

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

Thiago Cavalheiro

**AVALIAÇÃO DE
ATENUADORES ACÚSTICOS DISSIPATIVOS
DE DUTOS DE SISTEMA DE AR-CONDICIONADO
DE AERONAVES**

Florianópolis
2015

Thiago Cavalheiro

**AVALIAÇÃO DE
ATENUADORES ACÚSTICOS DISSIPATIVOS
DE DUTOS DE SISTEMA DE AR-CONDICIONADO
DE AERONAVES**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.

Florianópolis
2015

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Cavalheiro, Thiago

Avaliação de atenuadores acústicos dissipativos de dutos
de sistema de ar-condicionado de aeronaves / Thiago
Cavalheiro ; orientador, Arcanjo Lenzi - Florianópolis, SC,
2015.

229 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Acústica. 3. Atenuadores
dissipativos. 4. Perda de transmissão. 5. Materiais
porosos. I. Lenzi, Arcanjo. II. Universidade Federal de
Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. III. Título.

Thiago Cavalheiro

**AVALIAÇÃO DE
ATENUADORES ACÚSTICOS DISSIPATIVOS
DE DUTOS DE SISTEMA DE AR-CONDICIONADO
DE AERONAVES**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 09 de Outubro de 2015.

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D. – Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Andrey Ricardo da Silva, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Eric Brandão Carneiro, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Maria

Prof. Julio Apolinário Cordioli, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

A Deus, pelo milagre da vida e pelas experiências que vivi nesse período de mestrado. És um Pai bondoso! Pude ver tua mão me dando forças e inspiração para seguir em frente nos momentos em que parecia estar atravessando o "vale da sombra". Frequentemente, esse auxílio veio por meio dos teus filhos que puseste no meu caminho.

A meus pais, pelo amor e incentivo que sempre ofertaram. A meu irmão e minha irmã, por serem irmãos no sentido mais fraternal da palavra. Minha família, meu maior tesouro!

A meu orientador, professor Arcanjo, pela sua experiência, confiança, respeito e apoio.

Ao Mateus [Camargo], que conduziu boa parte dos testes, exercendo o dom da paciência! Obrigado Mateus, pela sua grande ajuda!

Ao Fábio, Renato e Julio Hermes, companheiros de sala, pela amizade de vocês e harmonia no trabalho. Devo agradecer realmente ao Fabio, por seu interesse neste trabalho, pelas inúmeras conversas "filosóficas" sobre acústica e materiais porosos que, no final das contas, renderam bons frutos. Impressionado que terminei a dissertação antes que tivesses terminado de ler A Montanha Mágica que te emprestei!

Ao Sideto, Danillo e Israel, pelos Webex semanais e pelo vínculo de confiança e comprometimento. A Embraer, pelo apoio técnico e fornecimento das fibras de vidro.

Consciente que este trabalho não é somente meu, agradeço aqueles colegas e amigos do LVA que de alguma forma contribuíram, seja com uma discussão sobre modos transversais em dutos, fazendo teste no tubo de impedância ou usinando uma pecinha de nylon "pro amigo". Obrigado: Rodrigo, Rafael, Olavo, Caetano, Zinho, Augusto, Zargos, Leopoldo, Matheus [Fessel], Gustavo, Guilherme, Giovanni, Diego, P.V., Greg, Marina, João, Garrincha, Samuel, Nardelli, Fontanela, Jacson, Leandro e Andrey. Ainda aproveito para agradecer ao Lian e ao Paulo Mareze, que sempre arranjaram um tempo para responder meus e-mails e ajudar nas minhas dúvidas.

Embora distantes, seja no tempo ou no espaço, queria reconhecer a ajuda e exemplo de meus amigos João Gustavo e Thiago Fiorentin. Um bom exemplo é o melhor sermão.

Por fim, agradeço a CAPES pelo apoio a esta pesquisa.

*Nunca permita que um problema a ser
resolvido se torne mais importante que
uma pessoa a ser amada.*
(Thomas S. Monson)

RESUMO

Este trabalho aborda a atenuação do ruído de dutos do sistema de ar-condicionado de aeronaves para fins de controle dos níveis de ruído interno de cabine. A atenuação do ruído de banda larga que se propaga no interior dos dutos desse sistema é tipicamente função dos atenuadores dissipativos, revestidos internamente com material poroso. Materiais fibrosos de baixa densidade e estrutura flexível, usados na indústria aeroespacial, se adequam às restrições de volume e massa impostas, sendo aplicados neste propósito. O objetivo deste trabalho é avaliar uma metodologia de predição da perda de transmissão de um atenuador dissipativo, composto por material fibroso de estrutura flexível, aplicado em duto de seção circular. Para isso, utiliza-se um modelo em elementos finitos, no qual o material poroso é considerado como um fluido equivalente. A caracterização acústica dos materiais porosos é feita através de um método inverso, que faz uso de medições em tubo de impedância e algoritmo de otimização. Uma discussão dos modelos analíticos de propagação acústica em dutos dissipativos de comprimento infinito também é apresentada, primeiramente considerando o material poroso localmente reativo e, em seguida, não-localmente reativo. Dois procedimentos experimentais distintos, baseados nas normas ISO 7235 e ASTM E2611, foram empregados para validar o modelo desenvolvido. Os resultados de perda de transmissão obtidos por meio do modelo proposto apresentaram boa concordância em relação aos resultados experimentais.

Palavras-chave: Atenuadores dissipativos; Perda de transmissão; materiais porosos.

ABSTRACT

This work covers the noise attenuation in ducts of the aircraft air-conditioning system with the purpose to control the noise levels in the cabin. Attenuation of broadband noise which propagates in the ducts of that system is typically a role of dissipative mufflers, lined with porous material. Porous materials with low density and limp frame, usually employed in the aerospace industry, are suitable to the imposed volume and mass constraints, being largely applied for that purpose. The objective of this work is to predict the transmission loss of a dissipative muffler composed by limp frame fiber material applied in a round duct. To do so, a finite element model is developed in which the porous material is treated as a equivalent fluid. The acoustic characterization of porous materials is performed through an inverse method, which uses impedance tube measurements and an optimization algorithm. A discussion on the analytical models of acoustic propagation in dissipative ducts with infinite length is also presented, firstly using a locally reactive porous material assumption and, then, a non-locally reactive porous material assumption. Two different experimental procedures based on ISO 7235 and ASTM E2611 standards were conducted to validate the developed model. Transmission loss obtained through the proposed model have good agreement compared to the experimental results.

Keywords: dissipative mufflers; transmission loss; porous materials.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Desenho do ECS de um 767 e seus principais componentes. Fonte: (HUNT <i>et al.</i> , 1995).....	2
Figura 2.1. Microestrutura de alguns materiais porosos típicos: a) espuma polimérica totalmente reticulada (14 ×); b) fibra de vidro (14 ×); c) Lã de rocha de densidade 96 kg/m ³ 14 ×. Fonte: (FAHY, 2001).	8
Figura 2.2. Amostra de material poroso inserido em um tubo. Uma diferença de pressão $p_1 - p_2$ induz uma vazão de ar Q	9
Figura 2.3. Densidade efetiva e módulo de compressibilidade efetivo da fibra I, preditos pelos modelos apresentados.	18
Figura 2.4. Ondas planas incidente e refletida sobre amostra de material poroso, representado por um fluido equivalente.	19
Figura 2.5. Esquema de um tubo de impedância utilizando o método da função de transferência.	23
Figura 2.6. Comparação da impedância de superfície de referência gerada pelo modelo JCA_L e impedâncias de superfície otimizadas usando os modelos JCA_L , JCA_R e Delany-Bazley. Fibra I. Em vermelho valores reais, em preto valores imaginários. (–): referência; (○): JCA_L ; (□): JCA_R ; (×): Delany-Bazley.	32
Figura 2.7. Comparação do coeficiente de absorção referência gerado a partir do modelo JCA_L e coeficientes de absorção otimizadas usando os modelos JCA_L , JCA_R e Delany-Bazley. Fibra I. Vermelho: espessura 12.5 mm; preto: espessura 25 mm. (–): referência; (○): JCA_L ; (□): JCA_R ; (×): Delany-Bazley.....	33
Figura 2.8. Valor da função objetivo em cada geração do processo de otimização nos três casos testados.	34
Figura 2.9. Coeficiente de absorção da fibra I calculado através dos modelos JCA_L , JCA_R e Delany-Bazley.	35
Figura 2.10. Cadeia de instrumentos utilizada para teste em tubo de impedância.	36
Figura 2.11. a) Tubo de impedância e instrumentos utilizados; b) detalhe da posição dos microfones; c) porta-amostras utilizados.....	37
Figura 2.12. a) Da esquerda para a direita: fibra A, fibra B e lã de rocha; b) Amostra ajustada no porta-amostra.....	38
Figura 2.13. Esquerda: fator de correção H_c . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Direita: Coeficiente de absorção da amostra especial.	39
Figura 2.14. Comparação do coeficiente de absorção de uma amostra de fibra B com correção de fase dos microfones feita por dois procedimentos diferentes.	39
Figura 2.15. Resultados relativos à lã de rocha. (–): resultados experimentais; (○): resultado otimizado, média dos parâmetros. Superior direita: impedância de superfície normalizada, espessura $d1$. Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Superior esquerda: impedância de superfície normalizada,	

