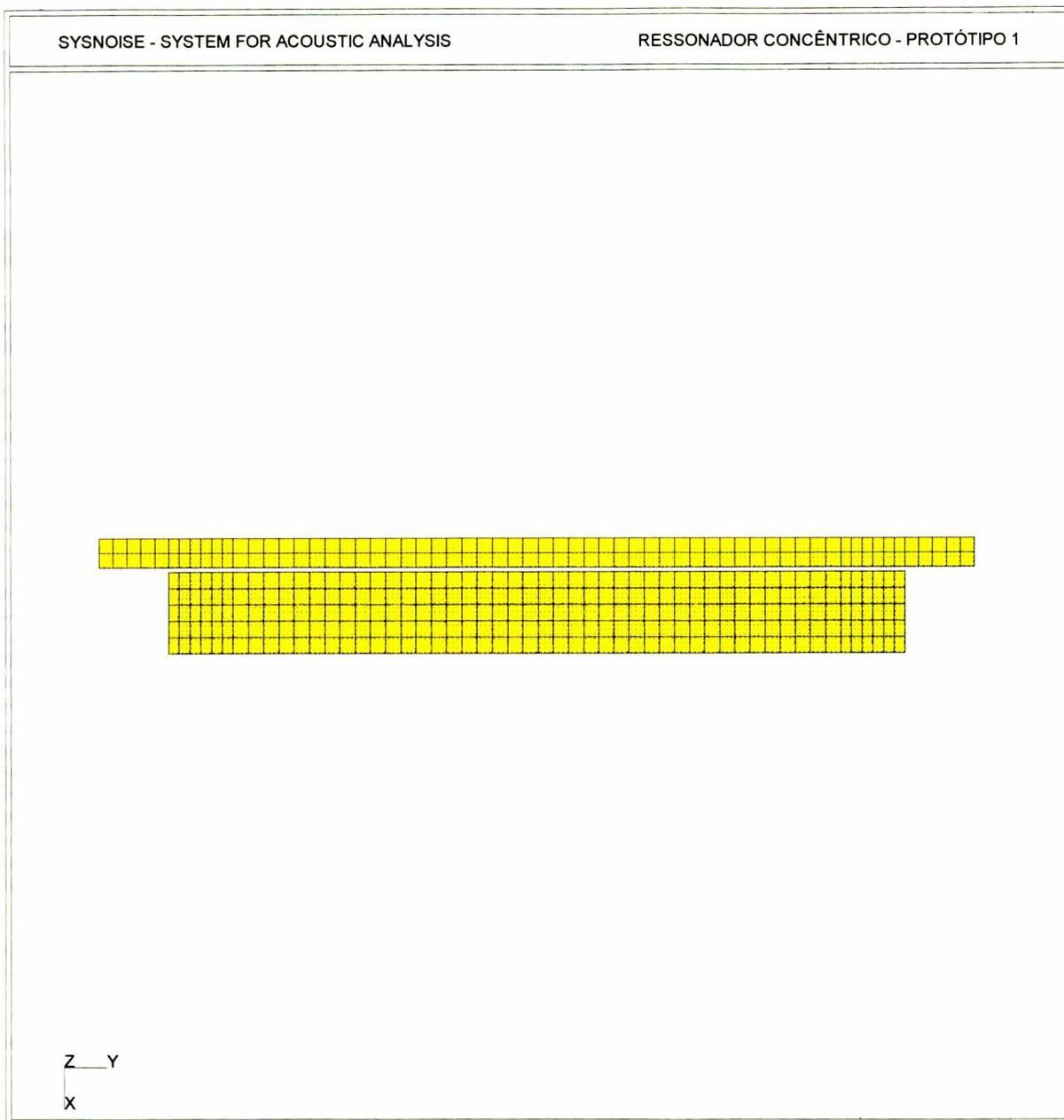


FIGURA 6.18 - Malha utilizada na análise do ressonador concêntrico - Protótipo 1

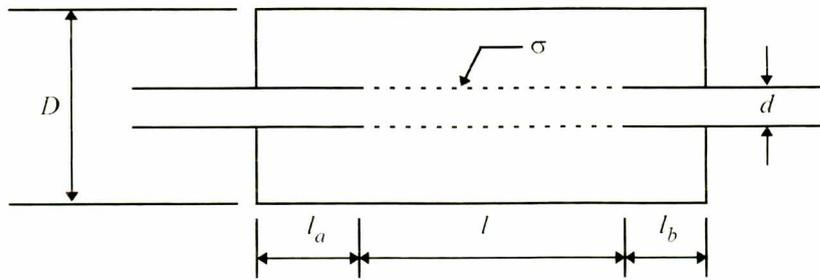


Figura 6.19 - Ressonador concêntrico - Protótipo 1. Dimensões : $D = 170$ mm; $d = 43$ mm; $l = 471$ mm; $l_a = l_b = 31$ mm; porosidade(σ) = 4,93 %.

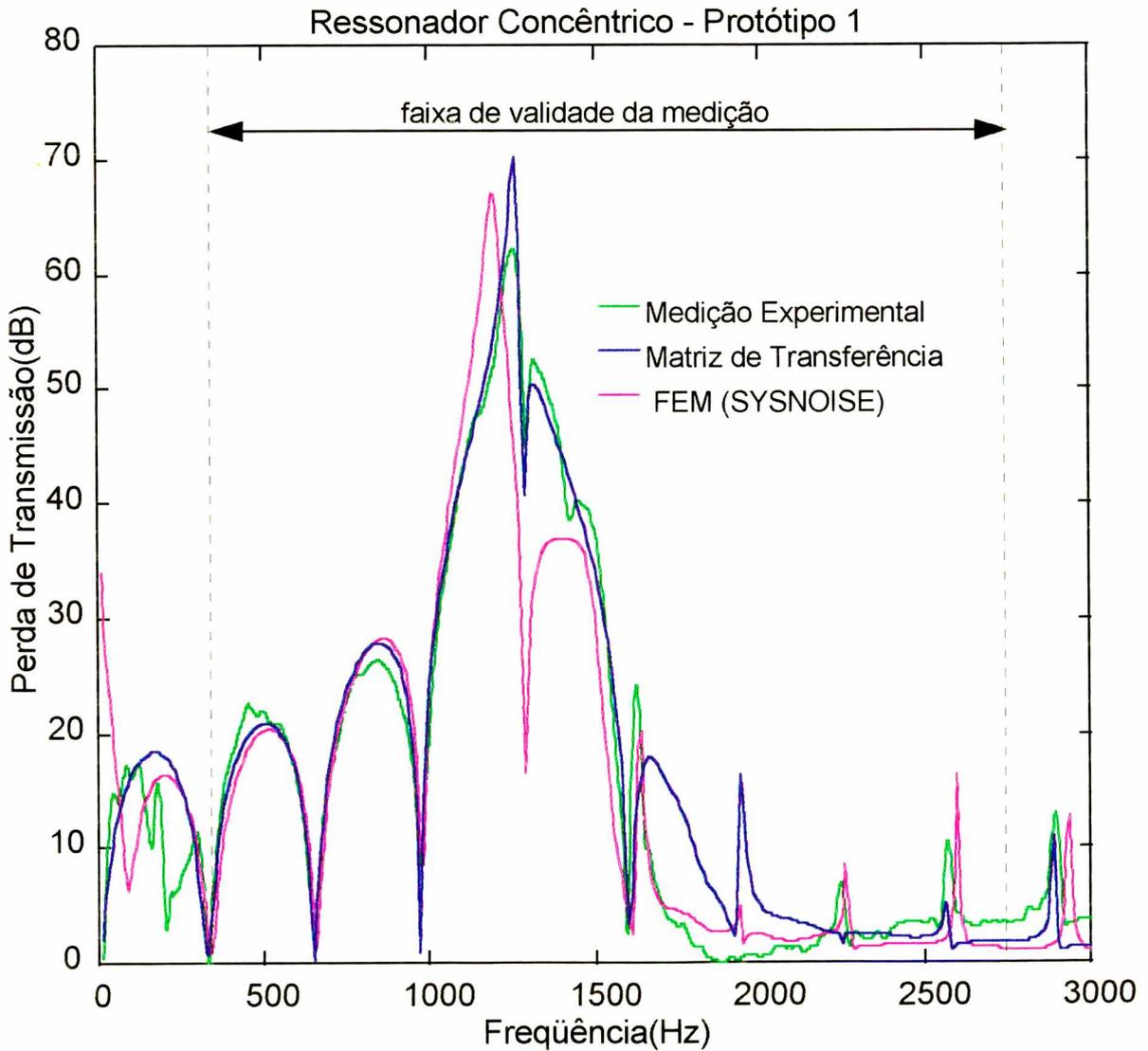


FIGURA 6.20 - Curva da perda de transmissão do ressonador concêntrico (protótipo 1).

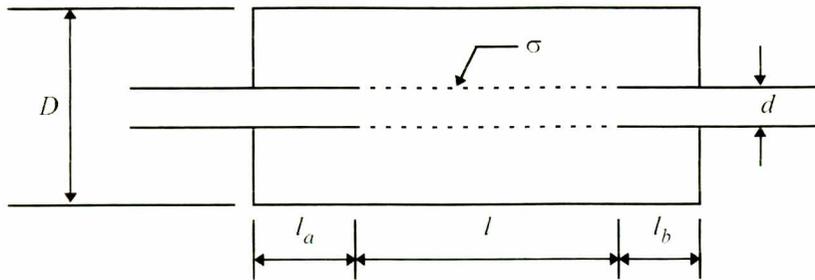


FIGURA 6.21 - Ressonador concêntrico - Protótipo 2. Dimensões : $D = 170$ mm;
 $d = 43$ mm; $l = 225$ mm; $l_a = l_b = 154$ mm; porosidade (σ) = 15,05 %.

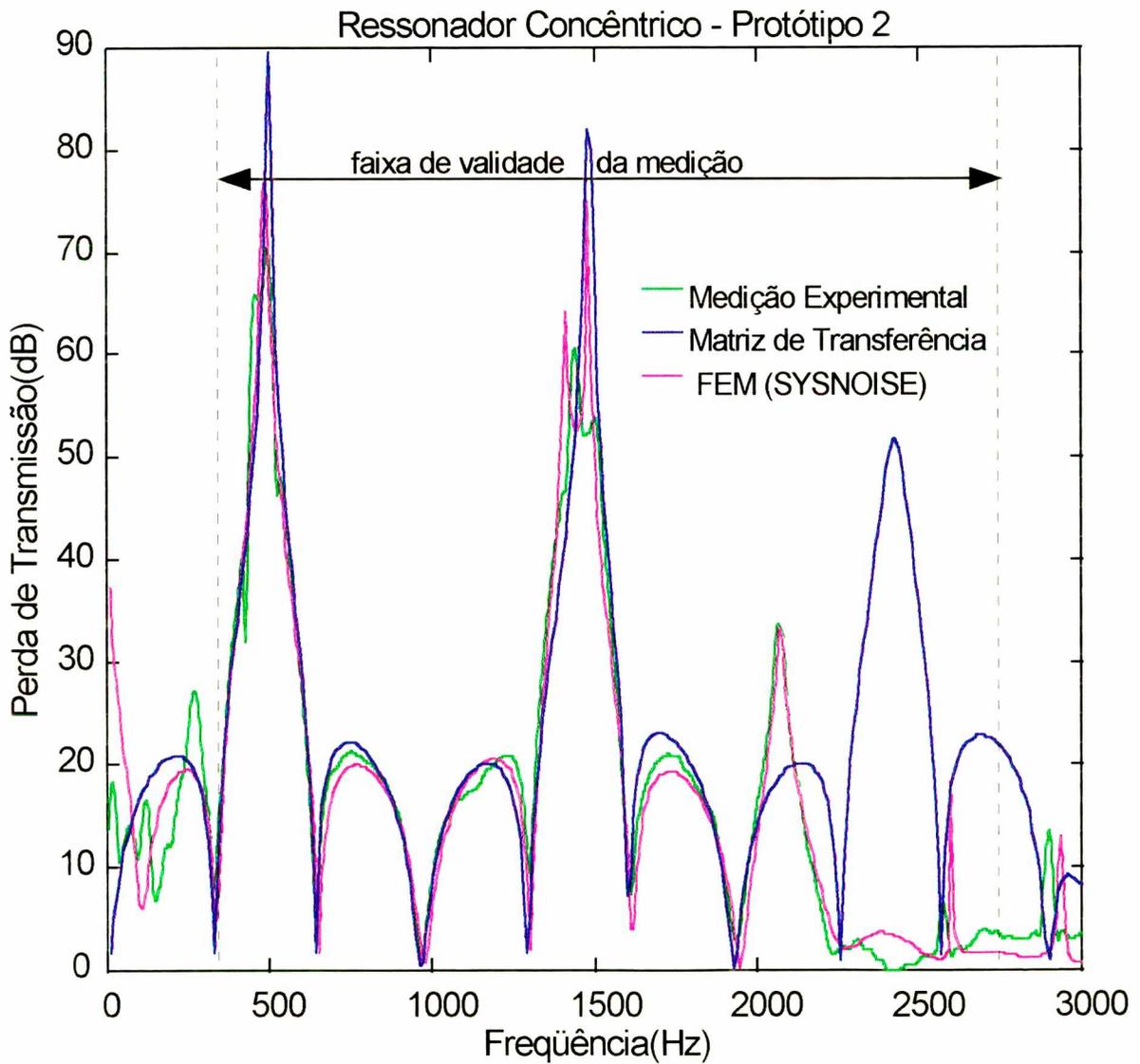


FIGURA 6.22 - Curva da perda de transmissão do ressonador concêntrico (protótipo 2).