espessura d_2 . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Inferior: Coeficiente de absorção. Vermelho: espessura d_1 ; preto: espessura d_2	44
Figura 2.16. Resultados relativos à fibra A não-comprimida. (–): resultados experimentais; (○): resultado otimizado, média dos parâmetros. Superior direita: impedância de superfície normalizada, espessura d_1 . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Superior esquerda: impedância de superfície normalizada, espessura d_2 . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Inferior: Coeficiente de absorção. Vermelho: espessura d_1 ; preto: espessura d_2	45
Figura 2.17. Resultados relativos à fibra B. (–): resultados experimentais; (○): resultado otimizado, média dos parâmetros. Superior direita: impedância de superfície normalizada, espessura d_1 . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Superior esquerda: impedância de superfície normalizada, espessura d_2 . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Inferior: Coeficiente de absorção. Vermelho: espessura d_1 ; preto: espessura d_2	46
Figura 2.18. Resultados relativos à fibra A comprimida ($nc = 2$). (–): resultados experimentais; (○): resultado otimizado, média dos parâmetros. Superior direita: impedância de superfície normalizada, espessura d_1 . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Superior esquerda: impedância de superfície normalizada, espessura d_2 . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Inferior: Coeficiente de absorção. Vermelho: espessura d_1 ; preto: espessura d_2	47
Figura 2.19. Acima: Comparação das impedâncias de superfície normalizadas experimentais e preditas analiticamente para duas configurações multi-camadas. Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Abaixo: Comparação dos coeficientes de absorção experimentais e preditas analiticamente. (–): resultados experimentais; (○): resultado preditos analiticamente usando os parâmetros otimizados.	49
Figura 3.1. Duto infinito de seção circular.	55
Figura 3.2. Componente axial do número de onda em um duto cilíndrico com 50 mm de raio. Paredes rígidas.	59
Figura 3.3. Campo acústico no plano transversal para os modos até $m = 2$ e $n = 2$. Duto de paredes rígidas.	61
Figura 3.4. Superfície de Riemann para $m=0$, contendo alguns modos radiais. Fonte: (MECHEL, 2008).	64
Figura 3.5. Conjuntos de soluções modais para um duto circular, diâmetro 50 mm, com <i>liner</i> localmente reativo descrito na Tabela 3.1.	69
Figura 3.6. Número de onda axial de um duto cilíndrico de 50 mm de diâmetro, <i>liner</i> localmente reativo descrito na Tabela 3.1.	69
Figura 3.7. Perda de transmissão de modos específicos. Distância de 200 mm. Duto cilíndrico de 50 mm de diâmetro, revestimento localmente reativo descrito na Tabela 3.1.	70

Figura 3.8. Forma modal do modo (0,0) em diferentes frequências. Duto cilíndrico de 50 mm de diâmetro, revestimento localmente reativo descrito na Tabela 3.1.	71
Figura 3.9. Conjuntos de soluções modais para um duto circular, diâmetro 100 mm, com <i>liner</i> localmente reativo descrito na Tabela 3.1.	72
Figura 3.10. Forma modal do modo (0,0) em diferentes frequências. Duto cilíndrico de 150 mm de diâmetro, revestimento localmente reativo descrito na Tabela 3.1.	73
Figura 3.11. Perda de transmissão de modos específicos. Distância de 200 mm. Duto cilíndrico de 150 mm de diâmetro, revestimento localmente reativo descrito na Tabela 3.1.	73
Figura 3.12. Forma modal do modo (0,1) em diferentes frequências. Duto cilíndrico de 150 mm de diâmetro, revestimento localmente reativo descrito na Tabela 3.1.	74
Figura 3.13. Comparação entre a <i>TL</i> de dois dutos de diâmetros diferentes. Distância de 200 mm. Revestimento localmente reativo descrito na Tabela 3.1.	76
Figura 3.14. Duto infinito de seção circular com revestimento não-localmente reativo.	78
Figura 3.15. <i>TL</i> de modos específicos. Distância de 200 mm. Duto cilíndrico de 50 mm de diâmetro, revestimento não-localmente reativo, descrito na Tabela 3.1.	82
Figura 3.16. Raízes e polos da função para 1 Hz.	83
Figura 3.17. <i>TL</i> de dois modos de revestimento. Distância de 200 mm. Duto cilíndrico de 50 mm de diâmetro, revestimento não-localmente reativo, descrito na Tabela 3.1.	84
Figura 3.18. Forma modal do modo (0,0) em diferentes frequências. Duto cilíndrico de 50 mm de diâmetro, revestimento não-localmente reativo, descrito na Tabela 3.1.	85
Figura 3.19. Forma modal do modo $m_l = 1$ em diferentes frequências. Duto cilíndrico de 50 mm de diâmetro, revestimento não-localmente reativo, descrito na Tabela 3.1.	85
Figura 3.20. Comparação entre a <i>TL</i> para revestimento localmente e não-localmente reativo. Distância de 200 mm. Revestimento com parâmetros descritos na Tabela 3.1.	86
Figura 3.21. Análise de sensibilidade da <i>TL</i> global ao se variar o raio do duto.	88
Figura 3.22. Análise de sensibilidade da <i>TL</i> global ao se variar a espessura do duto.	89
Figura 3.23. Análise de sensibilidade da <i>TL</i> global ao se variar a resistividade ao fluxo do <i>liner</i>	90

Figura 4.1. Geometria e malha dos atenuadores: a) modelo localmente reativo; b) modelo não-localmente reativo.	96
Figura 4.2. Propriedades dos elementos. Cada cor indica propriedades diferentes: a) modelo localmente reativo; b) modelo não-localmente reativo. ..	97
Figura 4.3. Superfícies onde são aplicadas a fonte (verde) e terminação anecóica (vermelho): a) modelo localmente reativo; b) modelo não-localmente reativo.	98
Figura 4.4. <i>TL</i> das malhas refinadas, indicadas na Tabela 4.1.	101
Figura 4.5. Configuração 1 ($r_0 = 25$ mm; $d = 12,5$ mm; fibra A).	103
Figura 4.6. Configuração 2 ($r_0 = 25$ mm; $d = 12,5$ mm; fibra B).	103
Figura 4.7. Configuração 3 ($r_0 = 25$ mm; $d = 25$ mm; fibra A).	104
Figura 4.8. Configuração 4 ($r_0 = 25$ mm; $d = 25$ mm; fibra B).	104
Figura 4.9. Configuração 5 ($r_0 = 50$ mm; $d = 12,5$ mm; fibra A).	105
Figura 4.10. Configuração 6 ($r_0 = 50$ mm; $d = 12,5$ mm; fibra B).	105
Figura 4.11. Configuração 7 ($r_0 = 50$ mm; $d = 25$ mm; fibra A).	106
Figura 4.12. Configuração 8 ($r_0 = 50$ mm; $d = 25$ mm; fibra B).	106
Figura 4.13. Comparação entre diferentes formas de calcular a <i>TL</i> numérica.	110
Figura 5.1. Esquema de uma bancada para teste acústico (sem vazão de ar). Fonte: Adaptado de ISO 7235 (2003).	114
Figura 5.2. Esquema de uma bancada para teste dinâmico (com vazão de ar). Fonte: Adaptado de ISO 7235 (2003).	119
Figura 5.3. Bancada de testes: a) lado do receptor; b) lado da fonte.	121
Figura 5.4. Esquema da bancada de testes montada no LVA, identificando cada componente.	121
Figura 5.5. Microfone em <i>rotating boom</i> na câmara reverberante 2.	123
Figura 5.6. Dimensões da transição referentes à Tabela 5.2.	124
Figura 5.7. Exemplos das conexões usadas: a) conexão entre o elemento de transmissão e transição e entre transição e duto de teste; b) conexão de PVC acoplada à ponta da transição.	125
Figura 5.8. Vista em corte do atenuador. Em verde: material poroso; roxo: TNT; vermelho: tela; azul: cilindro de aço; e preto: tampas em nylon.	126
Figura 5.9. Foto de um atenuador testado para duto de DN 3” e 12,7 mm de espessura de revestimento.	127
Figura 5.10. Fonte sonora: a) driver e mangueira flexível ligada à bancada; b) esquema da conexão da mangueira à bancada.	128
Figura 5.11. a) Medidor de vazão; b) Montagem do medidor de vazão no duto.	129
Figura 5.12. a) Tubo cilíndrico de tela; b) tela revestida com TNT.	132
Figura 5.13. a) Posição dos tampões para teste de IL limite; b) foto do tampão.	133

Figura 5.14. a) Nível de ruído de fundo; b) comparação da <i>TL</i> do atenuador DN 3", espessura 25,4 mm e lâ de rocha, com a perda de inserção limite.....	134
Figura 5.15. Efeitos da tela e revestimento TNT sobre a <i>TL</i> do atenuador. Resultados experimentais.	135
Figura 5.16. Efeito do escoamento de 15 m/s sobre a <i>TL</i> do atenuador DN 3", espessura 25,4 mm e lâ de rocha. Resultados experimentais.	136
Figura 5.17. Efeito do escoamento de 15 m/s sobre a <i>TL</i> do atenuador DN 3", espessura 12,7 mm e fibra B (1 camada). Resultados experimentais.	136
Figura 5.18. <i>TL</i> da mesma configuração, porém com amostras diferentes.	137
Figura 5.19. Dimensões principais do modelo FEM.....	138
Figura 5.20. <i>TL</i> numérica e experimental para configuração 1.....	139
Figura 5.21. <i>TL</i> numérica e experimental para configuração 2.....	139
Figura 5.22. <i>TL</i> numérica e experimental para configuração 3.....	139
Figura 5.23. <i>TL</i> numérica e experimental para configuração 4.....	140
Figura 5.24. <i>TL</i> numérica e experimental para configuração 5.....	140
Figura 5.25. <i>TL</i> numérica e experimental para configuração 6.....	140
Figura 5.26. <i>TL</i> numérica e experimental para configuração 7.....	141
Figura 5.27. <i>TL</i> numérica e experimental para configuração 8.....	141
Figura 5.28. <i>TL</i> numérica e experimental para configuração 9.....	141
Figura 5.29. <i>TL</i> numérica e experimental para configuração 10.....	142
Figura 5.30. <i>TL</i> numérica e experimental para configuração 11.....	142
Figura 5.31. <i>TL</i> numérica e experimental para configuração 12.....	142
Figura 5.32. <i>TL</i> numérica e experimental para configuração 13.....	143
Figura 5.33. <i>TL</i> numérica e experimental para configuração 14.....	143
Figura 5.34. <i>TL</i> numérica e experimental para configuração 15.....	143
Figura 5.35. Modelos FEM usados na análise de sensibilidade: a) espaçamentos de ar na direção radial; b) espaçamento na direção circunferencial; c) espaçamentos na direção longitudinal. Branco: cilindro central com ar; azul: material poroso; verde e vermelho: elementos com propriedade ar.	147
Figura 5.36. Análise de sensibilidade (a). Espaçamento próximo à tela.	148
Figura 5.37. Análise de sensibilidade (a). Espaçamento próximo ao cilindro.	148
Figura 5.38. Análise de sensibilidade (b).....	149
Figura 5.39. Análise de sensibilidade (c).	149
Figura 5.40. Análise de sensibilidade. Variação da resistividade ao fluxo da fibra A.....	150
Figura 6.1. Principais componentes do aparato de testes usado no método da matriz de transferência.	154
Figura 6.2. a) Tubo com terminação anecóica; b) porta-amostra (substituído pelo atenuador); c) um par de microfones; d) detalhe da união entre flanges; e)	

terminação anecóica; f) detalhe do posicionamento dos microfones. Fonte: (NARDELLI, 2015).	159
Figura 6.3. a) Cilindros e tampas dos atenuadores; b) atenuadores na configuração $l = 160\text{ mm}$; c) atenuadores na configuração $l = 80\text{ mm}$.	161
Figura 6.4. Telas acopladas às peças de madeira.	161
Figura 6.5. a) Montagem do atenuador; b) amostras de fibra A (verde) e fibra B (cinza).	162
Figura 6.6. Atenuador instalado na bancada.	162
Figura 6.7. TL numérica e experimentais para configuração 1.	165
Figura 6.8. TL numérica e experimentais para configuração 2.	165
Figura 6.9. TL numérica e experimentais para configuração 3.	165
Figura 6.10. TL numérica e experimentais para configuração 4.	166
Figura 6.11. TL numérica e experimentais para configuração 5.	166
Figura 6.12. TL numérica e experimentais para configuração 6.	166
Figura 6.13. TL numérica e experimentais para configuração 7.	167
Figura 6.14. TL numérica e experimentais para configuração 8.	167
Figura 6.15. TL numérica e experimentais para configuração 9.	167
Figura 6.16. TL numérica e experimentais para configuração 10.	168
Figura 6.17. TL numérica e experimentais para configuração 11.	168
Figura 6.18. TL numérica e experimentais para configuração 12.	168
Figura 6.19. Efeito do espaçamento de ar na direção radial. Int.= espaçamento entre tela e material; Ext.= espaçamento entre parede e material.	169
Figura 6.20. Coeficiente de absorção analítica obtida por meio dos modelos de Biot e JCA_L .	170
Figura 6.21. Influência da variação da resistividade ao fluxo na TL numérica. Configuração 12.	172
Figura 6.22. TL da configuração 10 comparada ao dobro da TL da configuração 4.	173
Figura 6.23. TL da configuração 11 comparada ao dobro da TL da configuração 5.	173
Figura A.1. Funções de Bessel de primeira e segunda espécie.	193

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1. Parâmetros da fibra I.	18
Tabela 2.2. Parâmetros macroscópicos encontrados nas otimizações usando os modelos preditivos JCA _L , JCA _R e Delany-Bazley.	33
Tabela 2.3. Espessura e densidade aparente total dos materiais fibrosos testados.	37
Tabela 2.4. Espessuras das amostras testadas no tubo de impedância.	41
Tabela 2.5. Valores dos parâmetros macroscópicos otimizados para a lã de rocha.	44
Tabela 2.6. Valores dos parâmetros macroscópicos otimizados para a fibra A não-comprimida.	45
Tabela 2.7. Valores dos parâmetros macroscópicos otimizados para a fibra B.	46
Tabela 2.8. Valores dos parâmetros macroscópicos otimizados para a fibra A comprimida ($nc = 2$).	47
Tabela 3.1. Parâmetros da fibra II.	68
Tabela 4.1. Especificações das malhas testadas.	100
Tabela 4.2. Número de nós e elementos das malhas testadas e tempo de processamento.	100
Tabela 4.3. Configuração dos atenuadores.	102
Tabela 4.4. Propriedades das fibras A e B.	102
Tabela 5.1. Especificações dos dutos de teste.	124
Tabela 5.2. Dimensões da transição relativas às cotas apresentadas na Figura 5.6.	125
Tabela 5.3. Dados dos cilindros do atenuador.	126
Tabela 5.4. Configurações de atenuadores testados na bancada com dutos de teste DN 3".	131
Tabela 5.5. Configurações de atenuadores testados na bancada com dutos de teste DN 4".	131
Tabela 5.6. Dimensões referentes aos modelos FEM de atenuador. Cotas mostradas na Figura 5.19.	138
Tabela 6.1. Configurações de atenuadores testados com comprimento efetivo l de 75 mm.	163
Tabela 6.2. Configurações de atenuadores testados com comprimento efetivo l de 155 mm.	163
Tabela 6.3. Espaçamento de ar, na direção radial, inserido no modelo FEM. Int.= espaçamento entre tela e material; Ext.= espaçamento entre parede e material.	164

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ACM	Máquina de ciclo de ar (<i>Air cycle machine</i>)
AML	<i>Automatically Matched Layer Property</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
DE	Evolução diferencial (<i>Differential Evolution</i>)
DN	Diâmetro nominal
ECS	Sistema de controle ambiental (<i>Environmental control system</i>)
FEM	Método dos elementos finitos (<i>Finite Elements Method</i>)
FFT	Transformada rápida de Fourier (<i>Fast Fourier Transform</i>)
IL	Perda de inserção (<i>Insertion Loss</i>)
ISO	Organização Internacional para Padronização (<i>International Organization of Standardization</i>)
JCA _R	Modelo de Johnson-Champoux-Allard para material poroso de estrutura rígida
JCA _L	Modelo de Johnson-Champoux-Allard para material poroso de estrutura flexível (<i>limp</i>)
PML	<i>Perfect Matched Layer</i>
TL	Perda de transmissão (<i>Transmission Loss</i>)
TNT	Tecido não tecido

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

a	Vetor contendo os parâmetros a serem otimizados
A	Área da seção transversal
c_0	Velocidade do som no ar
\tilde{c}	Velocidade complexa da onda no fluido equivalente
C_p	Capacidade térmica a pressão constante
C_v	Capacidade térmica a volume constante
Cr	Probabilidade de recombinação
d	Espessura do material
d_0	Espessura nominal do material
d_i	Diâmetro interno do tubo
f	Frequência
f_{corte}	Frequência de corte
F	Fator de mutação
F_{obj}	Função objetivo
H_{12}	Função de transferência do sinal 1 em relação ao sinal 2
H_{12}^I	Função de transferência para a primeira configuração
H_{12}^{II}	Função de transferência para a segunda configuração
H_c	Fator de calibração predeterminado para a função de transferência
IL	Perda de inserção
j	$\sqrt{-1}$
$J_m()$	Função de Bessel de primeira espécie de ordem m
IL	Perda de inserção
k_0	Número de onda no ar
k_r	Componente transversal do número de onda no ar