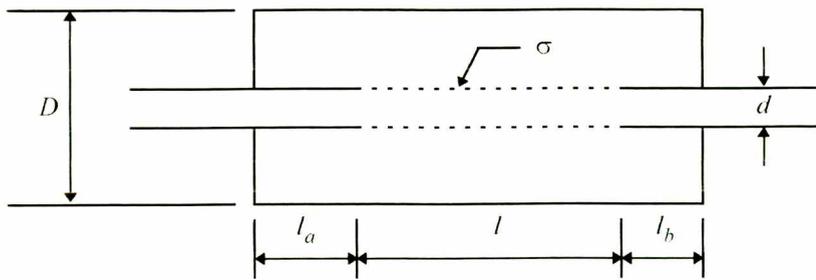


Figura 6.23 - Ressonador concêntrico - Protótipo 3. Dimensões : $D = 135,5$ mm;
 $d = 43$ mm; $l = 153$ mm; $l_a = l_b = 0$ mm; porosidade (σ) = 4,17 %.

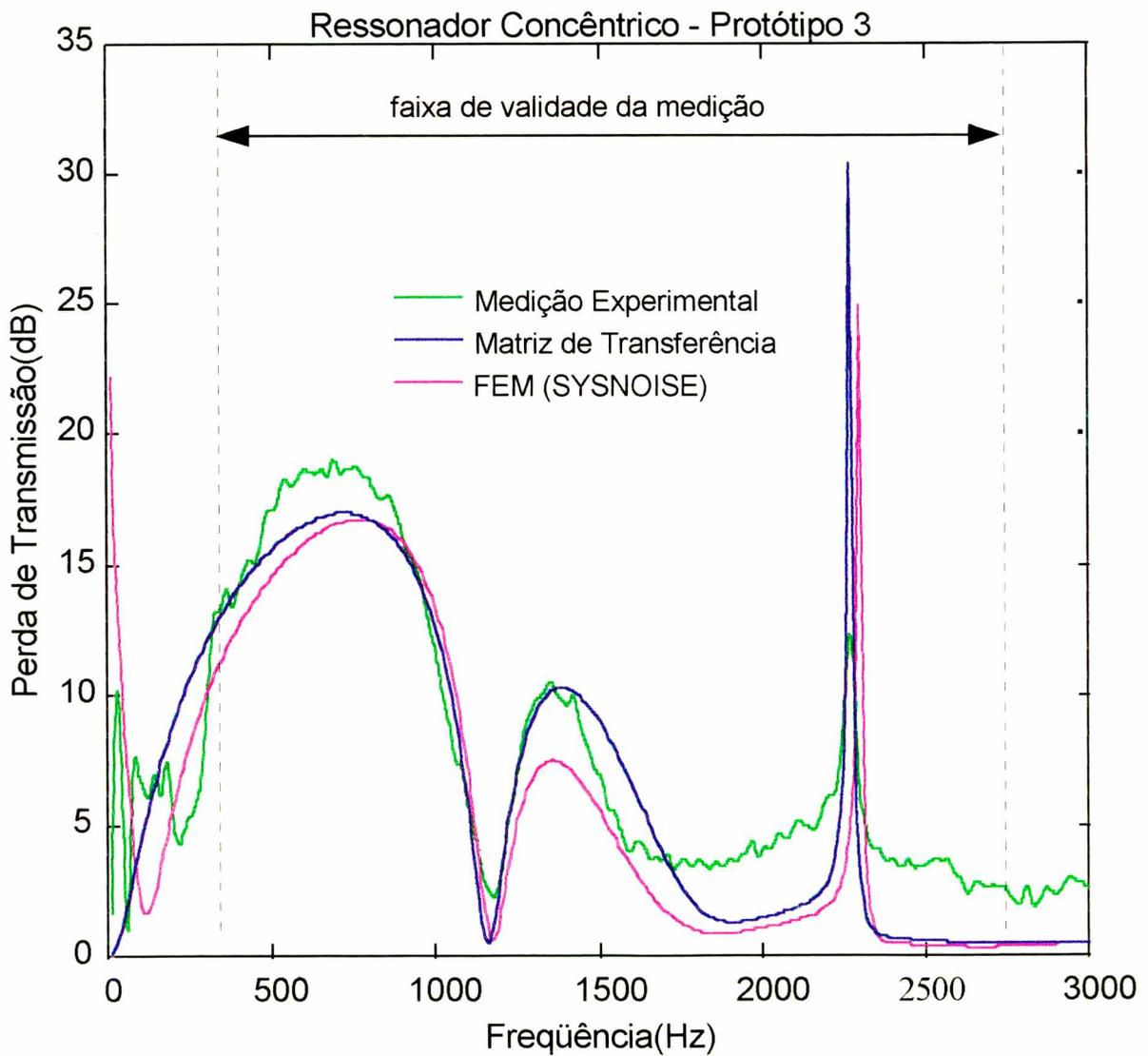


FIGURA 6.24 - Curva da perda de transmissão do ressonador concêntrico (protótipo 3).

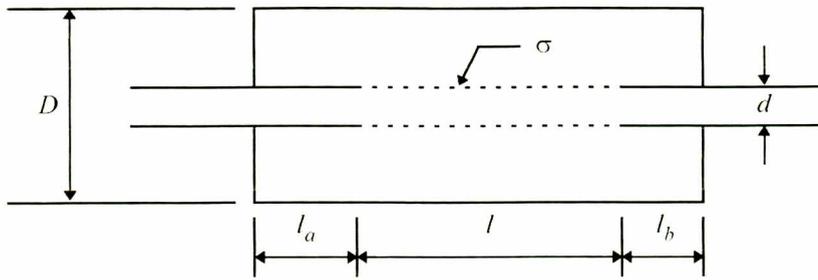


FIGURA 6.25 - Ressonador concêntrico - Protótipo 4. Dimensões : $D = 135,5$ mm; $d = 43$ mm; $l = 153$ mm; $l_a = l_b = 0$ mm; porosidade (σ) = 17,16 %.

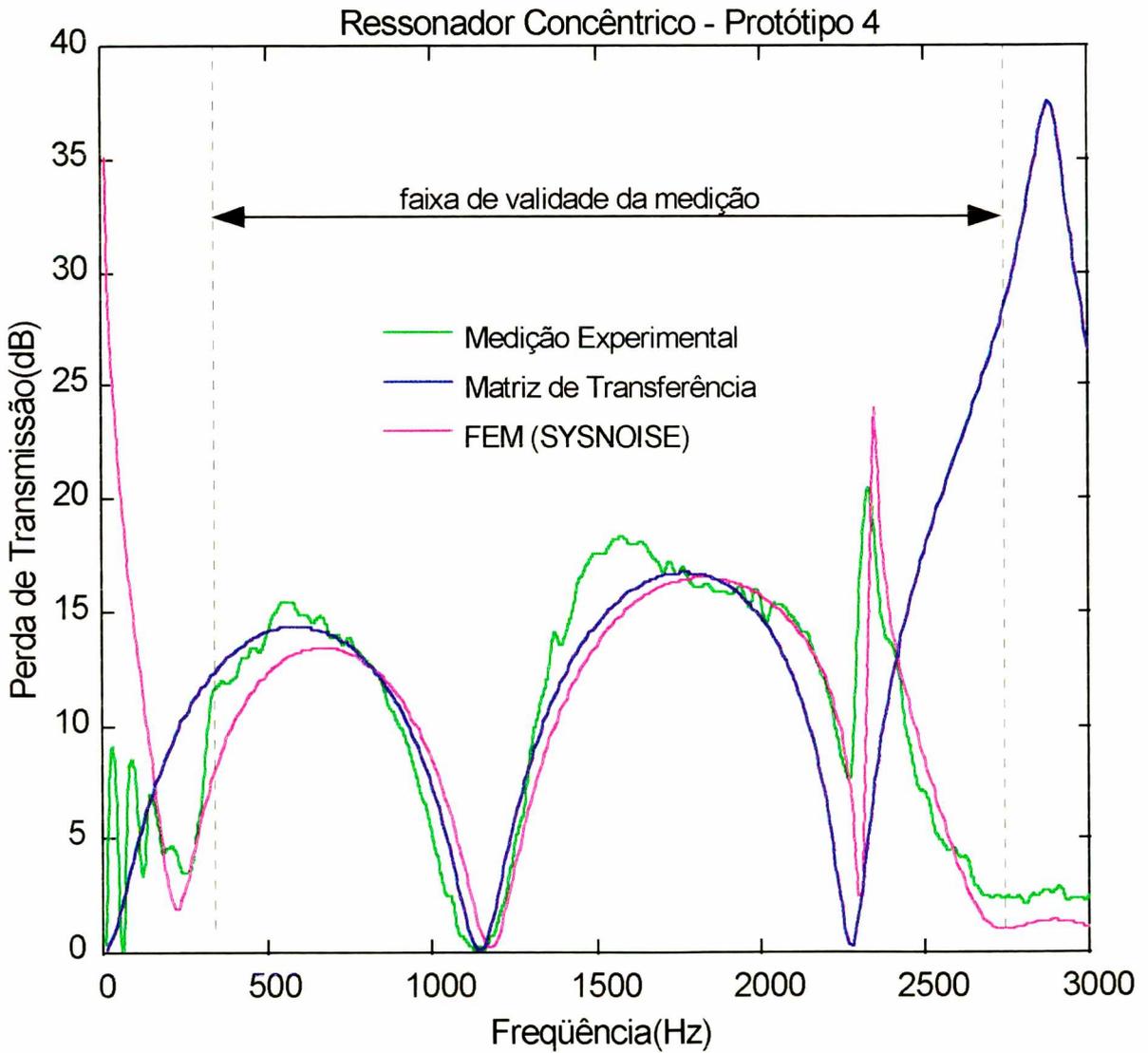


FIGURA 6.26 - Curva da perda de transmissão do ressonador concêntrico (protótipo 4).

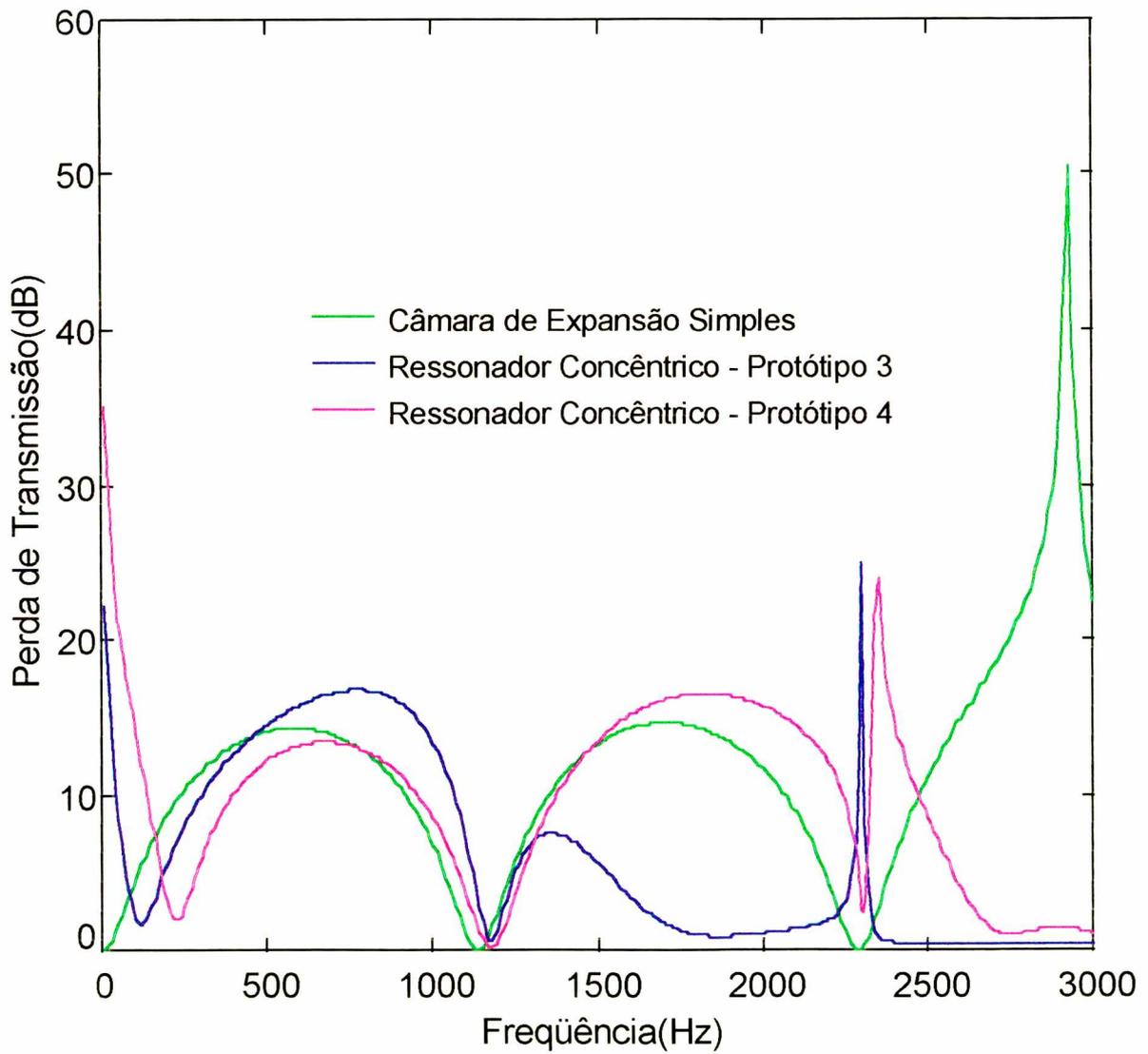


FIGURA 6.27 - Comparação das curvas da perda de transmissão (Câmara de expansão simples x Ressonador concêntrico).