$k_{r,m,n}$	Componente transversal do número de onda no ar do modo (m, n)
k_z	Componente axial do número de onda
$k_{z,m,n}$	Componente axial do número de onda do modo (m, n)
\tilde{k}	Número de onda característico do fluido equivalente
$\tilde{k}_{r,m,n}$	Componente transversal do número de onda no interior do revestimento do modo (m, n)
l	Distância na direção axial
m	Índice relacionado aos modos circunferenciais
m_1	Índice relacionado aos modos de revestimento
M	Número de Mach
n	Índice relacionado aos modos radiais
n_c	Taxa de compressão da amostra
Np	Tamanho da população
\overline{NPS}	Média temporal e espacial do nível de pressão sonora
NWS	Nível de potência sonora
NWS_I	Nível de potência sonora medido na configuração com atenuador
NWS_{II}	Nível de potência sonora medido na configuração sem atenuador
p	Pressão acústica
p_i	Pressão acústica incidente
p_r	Pressão acústica refletida
\tilde{p}	Pressão acústica no interior do revestimento
P_0	Pressão estática do meio
Pr	Número de Prandtl
Q	Vazão volumétrica
r	Raio (coordenadas cilíndricas)
r_0	Raio interno do duto
r_i	Valor aleatório no intervalo $[0, 1]$
R	Coefficiente de reflexão

R_σ	Resistência ao fluxo
s	Espaçamento entre microfones
S_i	Superfície de interface fluido-estrutura
t	Tempo
T	Matriz de transferência
TL	Perda de transmissão
TL_{global}	Perda de transmissão global
TL_{modo}	Perda de transmissão específica de um modo
u	Velocidade de partícula
u_r	Componente radial da velocidade de partícula
\tilde{u}_r	Componente radial da velocidade de partícula no interior do revestimento
$U_1(\omega)$	Função especial do material localmente reativo
$U_b(\beta_{m,n})$	Função especial do material não-localmente reativo
v_m	Campo de velocidades microscópicas de um fluido
V	Volume
V_f	Volume ocupado pelo fluido
V_t	Volume total do material poroso
$Y_m(\)$	Função de Bessel de segunda espécie de ordem m
Z_c	Impedância característica do fluido equivalente
Z_s	Impedância de superfície
Z_{sN}	Impedância de superfície normalizada
Z_{sN}^m	Impedância de superfície normalizada medida
Z_{sN}^p	Impedância de superfície normalizada estimada

Alfabeto grego:

α	Coefficiente de absorção
$\tilde{\alpha}$	Tortuosidade dinâmica

α_∞	Tortuosidade
$\beta_{m,n}$	$= k_{r,m,n} r_0$
$\tilde{\beta}$	Compressibilidade dinâmica
$\tilde{\beta}_{m,n}$	$= \tilde{k}_{r,m,n} r_0$
γ	Coefficiente de expansão adiabática
η	Viscosidade dinâmica
θ	Ângulo (coordenadas cilíndricas)
κ	Condutividade térmica
K_a	Módulo de compressibilidade adiabático do fluido
\tilde{K}	Módulo de compressibilidade efetivo do fluido equivalente
Λ	Comprimento característico viscoso
Λ'	Comprimento característico térmico
ρ_0	Densidade do ar
ρ_t	Densidade aparente total do material poroso
$\tilde{\rho}$	Densidade efetiva do fluido equivalente
$\tilde{\rho}_{\text{imp}}$	Densidade efetiva corrigida
σ	Resistividade ao fluxo
τ	Coefficiente de transmissão
ϕ	Porosidade
φ	Potencial de velocidade
χ	$= \rho_0 f / \sigma$
$\Psi_{m,n}$	Distribuição do campo acústico no plano transversal do modo (m, n)
ω	Frequência angular

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	SISTEMA DE AR-CONDICIONADO DA AERONAVE	1
1.2	ATENUADORES DISSIPATIVOS	3
1.3	OBJETIVOS	3
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO	4
1.5	HIPÓTESES SIMPLIFICATIVAS	5
2	MATERIAIS POROSOS	7
2.1	PARÂMETROS MACROSCÓPICOS	8
2.1.1	Resistividade ao fluxo	9
2.1.2	Porosidade	10
2.1.3	Tortuosidade	10
2.1.4	Comprimento característico viscoso	11
2.1.5	Comprimento característico térmico	12
2.2	FLUIDO EQUIVALENTE	12
2.2.1	Modelo de Johnson-Champoux-Allard	14
2.2.2	Modelo empírico de Delany-Bazley	16
2.2.3	Comparação dos modelos JCA e Delany-Bazley	17
2.3	IMPEDÂNCIA DE SUPERFÍCIE E COEFICIENTE DE ABSORÇÃO POR INCIDÊNCIA NORMAL	19
2.4	MÉTODO INVERSO DE CARACTERIZAÇÃO ACÚSTICA	21
2.4.1	Medição experimental da impedância de superfície: tubo de impedância	23
2.4.2	Algoritmo de otimização: Evolução Diferencial	26
2.5	COMPARAÇÃO DOS MODELOS JCA _L , JCA _R E DELANY-BAZLEY APLICADOS AO ALGORITMO DE OTIMIZAÇÃO	29
2.6	APLICAÇÃO DO MÉTODO INVERSO DE CARACTERIZAÇÃO ACÚSTICA	35
2.6.1	Tubo de impedância e equipamentos utilizados	35
2.6.2	Materiais porosos testados	37
2.6.3	Procedimentos pré-teste	38
2.6.4	Configuração das amostras	40
2.6.5	Geração de ruído e parâmetros de aquisição de sinal	41
2.6.6	Configurações do algoritmo de otimização <i>DE</i>	41
2.7	RESULTADOS	42
2.8	VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS	48
2.9	SÍNTESE DO CAPÍTULO	50

3 PROPAGAÇÃO SONORA EM DUTOS DISSIPATIVOS: ABORDAGEM ANALÍTICA	53
3.1 DUTO DE SEÇÃO CIRCULAR COM PAREDES RÍGIDAS	55
3.2 DUTO DE SEÇÃO CIRCULAR COM REVESTIMENTO LOCALMENTE REATIVO	61
3.2.1 Modelo localmente reativo	63
3.2.2 Modos transversais e ondas de superfície	64
3.2.3 Estratégia de solução	65
3.2.4 Aplicação teórica	68
3.3 DUTO DE SEÇÃO CIRCULAR COM REVESTIMENTO NÃO-LOCALMENTE REATIVO	77
3.3.1 Modelo não-localmente reativo	77
3.3.2 Aplicação teórica	82
3.4 ESTUDO PARAMÉTRICO	87
3.5 SÍNTESE DO CAPÍTULO	90
4 MODELO NUMÉRICO.....	93
4.1 MODELO UTILIZADO	95
4.1.1 Geometria e malha	96
4.1.2 Aplicação das propriedades dos elementos	97
4.1.3 Fonte acústica e terminação anecóica	98
4.1.4 Processamento da simulação	99
4.2 COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS NUMÉRICOS E ANALÍTICOS ..	101
4.3 COMPARAÇÃO DA <i>TL</i> PELO MÉTODO DOS 3 PONTOS	109
4.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO	110
5 TESTES EXPERIMENTAIS: MÉTODO DA SUBSTITUIÇÃO	113
5.1 NORMA ISO 7235	113
5.1.1 Perda de inserção	114
5.1.2 Nível de ruído de fundo e perda de inserção limite	116
5.1.3 Componentes da bancada para testes acústicos	116
5.1.4 Testes dinâmicos	118
5.1.5 Incertezas de medição	120
5.2 PROJETO E MONTAGEM DA BANCADA DE TESTES	120
5.2.1 Câmara reverberante 2, microfone e <i>rotating boom</i>	122
5.2.2 Elemento de transmissão	123
5.2.3 Dutos de teste	123
5.2.4 Transições	124
5.2.5 Objeto de teste e duto de substituição	125
5.2.6 Fonte sonora	127
5.2.7 Curva de 90°, tubulação de 6" e transição retangular/circular	128

5.2.8	Medidor de vazão.....	129
5.2.9	Ventilador.....	130
5.2.10	Analizador de sinais e gerador de sinais.....	130
5.3	ATENUADORES TESTADOS	130
5.4	PROCEDIMENTOS DE TESTE.....	133
5.5	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	133
5.5.1	Nível de ruído de fundo e perda de inserção limite medidos	134
5.5.2	Efeitos da tela e revestimento de TNT	134
5.5.3	Efeitos do escoamento de ar	135
5.5.4	Influência da amostra na <i>TL</i>	137
5.5.5	Comparação com resultados numéricos	137
5.6	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DO MODELO FEM	146
5.7	SÍNTESE DO CAPÍTULO	150
6	TESTES EXPERIMENTAIS: MÉTODO DA MATRIZ DE TRANSFERÊNCIA	153
6.1	NORMA ASTM E2611	154
6.1.1	Aparato de testes e restrições.....	154
6.1.2	Procedimentos de medição e cálculo da <i>TL</i>	156
6.2	BANCADA E EQUIPAMENTOS.....	159
6.3	ATENUADORES TESTADOS	160
6.4	PROCEDIMENTOS DE TESTE.....	163
6.5	RESULTADOS	164
6.6	SÍNTESE DO CAPÍTULO	173
7	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	175
7.1	CONCLUSÕES	175
7.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	178
	APÊNDICE A	193
	ANEXO A.....	195
	ANEXO B.....	197

1 INTRODUÇÃO

O número total de passageiros contabilizados, em 2014, no transporte aéreo regular mundial atingiu 3,3 bilhões, o que representa um aumento de 5,5% em relação ao ano anterior (ICAO, 2015). A crescente importância do transporte aéreo no cenário mundial é acompanhada de uma também crescente exigência da qualidade dos serviços e produtos oferecidos pela indústria aeronáutica, tanto da parte das normas técnicas como também dos próprios passageiros. Inserido nesse contexto está a importância do investimento nas pesquisas que visam melhorar o conforto acústico no interior das aeronaves.

O nível de ruído de cabine é considerado cada vez mais como importante diferencial de uma aeronave. O ruído no interior da aeronave, principalmente em voos de longa duração, pode afetar diretamente o bem-estar fisiológico e psicológico dos passageiros e tripulação (OZCAN; NEMLIOGLU, 2006).

O ruído proveniente dos motores e a flutuação de pressão na camada limite turbulenta, que se forma no exterior da fuselagem durante o voo, são as fontes primárias do ruído de cabine. Somado a essas, ainda pode-se listar a vibração da fuselagem, excitada pela vibração dos motores e pela própria camada limite turbulenta, ocasionando radiação sonora para o interior da cabine. No entanto, com o advento de motores mais silenciosos e a maior eficiência do tratamento acústico da fuselagem, nas últimas décadas, o sistema de ar-condicionado vem adquirindo importância como fonte de ruído adicional na cabine (SCHROEDER *et al.*, 2007).

1.1 Sistema de ar-condicionado da aeronave

O sistema de ar-condicionado de uma aeronave faz parte de um sistema mais abrangente, chamado de sistema de controle ambiental (ECS). Em linhas gerais, o ECS é responsável por fornecer o ar e regular ventilação, pressão, temperatura, umidade e qualidade do ar na aeronave, a fim de prover conforto e segurança (HUNT *et al.*, 1995).

O condicionamento de ar na maioria das aeronaves é realizado através de um ciclo de refrigeração a ar, no qual o fluido refrigerante é o próprio ar. Em síntese, ar sangrado do compressor do motor, e posteriormente resfriado pelo ar ambiente, é provido ao sistema de ar-condicionado que, após uma série de processos realizados em seus componentes, refrigera o ar por expansão na turbina da máquina de ciclo de ar (ACM). Esse ar é misturado com igual quantidade de ar filtrado e

recirculado, proveniente da cabine, para então seguir seu caminho pelos dutos de distribuição até o interior da aeronave (ASHRAE , 1999). Tipicamente, a ACM e outros componentes do sistema de ar condicionado se encontram posicionados abaixo da cabine. O fornecimento de ar à cabine é feito por entradas no teto, sendo este ar coletado em saídas localizadas próximas ao piso. A Figura 1.1 apresenta um sistema de ar-condicionado típico de aeronaves.

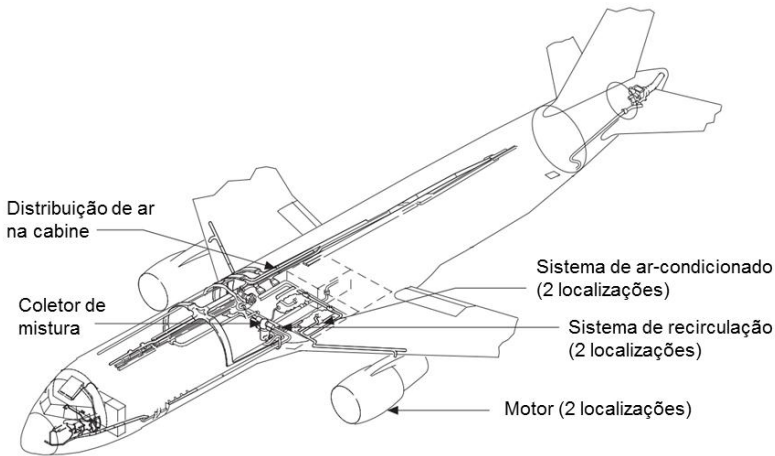


Figura 1.1. Desenho do ECS de um 767 e seus principais componentes. Fonte: (HUNT *et al.*, 1995).

As condições do ar disponibilizado à cabine são bem controladas: umidade relativa entre 10% a 20%, temperatura ajustável entre 18 e 30 °C, pressão absoluta mais próxima possível da pressão atmosférica ao nível do mar, sem exceder pressão diferencial entre cabine e atmosfera acima de 60 kPa (o que, por exemplo, corresponde a uma pressão de aproximadamente 79 kPa no interior da cabine para uma altitude de cruzeiro de 12000 m), entre outras condições relativas à qualidade do ar (ASHRAE , 1999).

A configuração do sistema de dutos de ar-condicionado depende da arquitetura da aeronave. A geometria e dimensão dos dutos são variáveis ao longo do sistema. Dutos de seção transversal circular tipicamente predominam.

Entre as principais fontes de ruído no sistema de ar-condicionado estão compressores, turbinas, ventiladores e o ruído aerodinâmico gerado em válvulas e outros componentes. O controle do ruído que se pro-

paga no interior dos dutos é geralmente feito por meio de atenuadores dissipativos que impõem baixa perda de carga.

1.2 Atenuadores dissipativos

Atenuadores dissipativos aplicados a sistemas de ventilação e condicionamento de ar consistem, basicamente, no revestimento das paredes internas com material acusticamente absorvente. Tipicamente, materiais porosos, como fibras de vidro e espumas, são empregados para este fim. Em aeronaves, onde o aspecto da massa é vital, utilizam-se comumente materiais porosos de baixa densidade. Os materiais porosos atuam dissipando a energia do som incidente em calor, possuindo a característica de atenuarem o ruído em uma ampla faixa de frequência, sendo menos eficiente, no entanto, nas baixas frequências (MUNJAL, 1987; BIES; HANSEN, 2003; FUCHS, 2013). A perda de transmissão fornecida pelo atenuador dissipativo depende, principalmente, das dimensões da seção transversal do atenuador e das características acústicas e espessura do material poroso que compõe o revestimento.

Por muitos anos, a eficiência de atenuadores dissipativos foi avaliada unicamente por métodos empíricos. O avanço das pesquisas nas áreas de acústica de dutos dissipativos (MORSE, 1939; SCOTT, 1946; MUNJAL, 1987; BIES; HANSEN; BRIDGES, 1991) e materiais porosos (INGARD, 1994; ALLARD; ATALLA, 2009) favoreceu a criação de modelos preditivos da perda de transmissão de atenuadores dissipativos.

1.3 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo geral propor um modelo numérico em elementos finitos capaz de prever a perda de transmissão de um atenuador dissipativo composto por material fibroso de baixa densidade. O modelo deve ser robusto o suficiente para se adequar a diferentes diâmetros de dutos, espessuras de revestimento e materiais fibrosos.

Para isso, tem-se como objetivos específicos:

- Descrever modelos de materiais porosos de estrutura flexível e validar uma técnica inversa de obtenção dos parâmetros acústicos do material poroso que seja de simples utilização.

- Obter conhecimento da física do problema acústico por meio da avaliação de modelos analíticos de dutos dissipativos, nas abordagens localmente e não-localmente reativas de material poroso.
- Projetar e construir uma bancada que permita a realização de testes experimentais da perda de inserção de atenuadores, segundo a norma ISO 7235. Os resultados dos testes servem para validar o modelo numérico em elementos finitos.

1.4 Estrutura do trabalho

Este trabalho está dividido em sete capítulos. O capítulo 2 se restringe ao estudo de materiais porosos. Parâmetros geométricos desses materiais, como resistividade ao fluxo, porosidade, tortuosidade e comprimentos característicos, são discutidos e aplicados no modelo de Johnson-Champoux-Allard, que caracteriza um material poroso de estrutura rígida ou flexível como um fluido equivalente. O restante do capítulo 2 é reservado a uma técnica inversa de caracterização acústica que utiliza apenas testes em tubo de impedância e um algoritmo de otimização para estimar os parâmetros citados acima. Os materiais fibrosos usados ao longo deste trabalho são caracterizados ao fim deste capítulo.