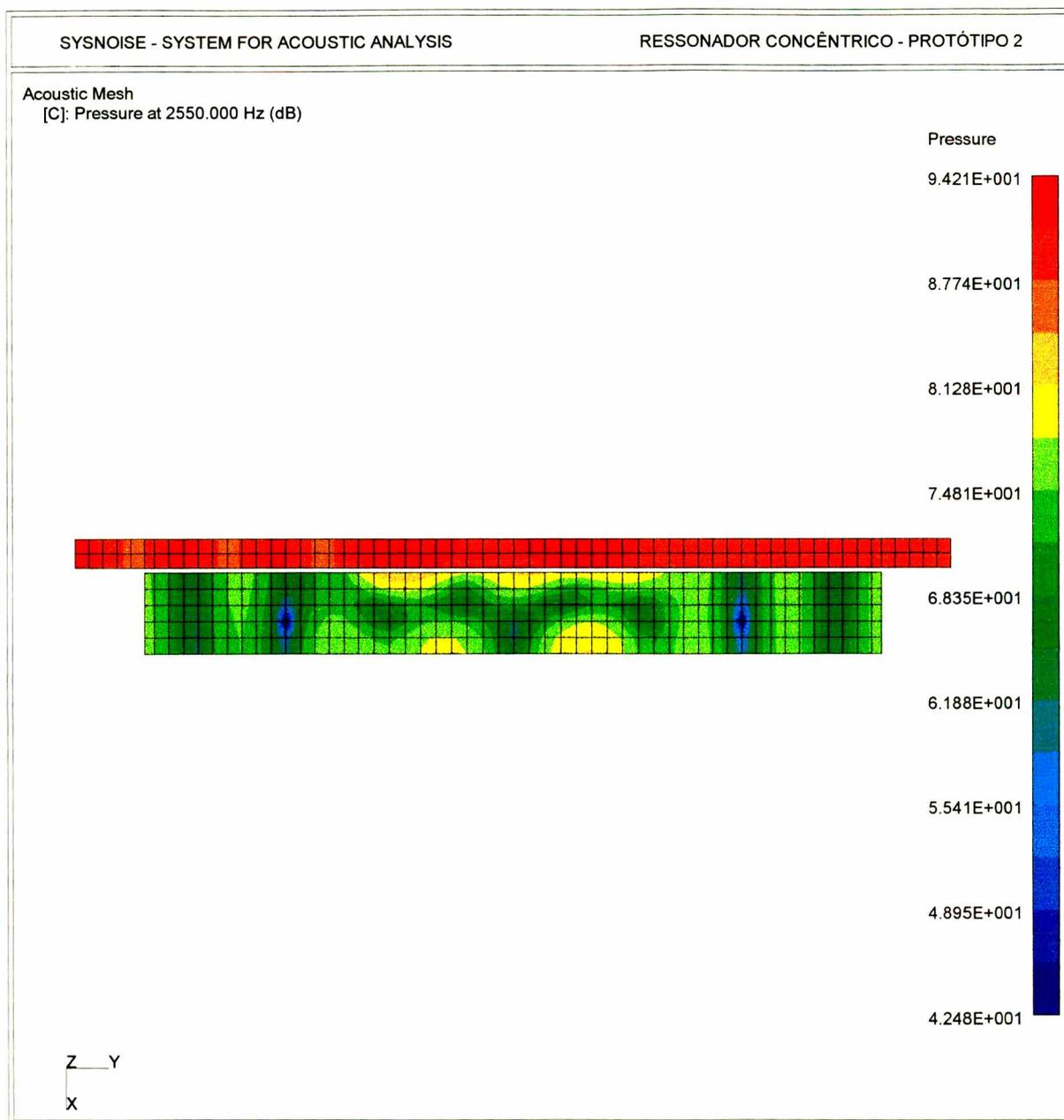


FIGURA 6.28 - Predição da distribuição do NPS interno do ressonador concêntrico (protótipo 2) para a frequência de 2550 Hz.

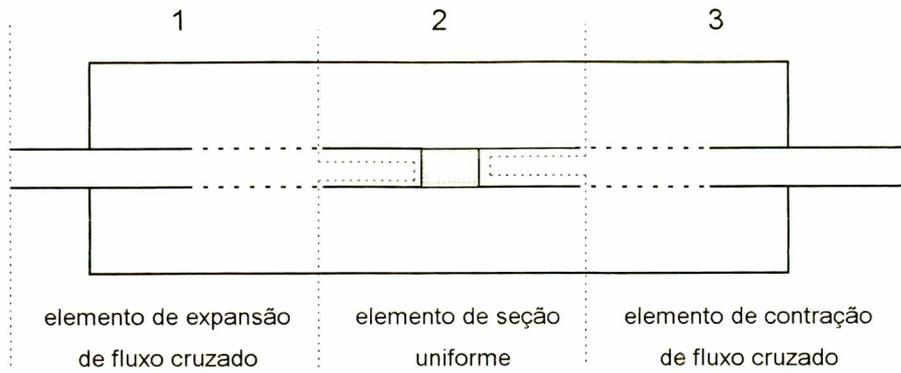


FIGURA 6.29 - Divisão em elementos básicos do silenciador do tipo "plug" para o cálculo da perda de transmissão pelo método da matriz de transferência

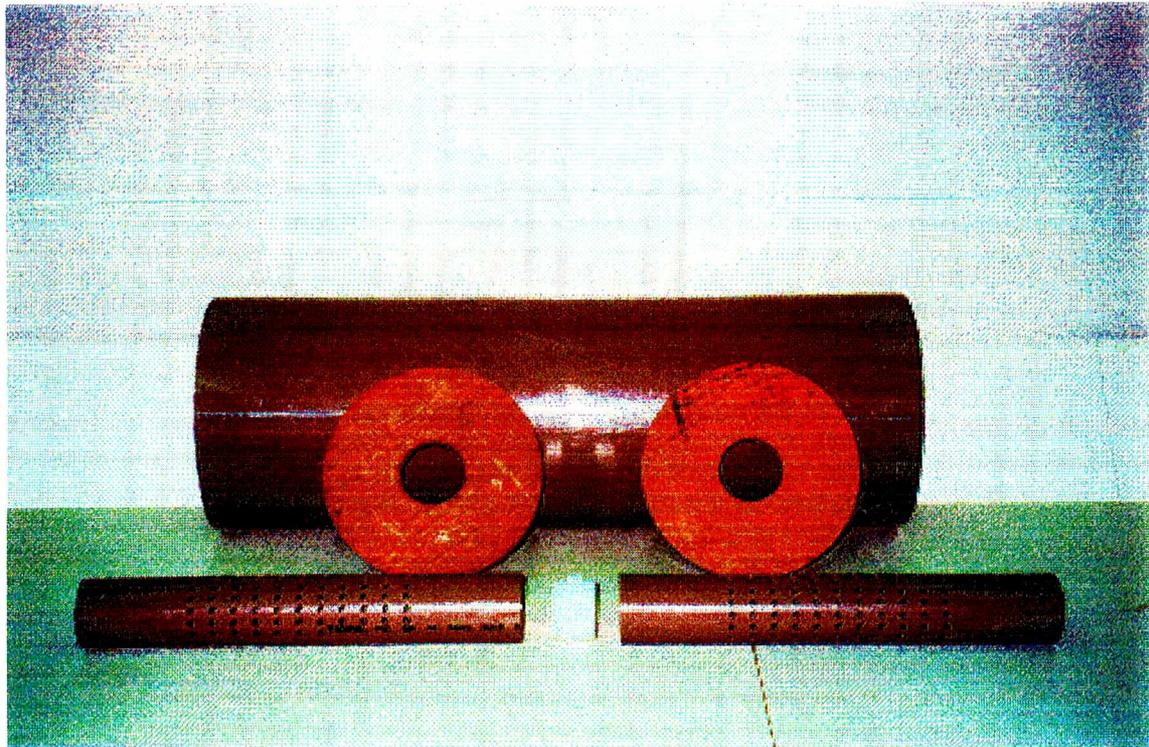


FIGURA 6.30 - Componentes utilizados na montagem do silenciador do tipo "plug".

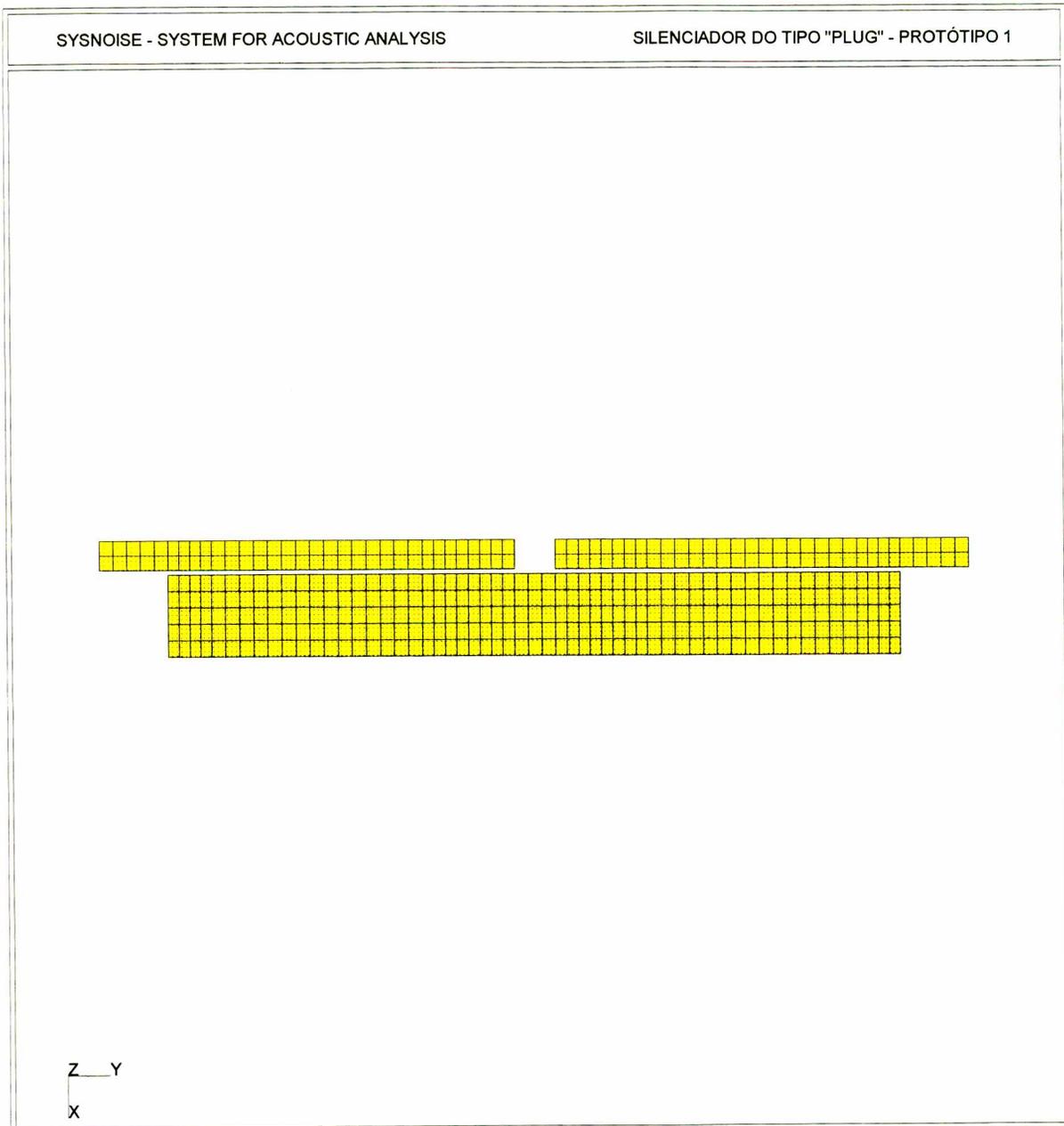


FIGURA 6.31 - Malha utilizada na análise do silenciador do tipo "plug" - Protótipo 1.

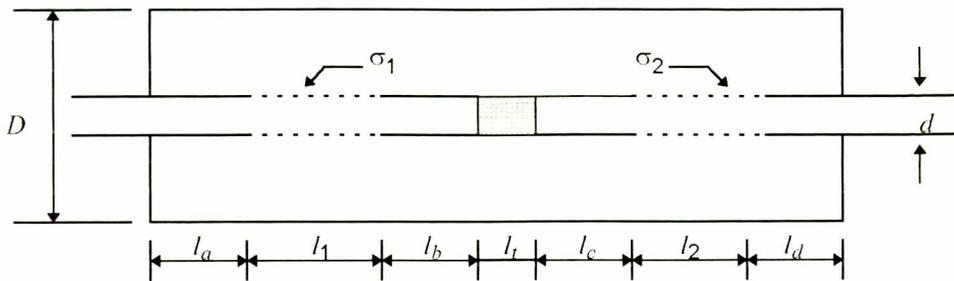


FIGURA 6.32 - Silenciador do tipo "plug" - Protótipo 1. Dimensões : $D = 170$ mm; $d = 43$ mm; $l_1 = l_2 = 153$ mm; $l_a = l_d = 31,5$ mm; $l_b = l_c = 67$ mm; $l_t = 30$ mm; $\sigma_1 = \sigma_2 = 4,17$ %.