O capítulo 3 estuda modelos analíticos que permitem avaliar o campo acústico existente no interior de dutos dissipativos de geometria circular. Enfoque é dado aos modos acústicos chamados de “menos atenuados”, os quais podem ser modos de ordem superior. Os modelos de dutos dissipativos com revestimento localmente reativo e não-localmente reativo são desenvolvidos separadamente, para então serem comparados e discutidos. O comportamento da perda de transmissão sob a variação de parâmetros como diâmetro do duto, espessura do revestimento e resistividade ao fluxo é considerado.

O modelo em elementos finitos é descrito no capítulo 4, no qual se realiza também uma comparação entre a perda de transmissão predita pelo modelo numérico e pelo modelo analítico, apresentado no capítulo 3.

Os capítulos 5 e 6 abordam métodos experimentais usados para obter a perda de transmissão de atenuadores e validar o modelo numérico. O capítulo 5 é baseado no método da substituição, descrito na norma ISO 7235. Esse método de testes permite determinar a perda de inserção de um atenuador dissipativo na ausência ou presença de um escoamento de ar. O projeto e construção da bancada de testes são detalhados. Quinze configurações de atenuadores dissipativos são testadas e as respecti-

vas perdas de transmissão são comparadas àquelas previstas pelo modelo numérico. Os resultados são discutidos.

O método da matriz de transferência, apresentado no capítulo 6, apoia as análises feitas no capítulo 5 e confirma a validade do modelo numérico. Os testes, baseados na norma ASTM E2611, permitem calcular a perda de transmissão sob incidência normal de um atenuador. Doze configurações de atenuadores são testadas e comparadas ao modelo numérico. Os resultados levam a importantes considerações sobre a influência de pequenos espaçamentos de ar no atenuador dissipativo e sobre a validade do modelo de Johnson-Champoux-Allard de estrutura flexível em fibras de alta resistividade ao fluxo.

O capítulo 7 finaliza com as conclusões alcançadas neste trabalho e com sugestões para trabalhos futuros.

1.5 Hipóteses simplificativas

Neste trabalho, admitem-se as seguintes hipóteses simplificativas:

- Os materiais porosos são tratados nos modelos como um fluido equivalente homogêneo e de propriedades isotrópicas.
- O ar possui propriedades fixas: densidade $\rho_0 = 1,225 \text{ kg/m}^3$ e velocidade do som $c_0 = 340 \text{ m/s}$.
- Os dutos possuem seção transversal circular.
- Recomendações de normas como SAE AIR1826 (1989), ASHRAE Handbook (1999) e ESDU 81043 (2007) limitam a velocidade de escoamento nos dutos do sistema de ar-condicionado, incluindo o ECS, a valores inferiores a 15 m/s. Portanto, admite-se que o escoamento pode ser desprezado nos modelos tratados neste trabalho, visto que a velocidade do ar que atravessa o atenuador dissipativo é suficientemente baixa a ponto de não interferir significativamente na sua perda de transmissão (ISO 7235:2003, 2003). Esta hipótese é fundamentada na literatura (RAMAKRISHNAN; WATSON, 1992; KIRBY *et al.*, 2014) e também está baseada em testes experimentais conduzidos com presença de escoamento, apresentados no capítulo 5.

2 MATERIAIS POROSOS

Uma vez que o material poroso que compõe um atenuador dissipativo é fundamental no seu desempenho acústico, considera-se importante reservar este capítulo aos materiais porosos e sua caracterização acústica.

Um material poroso, usado como absorvedor acústico, é constituído por uma fase sólida, denominada estrutura ou esqueleto, saturada por uma fase fluida. Essa composição confere ao material uma imensa rede de pequenos poros. Para que contribuam com a absorção acústica, os poros devem ser abertos, ou seja, devem estar conectados ao exterior. Desta maneira, a energia sonora tem condições de penetrar os poros e ser dissipado em calor.

Os mecanismos de dissipação de energia acústica, que acontecem no interior dos materiais porosos, são decorrentes da interação entre as fases fluida e sólida. Essas perdas são de natureza (ATALLA, 2002; AMIROUCHE, 2008; MAREZE, 2013):

- Viscosa: a presença da estrutura sólida impõe sobre sua superfície uma velocidade nula das partículas do fluido. Isso causa cisalhamento entre as camadas do fluido e conseqüente dissipação de energia;
- Térmica: os sucessivos ciclos de compressão e rarefação do fluido, gerados pela propagação do som, provocam a transferência de calor entre as fases fluida e sólida;
- Inercial: a fase sólida forma um caminho sinuoso por onde o som se propaga. O fluido intersticial interage com essa fase sólida, causando aumento na densidade aparente do fluido e modificação da velocidade do som.

Entre os materiais porosos mais comuns estão fibras minerais, como fibra de vidro e lã de rocha, e espumas de poros abertos. Cada um desses materiais possui uma microestrutura característica e esta é determinante no desempenho acústico. O termo “poros” pode induzir, erroneamente, à ideia de canais cilíndricos, estruturados talvez de maneira organizada. Os poros, no entanto, formam uma estrutura intrincada na grande maioria dos materiais. Como mostrado na Figura 2.1, o termo canais se mostra um tanto inapropriado. Ainda assim, no interior do material poroso, há interação entre as fases sólida e fluida, e ação das camadas limite viscosa e térmica sobre o campo acústico. Em materiais fibrosos, como os visualizados nas Figuras 2.1(b) e (c), é mais apropriada-

do dizer que as camadas limites se formam ao redor das fibras do que propriamente no interior de canais. (FAHY, 2001).

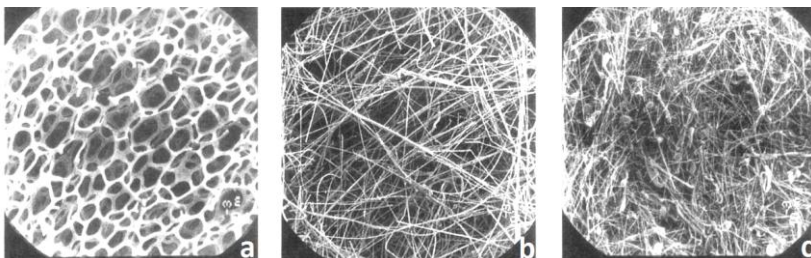


Figura 2.1. Microestrutura de alguns materiais porosos típicos: a) espuma polimérica totalmente reticulada (14 ×); b) fibra de vidro (14 ×); c) Lã de rocha de densidade 96 kg/m^3 (14 ×). Fonte: (FAHY, 2001).

Contudo, os primeiros modelos analíticos que consideram esses efeitos térmicos e viscosos em materiais porosos, modelam estes como uma série de poros cilíndricos idealizados. Zwicker e Kosten (1949) desenvolveram um modelo com essa geometria simplificada, no qual tratam separadamente os efeitos térmicos e viscosos. Esse modelo foi posteriormente estendido para outras geometrias simples de poros, como fendas e poros com seção transversal triangular e retangular.

No entanto, uma abordagem analítica considerando a geometria exata da microestrutura do material se mostra inviável. Os modelos ditos semi-fenomenológicos (JOHNSON; KOPLIK; DASCHEN, 1987; CHAMPOUX; ALLARD, 1991) também consideram efeitos térmicos e viscosos, porém são baseados em parâmetros macroscópicos. Estes parâmetros, embora relacionados à microestrutura, não se prendem às heterogeneidades, representando valores médios que buscam caracterizar o material poroso.

Parâmetros macroscópicos estão presentes, explícita ou implicitamente, em diversos modelos semi-fenomenológicos e mesmo em modelos mais simples, como o modelo semi-analítico de Fahy (2001) e o modelo empírico de Delany e Bazley (1970).

2.1 Parâmetros macroscópicos

Cinco parâmetros macroscópicos de interesse – resistividade ao fluxo, porosidade, tortuosidade, comprimento característico viscoso e comprimento característico térmico – são discutidos brevemente nesta seção. Embora existam técnicas de medição direta para se determinar

cada um dos cinco parâmetros macroscópicos apresentados, estas não serão tratadas neste trabalho. Nem todas as técnicas estão especificadas em normas, mas estão amplamente documentadas na literatura. Recomendam-se os trabalhos de (ALLARD; ATALLA, 2009; MAREZE, 2013) para uma revisão bibliográfica aprofundada das técnicas de medição direta. A seção 2.4 introduz uma técnica de medição indireta proposta por Atalla (2002), na qual são utilizadas medições em tubo de impedância, e um algoritmo de otimização, para estimar os parâmetros macroscópicos do material.