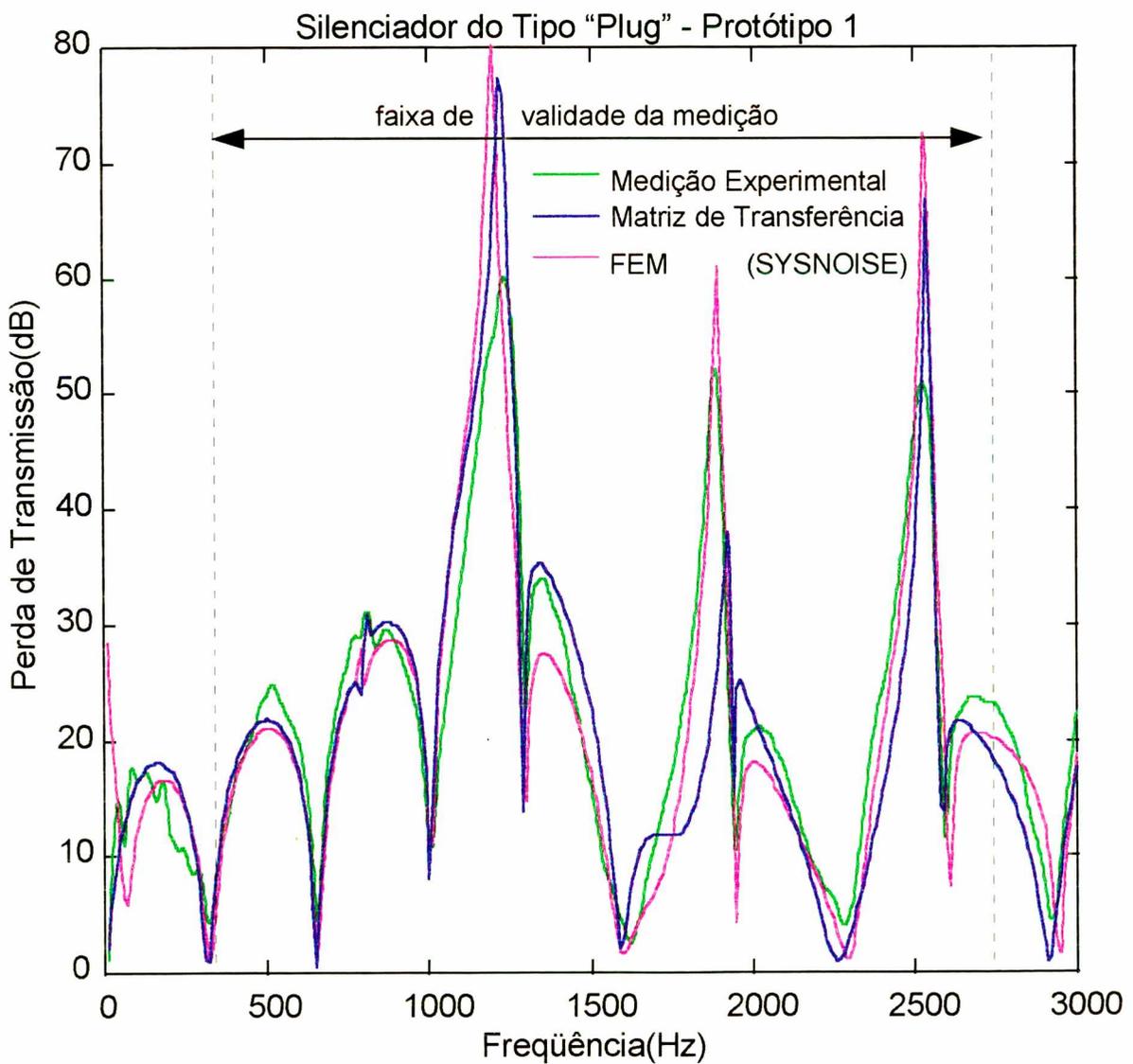


FIGURA 6.33 - Curva da perda de transmissão do silenciador tipo "plug" (protótipo 1).

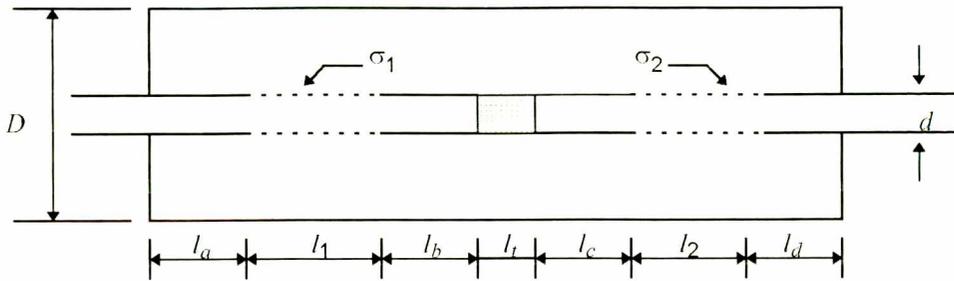


FIGURA 6.34 - Silenciador do tipo "plug" - Protótipo 2. Dimensões : $D = 170$ mm; $d = 43$ mm; $l_1 = l_2 = 155$ mm; $l_a = l_d = 30$ mm; $l_b = l_c = 66,5$ mm; $l_t = 30$ mm; $\sigma_1 = \sigma_2 = 17,16$ %.

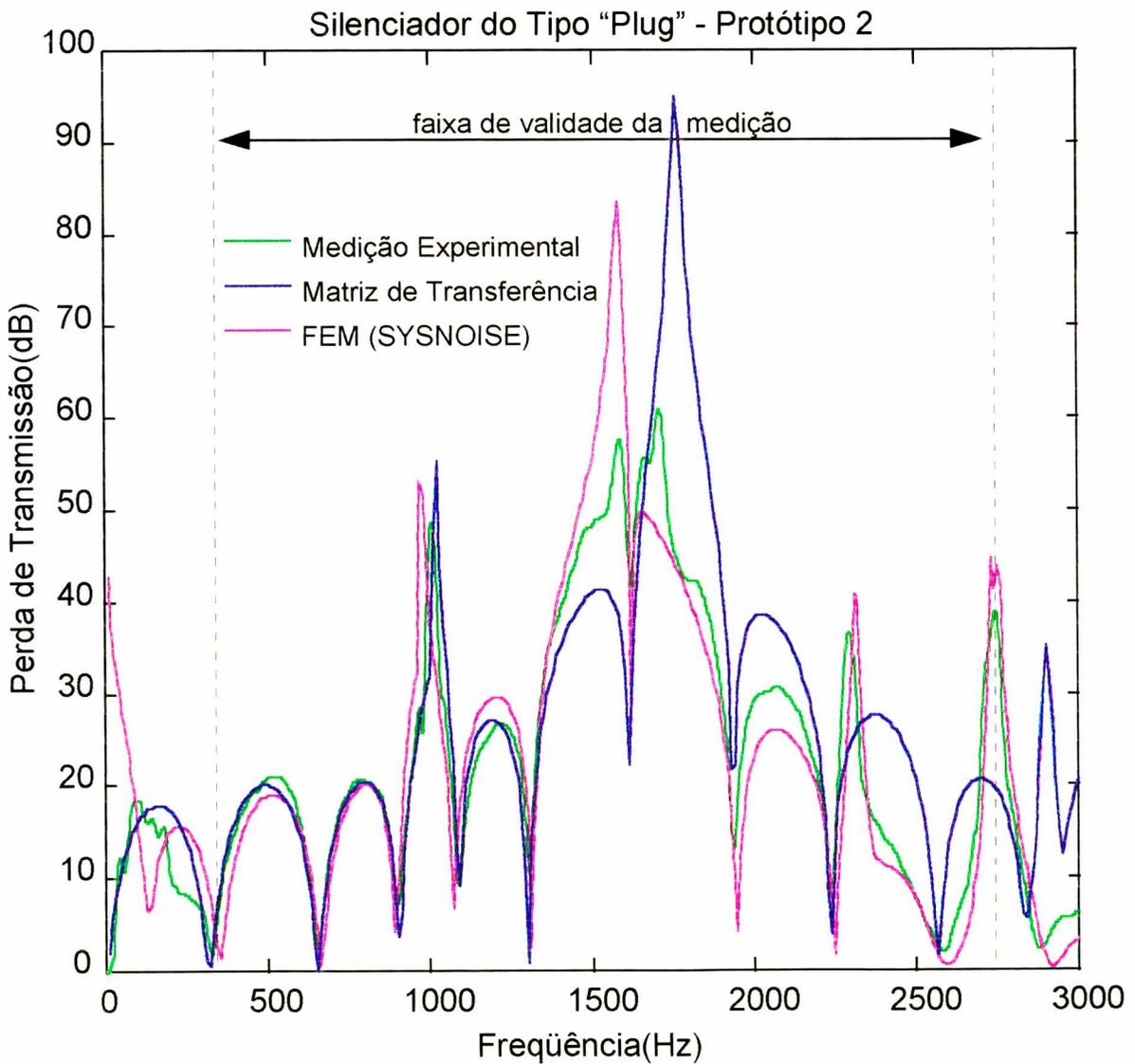


FIGURA 6.35 - Curva da perda de transmissão do silenciador tipo "plug" (protótipo 2).

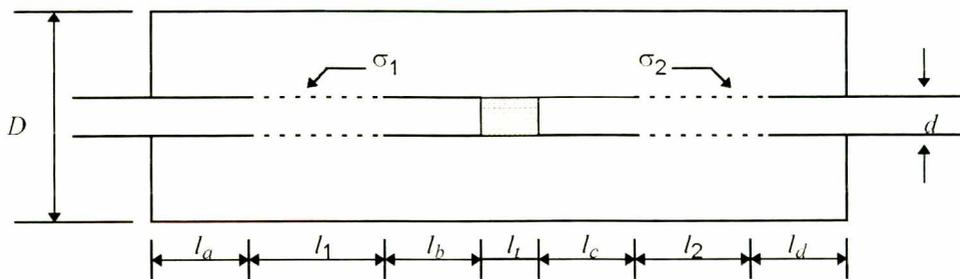


FIGURA 6.36 - Silenciador do tipo "plug" - Protótipo 3. Dimensões : $D = 170$ mm; $d = 43$ mm; $l_1 = 153$ mm; $l_2 = 155$ mm; $l_a = 31,5$ mm; $l_d = 30$ mm; $l_b = 67$ mm; $l_c = 66,5$ mm; $l_t = 30$ mm; $\sigma_1 = 4,17$ %; $\sigma_2 = 17,16$ %.

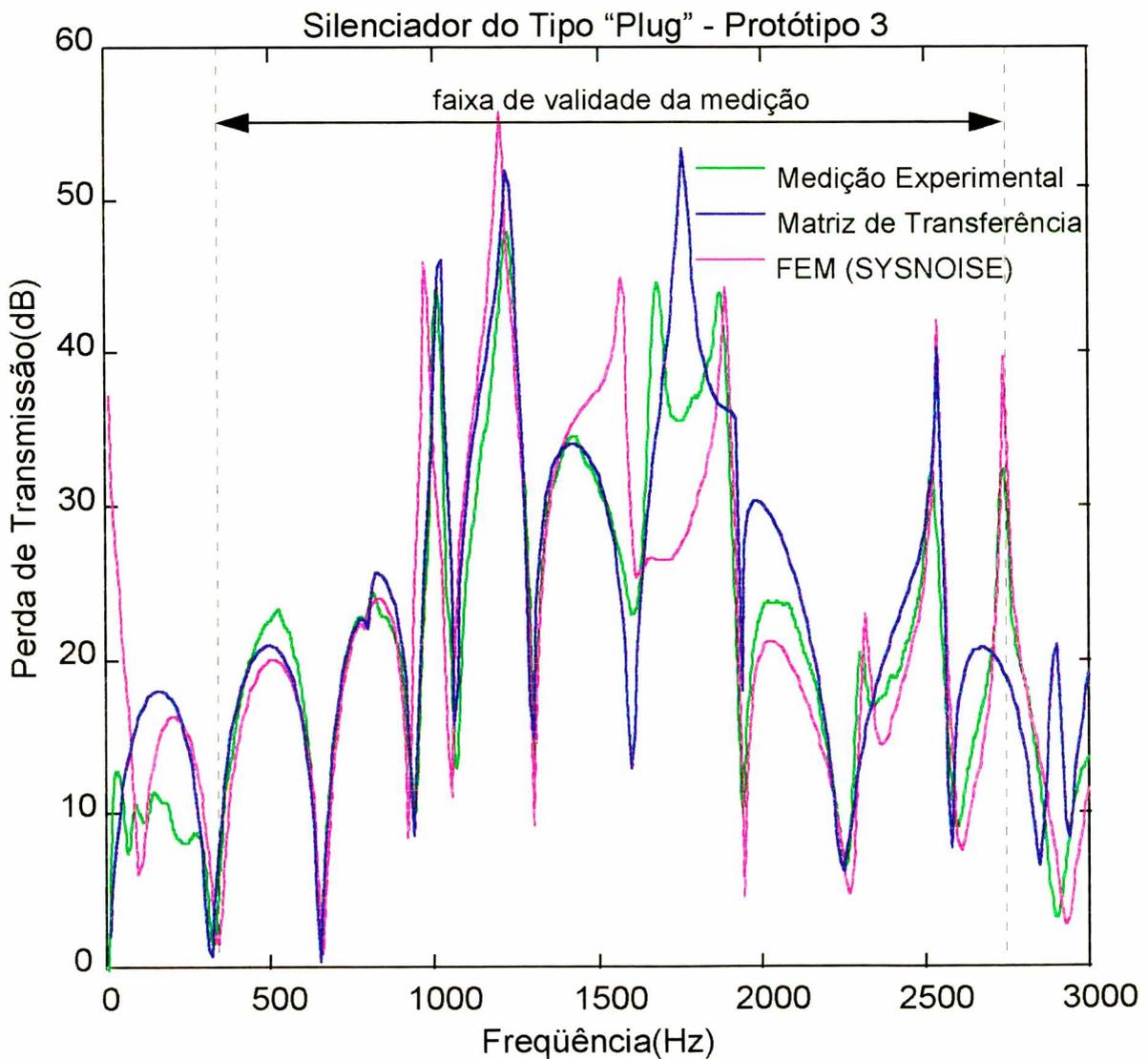


FIGURA 6.37 - Curva da perda de transmissão do silenciador tipo "plug" (protótipo 3).