2.1.1 Resistividade ao fluxo

Ao se aplicar uma diferença de pressão Δp entre as faces de uma amostra de material poroso, de seção transversal A e espessura d , é produzida uma vazão Q de fluido através desta amostra. Esse princípio é ilustrado na Figura 2.2. A perda de carga é relacionada à vazão pela resistência ao fluxo:

$$R_{\sigma} = \frac{\Delta p}{Q}. \quad (2.1)$$

É possível definir através desse conceito, a resistividade ao fluxo, que é um parâmetro macroscópico que caracteriza o material que compõe a amostra:

$$\sigma = \frac{RA}{d}. \quad (2.2)$$

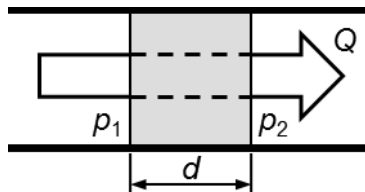


Figura 2.2. Amostra de material poroso inserido em um tubo. Uma diferença de pressão $p_1 - p_2$ induz uma vazão de ar Q .

Este é o parâmetro de maior importância na caracterização de materiais porosos. Tanto que alguns modelos empíricos, como o de Delany e Bazley (1970) tratado na subseção 2.2.2, são fundamentados apenas na resistividade ao fluxo, como parâmetro macroscópico, para caracterizar materiais fibrosos.

A resistividade ao fluxo é expressa em $N\ s/m^4$ (ou Rayls/m). Dentre os materiais porosos usados para controle de ruído, a resistividade ao fluxo apresenta valores dentro de uma faixa bem ampla, variando de 10^3 Rayls/m até valores próximos a 10^6 Rayls/m (MAREZE, 2013).

2.1.2 Porosidade

A porosidade de um material poroso é definida como a razão entre o volume ocupado pelo fluido V_f e o volume total do material poroso V_t :

$$\phi = \frac{V_f}{V_t}. \quad (2.3)$$

O volume ocupado pelo fluido V_f apenas contabiliza a parte fluida contida nos poros abertos, como já mencionado. A porosidade é um valor adimensional definido entre 0 e 1. Para grande parte dos materiais porosos usados em tratamento acústico, como espumas de poliuretano, fibras de vidro e lãs de rocha, por exemplo, o valor da porosidade se encontra próximo a 1, comumente na faixa de 0,85 a 0,99 (BERGER, 2004).

2.1.3 Tortuosidade

A tortuosidade α_∞ é um parâmetro importante para descrever os efeitos inerciais que acontecem entre as partes fluida e sólida de um material poroso. A tortuosidade quantifica o nível de sinuosidade dos poros e indica teoricamente a relação do comprimento dos poros com a espessura da amostra, assim como a variação de seção dos poros.

Para poros de forma qualquer, Johnson *et al.* (1987) definem a tortuosidade como:

$$\alpha_{\infty} = \frac{\frac{1}{V_f} \int_{V_f} v_m^2 dV}{\left(\frac{1}{V_f} \int_{V_f} v_m dV \right)^2}. \quad (2.4)$$

Nessa expressão, v_m é o campo de velocidades microscópicas de um fluido perfeito incompressível que escoo através dos poros e o termo $\left(\frac{1}{V_f} \int_{V_f} v_m dV \right)$ representa a velocidade macroscópica média.

A tortuosidade é um escalar igual ou superior a 1. Materiais típicos, como espumas poliméricas e fibras de vidro, apresentam usualmente tortuosidade na faixa entre 1 e 2, mas dependendo do grau de reticulação dos poros, este valor pode ser superior a 2,5 (BERGER, 2004; MAREZE, 2013). A tortuosidade é um parâmetro puramente geométrico, independente da natureza do fluido.

2.1.4 Comprimento característico viscoso

Este parâmetro foi introduzido por Johnson *et al.* (1987) para descrever os efeitos viscosos em alta frequência. O comprimento característico viscoso Λ é definido da seguinte forma

$$\frac{2}{\Lambda} = \frac{\int_{S_i} v_m^2 dS_i}{\int_{V_f} v_m^2 dV}, \quad (2.5)$$

no qual o termo do numerador representa a integral da velocidade microscópica quadrática ao longo da superfície de interface fluido-estrutura S_i e o termo do denominador é a integral da velocidade microscópica quadrática no interior do volume dos poros.

O comprimento característico viscoso representa os “poros menores”, onde os efeitos viscosos são mais importantes (a ponderação por v_m^2 na equação (2.5) proporciona maior peso aos poros mais estreitos, onde a velocidade microscópica é maior). É um parâmetro, portanto, relacionado à microestrutura do material e independente do fluido. É expresso em metros e para os materiais porosos usados em tratamento acústico, situa-se em uma faixa da ordem de $10 \mu m$ a $500 \mu m$ (ALLARD; ATALLA, 2009).

2.1.5 Comprimento característico térmico

O comprimento característico térmico Λ' foi definido por Champoux e Allard (1991) como

$$\frac{2}{\Lambda'} = \frac{\int_{S_i} dS_i}{\int_{V_f} dV} \quad (2.6)$$

no qual S_i é a superfície de interface fluido-estrutura e V_f o volume fluido. É, portanto, uma relação do volume dos poros sobre a área onde ocorrem as trocas térmicas.

Esse parâmetro está relacionado às trocas de calor entre as fases fluida e sólida nas altas frequências. É um valor que representa os “poros maiores”, pois oferecem maior área para efetuar as trocas térmicas. Da mesma forma que os outros parâmetros apresentados, este é um parâmetro geométrico. Por definição, a razão Λ'/Λ é igual ou superior a 1.

2.2 Fluido equivalente

Em geral, quando a estrutura do material poroso é elástica ou apresenta-se vibrando por excitação mecânica, deve-se modelar o meio poroso levando em conta o movimento da fase fluida, o movimento da fase sólida e o acoplamento entre essas duas fases. A teoria de Biot (BIOT, 1956a; BIOT, 1956b) expõe as equações que representam um material poroelástico. Nesta teoria, duas ondas de compressão e uma de cisalhamento podem se propagar ao mesmo tempo em ambas as fases. Através de uma abordagem macroscópica, a teoria de Biot considera o movimento médio da fase sólida e da fase fluida, assim como o acoplamento entre essas duas fases, que se dá por efeitos elásticos, inerciais e viscosos (ATALLA, 2002; ALLARD; ATALLA, 2009)

Quando a impedância característica do fluido saturante é muito menor que a da fase sólida, a estrutura não vibra consideravelmente devido à excitação acústica. Assim, há somente uma onda de compressão que se propaga pelo fluido. Nessa situação, a estrutura é considerada rígida e a representação do meio poroso pode ser simplificada por um fluido equivalente. Esse novo meio, um fluido homogêneo, é caracterizado por uma densidade efetiva $\tilde{\rho}$ e por um módulo de compressibilidade efetivo \tilde{K} . Ambos os parâmetros são dependentes da frequência e apresentam valores complexos. Esses parâmetros efetivos já consideram

em seus valores os mecanismos de dissipação visco-inerciais e térmicos. O fluido equivalente pode ainda ser representado por seu número de onda complexo $\tilde{k} = \omega\sqrt{\tilde{\rho}/\tilde{K}}$ e por sua impedância característica $Z_c = \sqrt{\tilde{\rho}\tilde{K}}$, dois parâmetros que descrevem propriedades acústicas do meio.

O material poroso também pode ser representado como um fluido equivalente se seu módulo de compressibilidade (medido no vácuo) é muito menor que o módulo de compressibilidade do material que compõe a fase sólida. Assim, a estrutura se desloca devido à passagem da onda de compressão acústica, porém sofrendo deformação desprezível. Esse efeito inercial da estrutura é adicionado na densidade da fase fluida, permitindo considerar, portanto, que a onda se propaga inteiramente no fluido saturante. Nesse caso, nomeia-se a estrutura de flexível (*limp*, em inglês).

Outra condição que deve ser obedecida para se tratar um material poroso como fluido equivalente, refere-se ao comprimento de onda, que deve ser muito maior que as dimensões características dos poros. Isso garante que o efeito de difusão das ondas nas altas frequências seja desprezível e que o fluido possa ser tratado como incompressível no interior dos poros (BERGER, 2004; ALLARD; ATALLA, 2009).

Tendo se estabelecido o meio poroso como um fluido equivalente, a propagação da onda nesse meio passa a ser regida pela conhecida equação da onda

$$\nabla^2 p - \frac{1}{\tilde{c}^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0, \quad (2.7)$$

na qual ∇^2 representa o operador de Laplace e \tilde{c} é a velocidade complexa da onda no meio poroso, definida por

$$\tilde{c} = \sqrt{\tilde{K}/\tilde{\rho}}. \quad (2.8)$$

Para se determinar os parâmetros efetivos desse fluido equivalente, diversos modelos foram desenvolvidos ao longo dos anos. Dentre esses, o modelo de Johnson-Champoux-Allard (JOHNSON; KOPLIK; DASCHEN, 1987; CHAMPOUX; ALLARD, 1991) destaca-se por aliar precisão e flexibilidade, atendendo uma variedade de materiais porosos

e faixas de frequência. Este modelo, aqui denominado JCA, tem como parâmetros de entrada os cinco parâmetros macroscópicos abordados na seção 2.1: resistividade ao fluxo, porosidade, tortuosidade e comprimentos característicos viscoso e térmico.