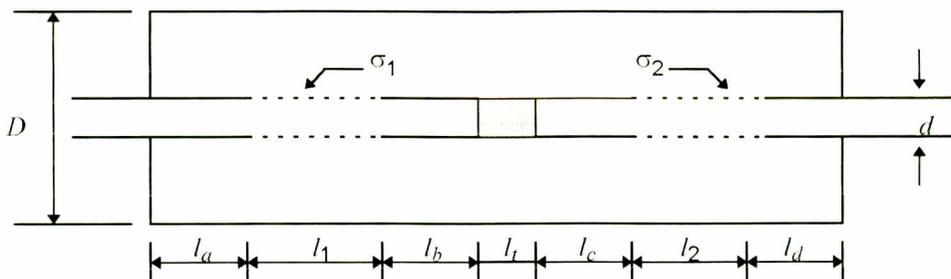


FIGURA 6.38 - Silenciador do tipo "plug" - Protótipo 4. Dimensões : $D = 135,5$ mm; $d = 43$ mm; $l_1 = l_2 = 83$ mm; $l_a = l_d = 75,5$ mm; $l_b = l_c = 2$ mm; $l_t = 30$ mm; $\sigma_1 = \sigma_2 = 4,2$ %.

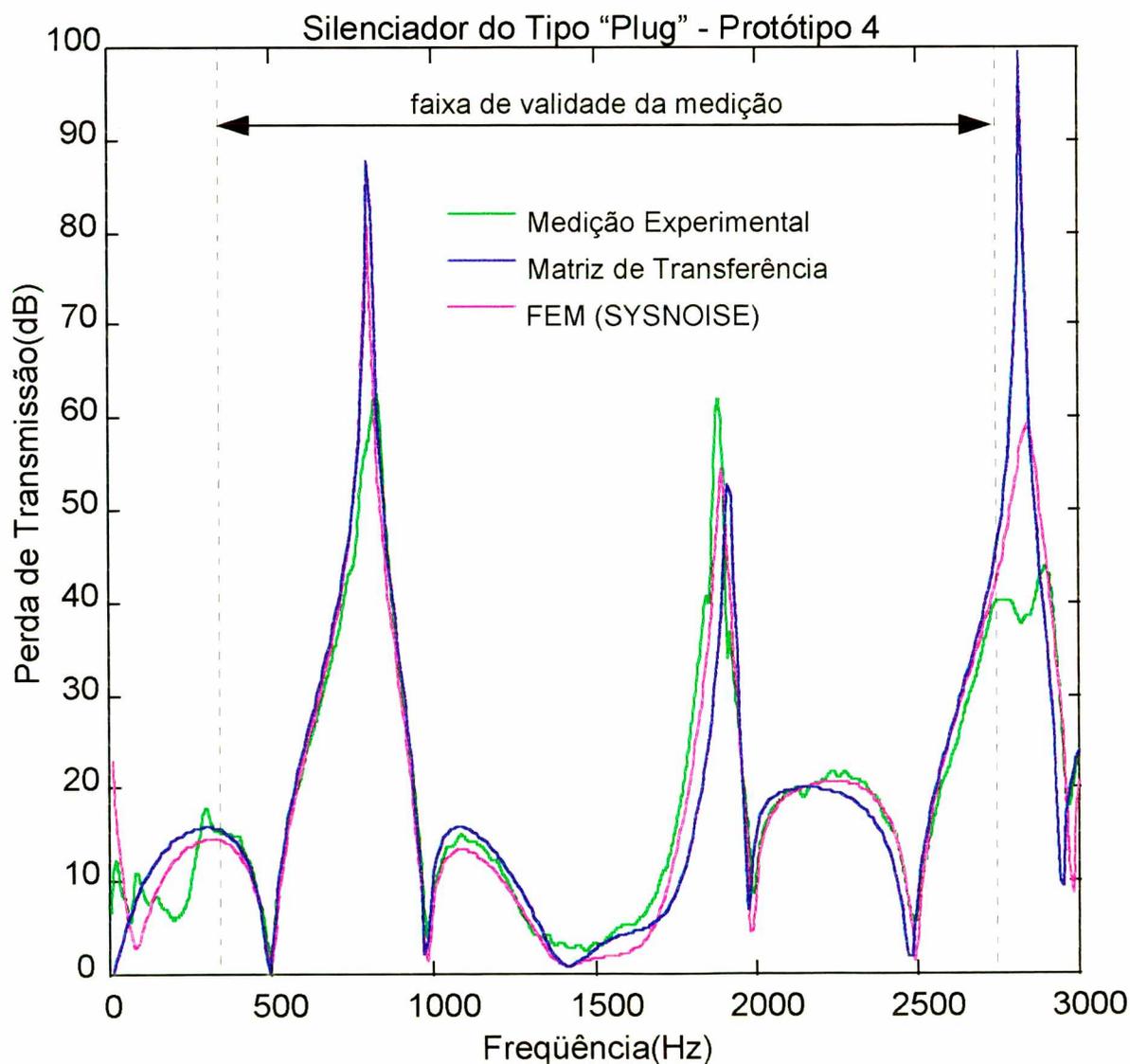


FIGURA 6.39 - Curva da perda de transmissão do silenciador tipo "plug" (protótipo 4).

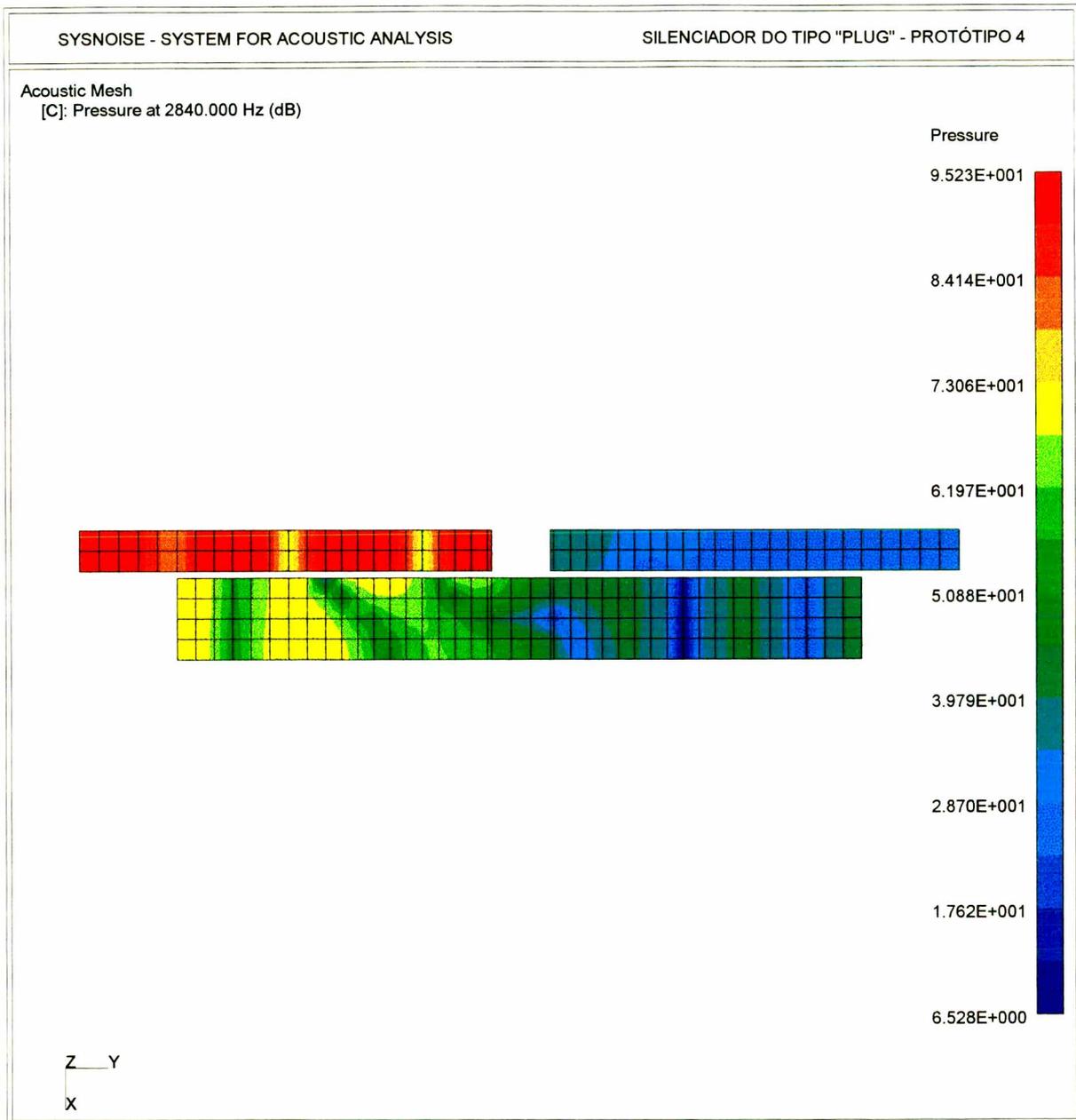


FIGURA 6.40 - Predição da distribuição do NPS interno do silenciador tipo "plug" (protótipo 4) para a frequência de 2840 Hz.

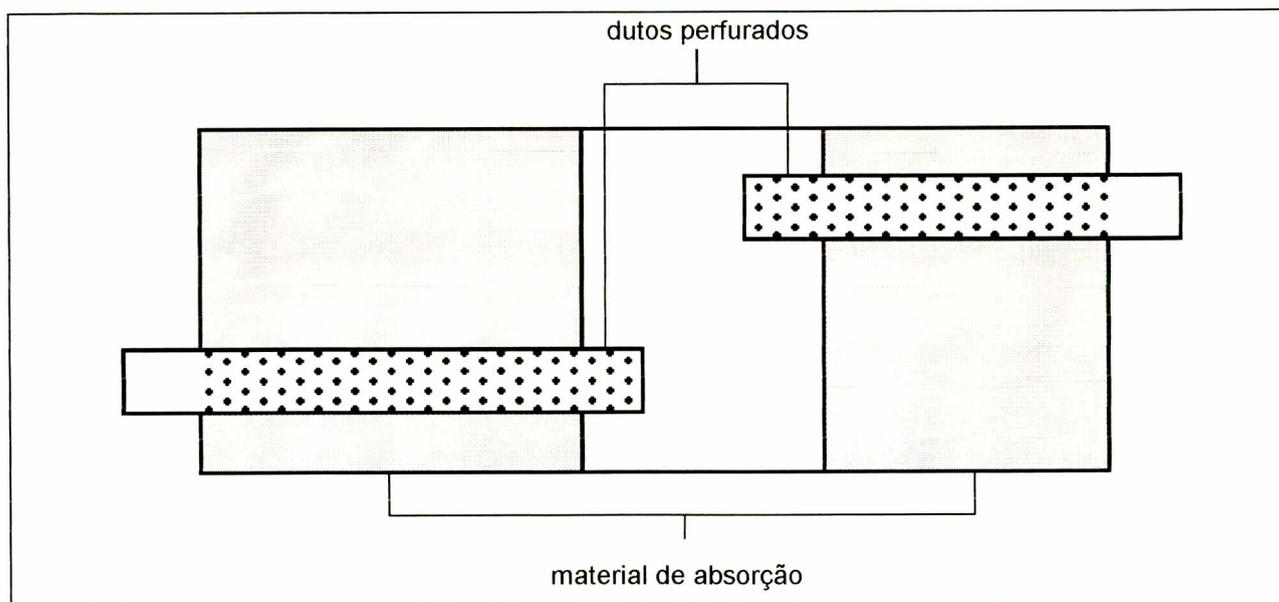


FIGURA 6.41 - Configuração do silenciador "real"



FIGURA 6.42 - Malha utilizada na análise do silenciador "real"

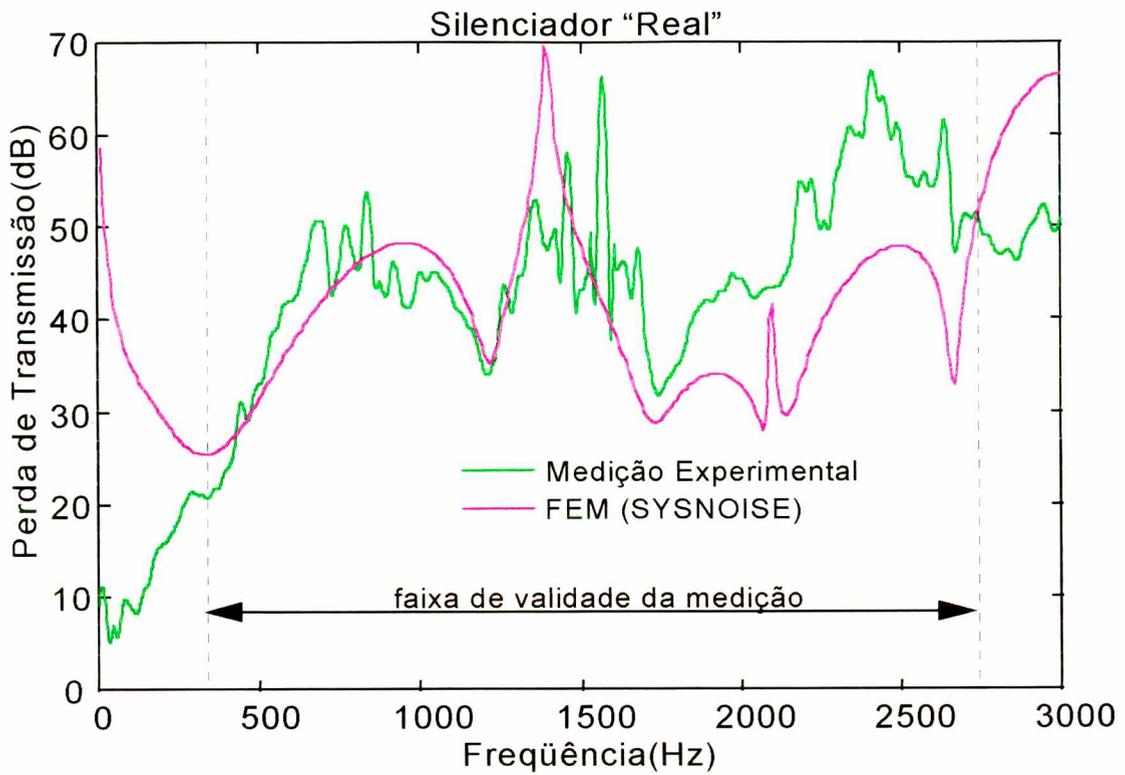


FIGURA 6.43 - Curva da perda de transmissão do silenciador "real".

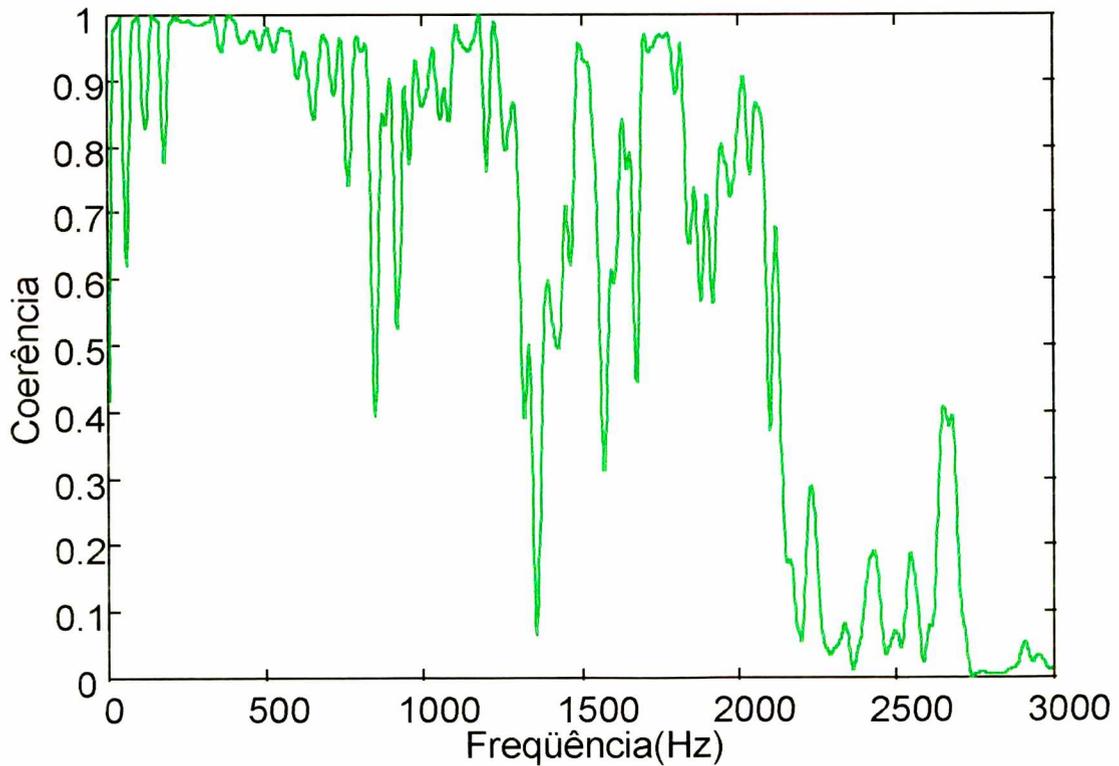


FIGURA 6.44 - Curva da coerência entre os microfones colocados nas posições 3 e 4 na medição da perda de transmissão do silenciador "real".

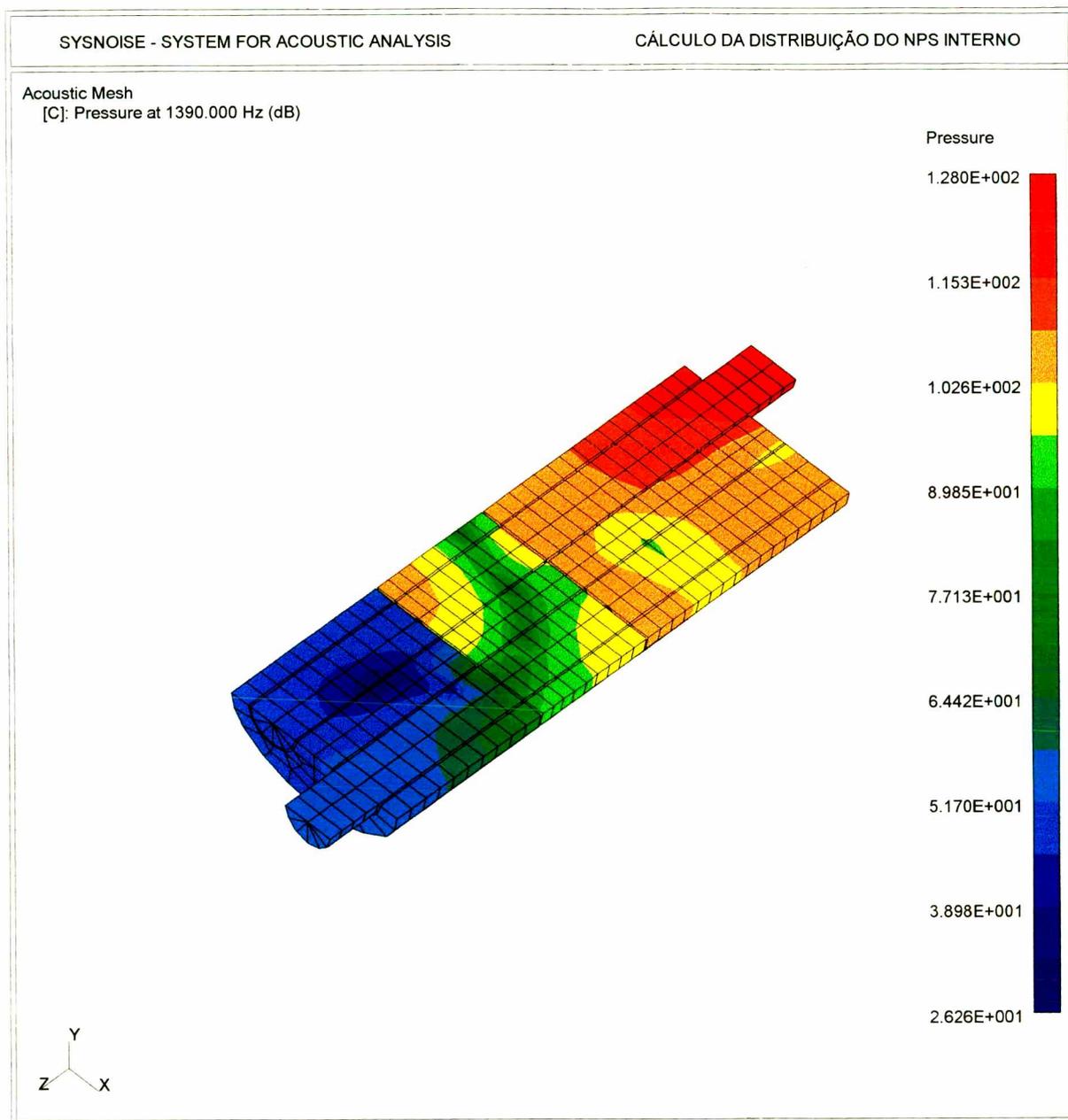


FIGURA 6.45 - Predição da distribuição do NPS interno do silenciador "real" para a frequência de 1390 Hz

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES

Os resultados da simulação numérica utilizando o SYSNOISE mostraram, no geral, muito boa concordância com os resultados experimentais e com os resultados da teoria da matriz de transferência, inclusive nas regiões de alta frequência, nas quais a teoria da matriz de transferência não é mais válida. No entanto, na simulação de elementos perfurados o programa mostrou algumas instabilidades numéricas para baixas frequências, cujas possíveis causas são explicadas no Capítulo 6. Um outro detalhe importante, na simulação de silenciadores com elementos perfurados, é que a concordância das predições do método da matriz de transferência com os resultados experimentais variou conforme a porosidade dos dutos perfurados. Para dutos com menor porosidade obteve-se uma concordância para uma faixa de frequência maior.

Talvez, para a obtenção de resultados mais precisos na simulação de elementos perfurados, seria necessária a medição da impedância de transferência utilizada como condição de contorno na simulação. No desenvolvimento do fator de Fok, foi considerada uma placa plana, fina e infinita para a obtenção do fator de correção devido à interação entre os furos, o que não é o caso dos dutos perfurados utilizados em silenciadores. Nos estudos feitos por Crocker e Sullivan [17] alguns resultados para a impedância de transferência em dutos perfurados foram medidos, mas no entanto seus estudos foram restritos a uma única configuração de duto perfurado.

Os ensaios feitos neste trabalho com silenciadores com dutos perfurados ficaram restritos à faixa de regime linear da impedância dos furos. Portanto, estudos devem ser feitos também considerando a faixa de regime não-linear. Para isto, há a necessidade de mais estudos na impedância de transferência dos furos, pois a maioria dos estudos da impedância de transferência considera somente a faixa de regime linear. No caso de silenciadores utilizados em veículos, a maioria dos casos se concentra na faixa de regime não-linear da impedância de transferência.

Quanto ao sistema de medição, este se mostrou eficiente, rápido e de boa repetibilidade

dentro da faixa de validade para o espaçamento utilizado. Somente perto dos picos de atenuação o sistema não teve uma boa precisão, talvez devido à baixa relação sinal ruído, o que ficava evidenciado pela baixa coerência entre os pontos de medição. O critério de performance acústica utilizado nestes estudos foi a perda de transmissão que, como dito anteriormente no Capítulo 3, fornece a eficiência do silenciador propriamente dito. Talvez fosse interessante fazer estudos utilizando-se a perda de inserção como critério de performance dos silenciadores que, além de ser mais fácil de medir, é o critério que representa mais adequadamente a performance de um silenciador.

Como se pode notar pelos resultados, mesmo se utilizando de modelos axissimétricos para a simulação pelo SYSNOISE, os resultados foram muito bons, demonstrando que os modos circunferenciais anti-simétricos são bem pouco excitados. Segundo estudos feitos por Eriksson [45], a colocação dos dutos de entrada e saída é muito importante na eficiência de um silenciador. A colocação dos dutos em determinados pontos pode fazer com que o silenciador tenha uma maior faixa de atenuação. Isto pode ser feito simplesmente com a colocação dos dutos em pontos nodais das freqüência de ressonância do silenciador, com isso melhorando a performance do silenciador para uma faixa de freqüência maior. Por isto, nos casos analisados neste trabalho, somente a partir da primeira freqüência circunferencial axissimétrica que a câmara de expansão simples perde a sua eficiência, pois para as freqüências circunferenciais anti-simétricas, os dutos de entrada e saída colocados no centro ficam exatamente nos pontos nodais destes modos acústicos.

É bom lembrar que em todos os casos analisados foram considerados somente casos sem escoamento de gases, o que não acontece em casos reais. Embora haja muitos estudos teóricos incluindo o escoamento de gases, os trabalhos comparando com dados experimentais são muito poucos e, quando existem, são confinados a no máximo uma única configuração. Portanto seria bom que mais estudos fossem feitos com a inclusão de escoamento de gases para os mais variados protótipos. Embora nesta versão do SYSNOISE não haja a possibilidade da inclusão do escoamento de gases, seria bom um estudo comparativo da influência do escoamento de gases na eficiência dos silenciadores e, talvez, um desenvolvimento de um software de elementos finitos que incluía o escoamento de gases.

Embora os resultados da simulação com o SYSNOISE para o silenciador do real tenham dados bons resultados, mais estudos devem ser feitos na quantificação das propriedades dos materiais, principalmente do fator de estrutura, fator este sobre o qual se tem muito pouca informação na literatura. Um outro fator importante seria um estudo da variação das

propriedades dos materiais de absorção sonora utilizados em silenciadores conforme o aumento da temperatura.

A grande vantagem da simulação pelo FEM é a facilidade com que podem ser variados os parâmetros dos modelos como a impedância dos furos, a propriedade dos materiais e as dimensões do silenciador. Por outro lado, o tempo gasto para se fazer a malha, dependendo da complexidade do modelo, é muito elevado. Isto pode ser sentido especialmente na confecção do modelo do silenciador "real", no qual não se pode usar a axissimetria. Neste item, a aplicação do BEM leva uma grande vantagem devido à maior facilidade para a confecção da malha do protótipo. No entanto, na Versão 5.2 do SYSNOISE não há a possibilidade da simulação de elementos perfurados utilizando-se o BEM.

7.1 Projetos futuros

Baseado nos comentários anteriores, pode-se traçar algumas sugestões para a continuação deste trabalho:

- Características acústicas de elementos perfurados utilizados em silenciadores;
- Análise de silenciadores incluindo o escoamento de gases;
- Análise de silenciadores utilizando-se a perda de inserção;
- Análise de silenciadores com elementos perfurados na faixa de regime não-linear da impedância dos furos;
- Estudos das propriedades de materiais de absorção utilizados em silenciadores;
- Maiores estudos na análise de silenciadores utilizando-se o BEM.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] SEYBERT, A. F. and Ross, D. F., "Experimental determination of acoustic properties using a two-microphone random-excitation technique," *Journal of the Acoustical Society of America*, vol.61, n.º 5, pag.1362-1370 (1977).
- [2] CHUNG, J. Y. and Blaser, D. A., "Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. I.Theory," *Journal of the Acoustical Society of America*, vol.68, n.º 3, pag. 907-913 (1980).
- [3] CHUNG, J. Y., and Blaser, D. A., "Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. II.Experiment," *Journal of the Acoustical Society of America*, vol.68, n.º 3, pag.914-921 (1980).
- [4] CHU, W. T., "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, pag.555-560 (1986).
- [5] BODÉN, H. and Abom, M., "Two-microphone measurements in the plane wave region of ducts," Report TRITA-TAK n.º 8401, Department of Technical Acoustics, Royal Institute of Technology, Stockholm (1984).
- [6] BODÉN, H. and Abom, M., "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, pag.541-549 (1986).
- [7] ABOM, M. and Bodén, H., "Error analysis of two-microphone measurements in ducts with flow," *Journal of the Acoustical Society of America*, vol.83, n.º 6, pag.2429-2438 (1988).
- [8] SINGH, R. and Katra, T., "Development of an impulse technique for measurement of muffler characteristics," *Journal of Sound and Vibration*, vol.56, n.º 2, pag.279-298 (1978).
- [9] IGARASHI, J. and Toyama, M., "Fundamentals of acoustical silencers (I)," Report n.º 339, Aeronautical Research Institute, University of Tokyo, pag.223-241 (1958).
- [10] MIWA, T. and Igarashi, J., "Fundamentals of acoustical silencers (II)," Report n.º 344, Aeronautical Research Institute, University of Tokyo, pag.67-85 (1959).

- [11] IGARASHI, J. and Arai, M., "Fundamentals of acoustical silencers (III)," Report n.º 351, Aeronautical Research Institute, University of Tokyo, pag.17-31 (1960).
- [12] FUKUDA, M., "A study on the exhaust muffler of internal combustion engines," Bulletin of JSME, vol.6, n.º 22, pag.255-269 (1963).
- [13] FUKUDA, M., "A study on characteristics of cavity-type mufflers," Report n.º 1, Bulletin of JSME, vol.12, n.º50, pag.333-349 (1969).
- [14] FUKUDA, M. and Okuda, J., "A study on characteristics of cavity-type mufflers," Report n.º 2, Bulletin of JSME, vol.13, n.º 55 , pag.96-104 (1970).
- [15] PANICKER, V. B. and Munjal, M. L., "Aeroacoustic analysis of straight-trough mufflers with simple and extended tube expansion chambers," Journal of the Indian Institute of Science, vol.63(A), pag.1-19 (1981).
- [16] PANICKER, V. B. and Munjal, M. L., "Aeroacoustic analysis of mufflers with flow reversals," Journal of the Indian Institute of Science, vol.63(A), pag.21-38 (1981).
- [17] SULLIVAN, J. W. and Crocker, M. J., "Analysis of concentric-tube resonators having unpartitioned cavities," Journal of the Acoustical Society of America, vol.64, n.º 1, pag.207-215 (1978).
- [18] SULLIVAN, J. W., "A method for modeling perforated tube muffler components. I.Theory," Journal of the Acoustical Society of America, vol.66, n.º 3, pag. 772-778 (1979).
- [19] SULLIVAN, J. W., "A method for modeling perforated tube muffler components. II. Applications," Journal of the Acoustical Society of America, vol.66, n.º 3, pag.779-788 (1979).
- [20] JAYARAMAN, K. and Yam, K. , "Decoupling approach to modeling perforated tube muffler components," Journal of the Acoustical Society of America, vol.69, n.º 2, pag.390-396 (1981).
- [21] NOREEN, R. A.; Hoops, R. H. and Anderson, C. A. , "Measured performance and predicted transmission loss of plug mufflers," Presented at the 101st meeting of the Acoustical Society of America, Ottawa - Ontario, May 18-22 (1981).
- [22] RAO, K. N. and Munjal, M. L., "A generalized decoupling method for analyzing perforated element mufflers," Nelson Acoustics Conference Proceedings, Madison - Wisconsin, July 17-18 (1984).

- [23] MUNJAL, M. L.; Rao, K. N. and Sahasrabudhe, A. D. , "Aeroacoustic analysis of perforated muffler components," *Journal of Sound and Vibration*, vol.114, n.º 2, pag.173-188 (1987).
- [24] PEAT, K. S., "A numerical decoupling analysis of perforated pipe silencer elements," *Journal of Sound and Vibration*, vol.123, n.º 2, pag.199-212 (1988).
- [25] MUNJAL, M. L.; Krishnan, S. and Reddy, M. M., "Flow-acoustic performance of perforated element mufflers with application to design," *Noise Control Engineering Journal*, vol. 40, n.º 1, pag.159-167 (1993).
- [26] YOUNG, C. I. J. and Crocker, M. J., "Prediction of transmission loss in mufflers by the finite-element method," *Journal of the Acoustical Society of America*, vol.57, n.º 1, pag.144-148 (1975).
- [27] YOUNG, C. I. J. and Crocker, M. J., "Acoustical analysis , testing , and design of flow-reversing muffler chambers," *Journal of the Acoustical Society of America*, vol.60, n.º 5, pag.1111-1118 (1976).
- [28] CRAGGS, A., "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, pag.377-392 (1976).
- [29] CRAGGS, A., "A finite element method for modeling dissipative mufflers with a locally reactive lining," *Journal of Sound and Vibration*, vol.54, n.º 2, pag.285-296 (1977).
- [30] DELANY, M. E. and Bazley, E. N., "Acoustical properties of fibrous absorbent materials," *Applied Acoustics*, vol.3 (1970).
- [31] SCOTT, R. A., "The propagation of sound between walls of porous material," *Proceedings of the Physics Society London*, vol.58, pag.358-368 (1946).
- [32] CRAGGS, A., "A finite element model for rigid porous absorbing materials," *Journal of Sound and Vibration*, vol.61, n.º 1, pag.101-111 (1978).
- [33] CRAGGS A., "A finite element model for acoustically lined small rooms," *Journal of Sound and Vibration*, vol.108, n.º 2, pag.327-337 (1986).
- [34] ROSS, D. F., "A finite element analysis of perforated component acoustic systems," *Journal of Sound and Vibration*, vol.79, n.º 1, pag.133-143 (1981).

- [35] SEYBERT, A. F. and Cheng, C. Y. R., "Application of the boundary element method to acoustic cavity response and muffler analysis," *Journal of Vibration, Acoustic, Stress, and Reliability in Design*, vol.109, pag.15-21 (1987).
- [36] CHENG, C. Y.; Seybert, A. F. and Wu, T. W., "A multidomain boundary element solution for silencer and muffler performance prediction," *Journal of Sound and Vibration*, vol.151, n.º 1, pag.119-129 (1991).
- [37] SEYBERT, A. F.; Mohanty, A. R. and Miller, B. D., "Numerical prediction of muffler performance," *Proceedings of Euro Noise 95*, vol.3, pag.815-820 (1995).
- [38] MUNJAL, M. L., "Acoustics of ducts and mufflers," John Wiley & Sons, New York (1987).
- [39] PRASAD, M. G. and Crocker, M. J., "Acoustical studies on a multi-cylinder engine exhaust muffler system," *Proceedings of Nelson Acoustic Conference, Madison - Wisconsin*, July 17-18 (1984).
- [40] BAUER, A. B., "Impedance theory and measurements on porous acoustic liners," *Journal of Aircraft*, vol.14, n.º 8, pag.720-728 (1977).
- [41] SEYBERT, A. F. and Soenarko, B., "Error analysis of spectral estimates with application to the measurement of acoustic parameters using random sound fields in ducts," *Journal of the Acoustical Society of America*, vol.69, n.º 4, pag.1190-1199 (1981).
- [42] CROCKER, M. J. et al, "Noise and Vibration Control in Vehicles," Interpublish Ltd., St. Petersburg (1993).
- [43] BERANEK, L. L. and Vér, I. L., "Noise and Vibration Control Engineering - Principles and Applications," John Wiley & Sons, New York (1992).
- [44] KAGAWA, Y. and Omote, T., "Finite-element simulation of acoustic filters of arbitrary profile with circular cross section," *Journal of the Acoustical Society of America*, vol.60, n.º 5, pag.1003-1012 (1976).
- [45] ERIKSSON, L. J., "Higher order mode effects in circular ducts and expansion chambers," *Journal of the Acoustical Society of America*, vol.68, n.º 2, pag.545-550 (1980).
- [46] MELLING, T. H., "The acoustic impedance of perforates at medium and high sound pressure levels," *Journal of Sound and Vibration*, vol.29, n.º 1, pag.1-65 (1973).
- [47] SYSNOISE User's Manual, Revision 5.2, Numerical Integration Technologies (1995).
- [48] Contato mantido com Luc Cremers da "Katholieke Universiteit Leuven".
- [49] Contato mantido com a "Arwin Industries", fabricante americana de silenciadores.

APÊNDICE 1**ARQUIVOS DE COMANDO PARA A SIMULAÇÃO DA
CÂMARA DE EXPANSÃO SIMPLES NO SYSNOISE****FEM - TRIDIMENSIONAL**

```
OPTION FEM UNCOUPLED INTERIOR
INPUT MESH FILE CS3DFEM.CDB FORMAT ANSYS

MATERIAL FLUID ELEMENT ALL
  RHO=1.21 SOUND=343 RETURN

SET 10 FACES Z=0 RETURN
SET 20 FACES Z=0.3 RETURN
SET 100 NODES NEAR 0 0 0 NEAR 0 0 0.3 RETURN
EXTRACT SETS

BOUNDARY NODES SET 10 PRESSURE=1 RETURN
BOUNDARY SET 20 IMPEDANCE=415.03 RETURN

RESPONSE FREQUENCY 10 TO 3000 STEP 10
STORE NODES SET 100 PREFIX FV0
SAVE RESULTS STEP 0
RETURN

COMBINE RESPONSE

READ VZ FILE FV01.RES
CONSTANT (1.21*343)
MULTIPLY
READ P FILE FV01.RES
ADD
WRITE FILE A1.RES

READ VZ FILE FV02176.RES
CONSTANT (2*1.21*343)
MULTIPLY
WRITE FILE A2.RES

READ P FILE A1.RES
READ P FILE A2.RES
DIVIDE
WRITE FILE TL1.RES
RETURN

REFERENCE PRESSURE 0.7071 RETU
CURVE NODE 1 PREFIX TL FORMAT 3 CURSOR RETU
```

FEM - MODELO AXISSIMÉTRICO

```
OPTION FEM UNCOUPLED INTERIOR
INPUT MESH FILE CS.CDB FORMAT ANSYS

AXISYMMETRY
EXTRACT SYMMETRY

MATERIAL FLUID ELEMENT ALL
  RHO=1.21 SOUND=343 RETU

RENUMBER NODE 1 RETU

SET 10 FACES Z=0 RETU
SET 20 FACES Z=0.3 RETU
SET 100 NODES NEAR 0 0 NEAR 0 0.3 RETU
EXTRACT SETS

BOUNDARY NODES SET 10 PRESSURE=1 RETU
BOUNDARY SET 20 IMPEDANCE=415 RETU

RESPONSE FREQUENCY 10 TO 3000 STEP 10
STORE NODES SET 100 PREFIX FV0
SAVE RESULTS STEP 0
RETU

COMBINE RESPONSE

READ VY FILE FV01.RES
CONSTANT (1.21*343)
MULTIPLY
READ P FILE FV01.RES
ADD
WRITE FILE A1.RES

READ VY FILE FV0259.RES
CONSTANT (2*1.21*343)
MULTIPLY
WRITE FILE A2.RES

READ P FILE A1.RES
READ P FILE A2.RES
DIVIDE
WRITE FILE TLFA1.RES
RETU

REFERENCE PRESSURE 0.7071 RETU
CURVE NODE 1 PREFIX TLFA FORMAT 3 CURSOR RETU
```

BEM DIRETO - MODELO TRIDIMENSIONAL

```
OPTION BEM DIRECT COLLOCATION NODE INTERIOR RETU
INPUT MESH FILE CS3DBEM2.CDB FORMAT ANSYS RETU
```

```
SYMMETRY PLANE Y=0 RETU
EXTRACT SYMMETRY
CHECK MESH NOSET RETU
```

```
SET 10 ELEMENTS Z=0 RETU
SET 20 ELEMENTS Z=0.3 RETU
SET 30 ELEMENTS ALL RETU
SET 40 DIFFERENCE 30 10 20 RETU
SET 50 NODES SET 10 RETU
SET 60 NODES SET 20 RETU
SET 70 NODES SET 40 RETU
SET 80 INTERSECTION 50 70 RETU
SET 90 INTERSECTION 60 70 RETU
DUPLICATE NODES SET 80 ELEMENTS SET 10 RETU
DUPLICATE NODES SET 90 ELEMENTS SET 20 RETU
```

```
POINT 0 0 0 RETU
POINT 0 0 0.3 RETU
BOUNDARY VELOCITY=1 NODES SET 10 RETU
BOUNDARY IMPEDANCE=-415.03 NODES SET 20 RETU
```

```
RESPONSE FREQUENCY 10 TO 3000 STEP 10
STORE POINTS ALL PREFIX FV0
SAVE POTENTIAL STEP 0
RETU
```

```
COMBINE RESPONSE
```

```
READ VZ FILE FV01.RES
CONSTANT (1.21*343)
MULTIPLY
READ P FILE FV01.RES
ADD
WRITE FILE A1.RES
```

```
READ VZ FILE FV02.RES
CONSTANT (2*1.21*343)
MULTIPLY
WRITE FILE A2.RES
```

```
READ P FILE A1.RES
READ P FILE A2.RES
DIVIDE
WRITE FILE TLBD2.RES
RETU
```

```
REFERENCE PRESSURE 0.7071 RETU
CURVE NODE 2 PREFIX TLBD FORMAT 3 CURSOR RETU
```

BEM INDIRETO - MODELO TRIDIMENSIONAL

OPTION BEM INDIRECT VARIATIONAL UNCOUPLED UNBAFFLED RETU
INPUT MESH FILE CS3DBEM2.CDB FORMAT ANSYS RETU

SYMMETRY PLANE Y=0 RETU
EXTRACT SYMMETRY

CHECK MESH NOSET RETU
BOUNDARY JUNCTION AUTOMATIC RETU

BOUNDARY VELOCITY=1 ELEMENTS Z=0 RETU

BOUNDARY IMPEDANCE=-415.03 ELEMENTS Z=0.3 RETU

POINT 0 0 0 RETU
POINT 0 0 0.3 RETU

RESPONSE FREQUENCY 10 TO 3000 STEP 10
STORE POINTS ALL PREFIX FV0
SAVE POTENTIALS STEP 0
RETU

COMBINE RESPONSE

READ P FILE FV01.RES
CONSTANT (1.21*343)
ADD
WRITE FILE A1.RES

READ P FILE FV02.RES
CONSTANT 2
MULTIPLY
WRITE FILE A2.RES

READ P FILE A1.RES
READ P FILE A2.RES
DIVIDE
WRITE FILE TLBI2.RES
RETU

REFERENCE PRESSURE 0.7071 RETU
CURVE NODE 2 PREFIX TLBI FORMAT 3 CURSOR RETU

BEM DIRETO - MODELO AXISSIMÉTRICO

```
OPTION BEM DIRECT COLLOCATION NODE INTERIOR UNCOUPLED RETURN
INPUT MESH FORMAT ANSYS FILE CS2D2.CDB RETURN
```

```
AXISYMMETRY RETURN
CHECK MESH NOSET RETU
```

```
SET 1 ELEMENT INTERNAL 4 RETURN
SET 2 NODE INTERNAL 2 RETURN
SET 3 ELEMENT INTERNAL 85 RETURN
SET 4 NODE INTERNAL 76 RETURN
```

```
DUPLICATE NODES SET 2 ELEMENTS SET 1 RETU
DUPLICATE NODES SET 4 ELEMENTS SET 3 RETU
```

```
SET 10 ELEMENTS Z=0 RETU
SET 20 ELEMENTS Z=0.3 RETU
```

```
BOUNDARY NODES SET 10 PRESSURE=1 RETU
BOUNDARY NODES SET 20 IMPEDANCE=-415.03 RETU
```

```
POINT 0 0 RETU
POINT 0 0.3 RETU
```

```
RESPONSE FREQUENCY 10 TO 3000 STEP 10
STORE POINTS ALL PREFIX BV0
SAVE POTENTIALS STEP 0
RETU
```

```
COMBINE RESPONSE
```

```
READ VY FILE BV01.RES
CONSTANT (1.21*343)
MULTIPLY
READ P FILE BV01.RES
ADD
WRITE FILE A1.RES
```

```
READ VY FILE BV02.RES
CONSTANT (2*1.21*343)
MULTIPLY
WRITE FILE A2.RES
```

```
READ P FILE A1.RES
READ P FILE A2.RES
DIVIDE
WRITE FILE TLBA2.RES
RETU
```

```
REFERENCE PRESSURE 0.7071 RETU
CURVE NODE 2 PREFIX TLBA FORMAT 3 CURSOR RETU
```

APÊNDICE 2**MEDIÇÃO DA RESISTIVIDADE AO FLUXO**

Para a medição da resistividade ao fluxo da amostra foi montado um sistema conforme mostrado no esquema da Figura A.1. Este sistema pertence ao laboratório de mecânica dos fluidos da ETFSC/UNED-SJ.

O sistema é constituído de dois tubos de PVC, com seção circular e diâmetro de 75 mm. Entre esses tubos foi adaptado um porta amostra, também feito de PVC e com o mesmo diâmetro dos tubos. Nas paredes do porta amostra, antes e após as amostras, foram feitos os pontos para tomada de pressão.

Em uma das extremidades dos tubos é fixo um ventilador radial com pressão estática de 60 mm.c.a, na outra extremidade é colocado um anemômetro com sensor de hélice para o registro da velocidade do ar. Nos pontos de tomada de pressão são fixas as mangueiras que fazem a conexão com o manômetro de coluna de H₂O, onde é obtido o diferencial de pressão.

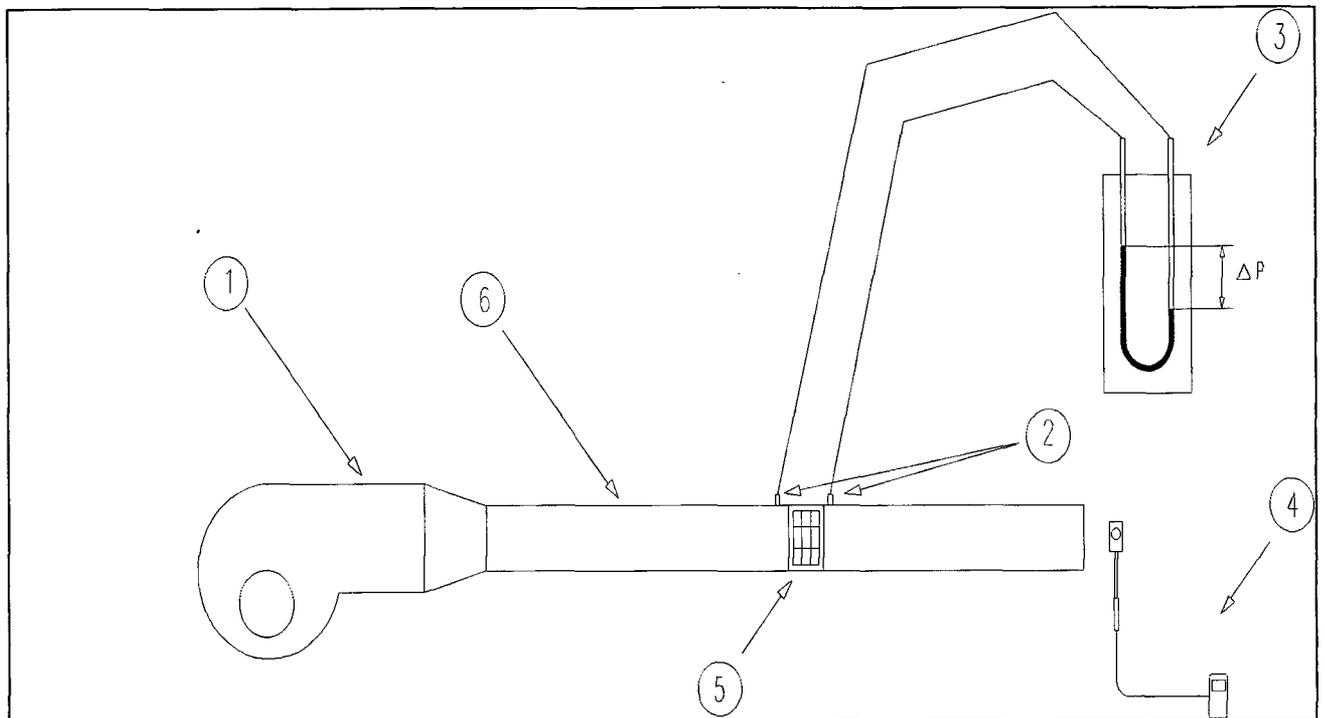


FIGURA A.1 - Esquema do sistema de medição da resistividade ao fluxo

- 1 - Ventilador radial;
- 2 - Pontos de tomada de pressão;
- 3 - Manômetro de coluna de água;
- 4 - Anemômetro com sensor de hélice;
- 5 - Porta amostras;
- 6 - Tubos de PVC.

APÊNDICE 3**ARQUIVO DE COMANDO PARA A SIMULAÇÃO DO
SILENCIADOR REAL NO SYSNOISE**

OPTION FEM UNCOUPLED INTERIOR
INPUT MESH FILE FMONZA.CDB FORMAT ANSYS

RENUMBER NODE 1 RETURN
RENUMBER NODE 4 RETURN
CHECK MESH NOSET RETURN

SET 1 ELEMENTS TYPE PENT6 RETU
SET 2 ELEMENTS BETWEEN Y=0 -0.0238 RETU
SET 3 ELEMENTS BETWEEN Z=0 0.209 RETU
SET 4 ELEMENTS BETWEEN Z=0.211 0.237 RETU
SET 5 ELEMENTS BETWEEN Z=0.286 0.319 RETU
SET 6 ELEMENTS BETWEEN Z=0.321 0.470 RETU
SET 7 ELEMENTS BETWEEN X=-0.0684 -0.0206 RETU
SET 8 ELEMENTS BETWEEN X=0.0206 0.0684 RETU

SET 10 INTERSECTION 1 2 3 7 RETU
SET 11 INTERSECTION 1 2 4 7 RETU
SET 12 INTERSECTION 1 2 5 8 RETU
SET 13 INTERSECTION 1 2 6 8 RETU

{SELECAO DOS ELEMENTOS COM LA DE VIDRO
SET 14 DIFFERENCE 3 10 RETU
SET 15 DIFFERENCE 6 13 RETU
SET 20 UNION 14 15 RETU

SET 21 ENVELOPE ELEMENTS SET 10 RETU
SET 22 ENVELOPE ELEMENTS SET 11 RETU
SET 23 ENVELOPE ELEMENTS SET 12 RETU
SET 24 ENVELOPE ELEMENTS SET 13 RETU

SET 31 FACES BETWEEN X=-0.0684 -0.0206 RETU
SET 32 FACES BETWEEN X=0.0206 0.0684 RETU
SET 33 FACES BETWEEN X=-0.0704 -0.0186 RETU
SET 34 FACES BETWEEN X=0.0186 0.0704 RETU

SET 35 FACES BETWEEN Z=0 0.209 RETU
SET 36 FACES BETWEEN Z=0.211 0.237 RETU
SET 37 FACES BETWEEN Z=0.286 0.319 RETU
SET 38 FACES BETWEEN Z=0.321 0.470 RETU

SET 39 FACES BETWEEN Y=0 -0.0238 RETU
SET 40 FACES BETWEEN Y=0 -0.0258 RETU

SET 41 INTERSECTION 31 35 39 21 RETU
SET 42 INTERSECTION 31 36 39 22 RETU
SET 43 INTERSECTION 32 38 39 24 RETU

SET 44 INTERSECTION 32 37 39 23 RETU

SET 45 INTERSECTION 33 35 40 RETU

SET 46 INTERSECTION 33 36 40 RETU

SET 47 INTERSECTION 34 38 40 RETU

SET 48 INTERSECTION 34 37 40 RETU

SET 50 FACES Y=0 RETU

SET 51 FACES Z=0.237 RETU

SET 52 FACES Z=0.286 RETU

{TUBO PERFURADO 1 EM CONTATO COM A LA DE VIDRO

{FACE INTERNA

SET 55 DIFFERENCE 41 50 RETU

{FACE EXTERNA

SET 56 DIFFERENCE 45 50 55 RETU

{TUBO PERFURADO 1 NA CAMARA SEM LA DE VIDRO

{FACE INTERNA

SET 57 DIFFERENCE 42 50 RETU

{FACE EXTERNA

SET 58 DIFFERENCE 46 50 51 57 RETU

{TUBO PERFURADO 2 EM CONTATO COM A LA DE VIDRO

{FACE INTERNA

SET 59 DIFFERENCE 43 50 RETU

{FACE EXTERNA

SET 60 DIFFERENCE 47 50 59 RETU

{TUBO PERFURADO 2 NA CAMARA SEM LA DE VIDRO

{FACE INTERNA

SET 61 DIFFERENCE 44 50 RETU

{FACE EXTERNA

SET 62 DIFFERENCE 48 50 52 61 RETU

SET 80 ELEMENTS ALL RETU

{SELECAO DOS ELEMENTOS SEM LA DE VIDRO

SET 81 DIFFERENCE 80 20 RETU

MATERIAL ABSORBENT ELEMENTS SET 20

POROSITY=0.99 RESISTIVITY=7500 STRUCTURE-FACTOR=1 RETU

MATERIAL FLUID ELEMENTS SET 81 RHO=1.21 SOUND=343 RETU

FMAXIMUM

SET 90 FACES Z=-0.05 RETU
SET 91 FACES Z=0.520 RETU

EXTRACT SETS

BOUNDARY SET 90 VELOCITY=100 RETU
BOUNDARY SET 91 IMPEDANCE=415.03 RETU
SET 100 NODES NEAR -0.0445 0 -0.1 NEAR 0.0445 0 0.570 RETU

TABLE 1 NAME TUBO1 FILE P44MON1.DAT RETURN
TABLE 2 NAME TUBO2 FILE N44MON.DAT RETURN
TABLE 3 NAME ZERO FILE ZERO.DAT RETURN
TABLE 4 NAME TUBO3 FILE P44MON2.DAT RETURN
TABLE 5 NAME TUBO4 FILE N44MON2.DAT RETURN

EXTRACT TABLE RETURN

RELATION FACES SET 55 TRANSFER TABLE 1 2 3 2 1 3 FACES SET 56 RETU
RELATION FACES SET 57 TRANSFER TABLE 1 2 3 2 1 3 FACES SET 58 RETU

RELATION FACES SET 59 TRANSFER TABLE 4 5 3 5 4 3 FACES SET 60 RETU
RELATION FACES SET 61 TRANSFER TABLE 4 5 3 5 4 3 FACES SET 62 RETU

RESPONSE FREQUENCY 10 TO 50 STEP 10
STORE NODES SET 100 PREFIX tes
SAVE RESULTS STEP 0
RETU

COMBINE RESPONSE

READ VZ FILE T11407.RES
CONSTANT (1.21*343)
MULTIPLY
READ P FILE T11407.RES
ADD
WRITE FILE A1.RES

READ VZ FILE T12071.RES
CONSTANT (2*1.21*343)
MULTIPLY
WRITE FILE A2.RES

READ P FILE A1.RES
READ P FILE A2.RES
DIVIDE

WRITE FILE TL44MON1.RES
RETU

REFERENCE PRESSURE 0.7071 RETU
CURVE NODE 1 PREFIX TL44MON FORMAT 3 CURSOR RETU

APÊNDICE 4

PLANTA DO SILENCIADOR REAL