Apresentam-se na sequência as principais expressões do modelo JCA, para materiais porosos de estrutura rígida e flexível. Oportunamente, apresenta-se também o modelo empírico de Delany e Bazley (DELANY; BAZLEY, 1970), que embora limitado na aplicação, usa simplesmente a resistividade ao fluxo como parâmetro de entrada.

2.2.1 Modelo de Johnson-Champoux-Allard

Para meios porosos de geometria qualquer, Johnson *et al.* (1987) propuseram o conceito de tortuosidade dinâmica, que é um parâmetro adimensional e corresponde à densidade efetiva normalizada pela densidade do fluido saturante

$$\tilde{\rho} = \tilde{\alpha}\rho_0, \quad (2.9)$$

com,

$$\tilde{\alpha} = \alpha_\infty \left[1 + \frac{\sigma\phi}{j\omega\alpha_\infty\rho_0} \sqrt{\left(1 + \frac{4\eta\omega\alpha_\infty^2\rho_0}{\Lambda^2\sigma^2\phi^2} \right)} \right], \quad (2.10)$$

em que η e ρ_0 são, respectivamente, a viscosidade dinâmica e a densidade do fluido saturante. Os parâmetros macroscópicos que intervêm na tortuosidade dinâmica, como observado na equação (2.10), são a resistividade ao fluxo, a porosidade, a tortuosidade e o comprimento característico viscoso. Estes dois últimos, sendo os responsáveis pelos efeitos de acoplamento inerciais e viscosos entre as duas fases do meio poroso.

Os efeitos térmicos são considerados por Champoux e Allard (1991), que introduzem um parâmetro análogo à tortuosidade dinâmica, chamado de compressibilidade dinâmica $\tilde{\beta}$

$$\tilde{K} = \frac{K_a}{\tilde{\beta}}, \quad (2.11)$$

na qual $K_a = \gamma P_0$ é o módulo de compressibilidade adiabático do fluido (sendo P_0 a pressão estática do meio). A expressão da compressibilidade dinâmica considera o comprimento característico térmico, como observado na equação (2.12):

$$\tilde{\beta} = \gamma - \left[\frac{\gamma - 1}{1 + \frac{8\eta}{j\omega\Lambda'^2 Pr \rho_0} \sqrt{\left(1 + j \frac{\omega\Lambda'^2 Pr \rho_0}{16\eta}\right)}} \right], \quad (2.12)$$

onde $\gamma = C_p/C_v$ é a razão entre a capacidade térmica a pressão constante, C_p , e a capacidade térmica a volume constante, C_v , ambos do fluido saturante; e $Pr = \eta C_p/\kappa$ é o número de Prandtl (κ sendo a condutividade térmica).

As equações (2.10) e (2.12) são estabelecidas a partir do conhecimento dos respectivos limites assintóticos em baixa e alta frequência. (JOHNSON; KOPLIK; DASCHEN, 1987; CHAMPOUX; ALLARD, 1991).

O modelo Johnson-Champoux-Allard recebe esse nome por combinar as equações (2.9) a (2.12), possibilitando a caracterização do fluido equivalente (que representa o meio poroso). Este modelo é dividido neste trabalho em dois tipos, dependendo da estrutura do material poroso:

- Modelo rígido (JCA_R): válido para materiais porosos com estrutura imóvel devido à sua elevada rigidez e/ou densidade. Neste caso, utilizam-se as equações (2.10) a (2.12), já apresentadas;
- Modelo flexível (JCA_L): no caso de materiais porosos formados de fibras muito finas e flexíveis ou espumas de baixas densidade e rigidez – materiais comuns na aplicação aeroespacial – a estrutura do material não resiste à excitação acústica e seu campo de tensão se torna nulo (GÖRANSSON, 1995). A flexibilidade da estrutura contribui com um efeito adicional de inércia à onda. Este efeito é inserido na densidade efetiva do fluido equivalente. Panneton (2007) representa esta densidade corrigida pela seguinte expressão simplificada

$$\tilde{\rho}_{\text{limp}} \approx \frac{\tilde{\rho}\rho_t - \rho_0^2}{\rho_t + \tilde{\rho} - 2\rho_0}, \quad (2.13)$$

na qual ρ_t é a densidade aparente total do material poroso¹ e $\tilde{\rho}$ é a densidade efetiva obtida por meio das equações (2.9) e (2.10). Portanto, o modelo JCA_L usa essa densidade efetiva corrigida $\tilde{\rho}_{\text{limp}}$, expressa na equação (2.13), ao invés da densidade efetiva $\tilde{\rho}$. A expressão para o módulo de compressibilidade é o mesmo usado no modelo rígido, obtido através das equações (2.11) e (2.12).

É válido destacar que existem outros modelos mais precisos que o modelo JCA. Estes modelos mais elaborados pretendem aperfeiçoar o modelo JCA, melhorando a precisão em baixas frequências com a adição de novos parâmetros. Lafarge *et al.* (1997), por exemplo, introduziram a permeabilidade estática térmica e Pride *et al.* (1993) criaram um parâmetro para ajustar a parte real da densidade efetiva nas baixas frequências. Um inconveniente desses novos parâmetros propostos é que, pela dificuldade de serem medidos por métodos diretos, não existem dados experimentais suficientes na literatura que permitam estabelecer uma faixa de valores coerentes para eles. Como será visto nas seções 2.4 e 2.6, as técnicas de medição usadas neste trabalho restringem a análise a uma faixa de frequência na qual as baixas frequências têm pouca influência. Nesta aplicação, entende-se por baixas frequências a faixa de frequências na qual a espessura da camada limite viscosa é muito maior que a dimensão dos comprimentos característicos dos poros (ALLARD; ATALLA, 2009). Optou-se, portanto, pelo método JCA, que tem robustez comprovada e está implementado atualmente em uma variedade de *softwares* vibro-acústicos comerciais.

2.2.2 Modelo empírico de Delany-Bazley

Delany e Bazley (1970) efetuaram uma série de testes de coeficiente de absorção em tubo de impedância em uma gama extensa de materiais fibrosos, como fibras de vidro e lãs de rocha de uso comercial, com porosidades próximas à unidade. Os resultados obtidos permitiram o ajuste de funções gerais que relacionam a frequência e a resistividade ao fluxo do material com suas propriedades acústicas: o número de onda

¹ $\rho_t = \rho_1 + \phi\rho_0$, sendo ρ_1 a densidade volumétrica do meio poroso no vácuo.

complexo \tilde{k} e impedância característica Z_c , como mostram as expressões a seguir

$$Z_c = \rho_0 c_0 (1 + 0,057\chi^{-0,754} - j0,087\chi^{-0,732}), \quad (2.14)$$

$$\tilde{k} = \frac{\omega}{c_0} (1 + 0,0978\chi^{-0,700} - j0,189\chi^{-0,595}), \quad (2.15)$$

tal que c_0 e ρ_0 nessas equações são, respectivamente, a velocidade do som no ar e a densidade do ar, e o termo adimensional χ é igual a $\chi = \rho_0 f / \sigma$ (sendo $\omega = 2\pi f$).

Delany e Bazley indicam que a região de confiança na qual as equações (2.14) e (2.15) podem ser usadas se encontra no intervalo $0,01 < \chi < 1,0$. Além disso, o modelo prevê que a estrutura do material poroso seja rígida.

Posteriormente, outros autores propuseram outras expressões empíricas, buscando aumentar a abrangência do modelo em relação aos tipos de materiais porosos e à faixa útil de frequência (MIKI, 1990; KOMATSU, 2008). Porém, um estudo recente comparativo entre modelos empíricos relata que não há melhora significativa dos modelos mais recentes em relação ao modelo de Delany e Bazley. (OLIVA; HONGISTO, 2013)

Mesmo com suas limitações, o modelo de Delany Bazley é atrativo por sua simplicidade, necessitando apenas da resistividade ao fluxo como parâmetro macroscópico. Embora não se espere que o modelo de Delany e Bazley alcance predições com exatidão maior que o modelo JCA, propõe-se comparar estes dois modelos na caracterização dos materiais porosos, conforme apresentado na seção 2.5.

2.2.3 Comparação dos modelos JCA e Delany-Bazley

Pretende-se aqui, através de um exemplo, visualizar no domínio da frequência, as curvas de densidade efetiva e módulo de compressibilidade efetivo para determinado material poroso. Essas curvas, mostradas na Figura 2.3, são geradas a partir das equações relacionadas aos três modelos preditivos apresentados: JCA_R , JCA_L e Delany-Bazley. As propriedades macroscópicas do material são exibidas na Tabela 2.1 e correspondem a um material fibroso de estrutura flexível descrito em (DOUTRES *et al.*, 2007), nomeado por conveniência de fibra I.

Tabela 2.1. Parâmetros da fibra I.

Material	σ (Rayls/m)	ϕ	α_∞	Λ (μm)	Λ' (μm)	ρ_t (kg/m^3)
Fibra I	105000	0,95	1	35	105	18

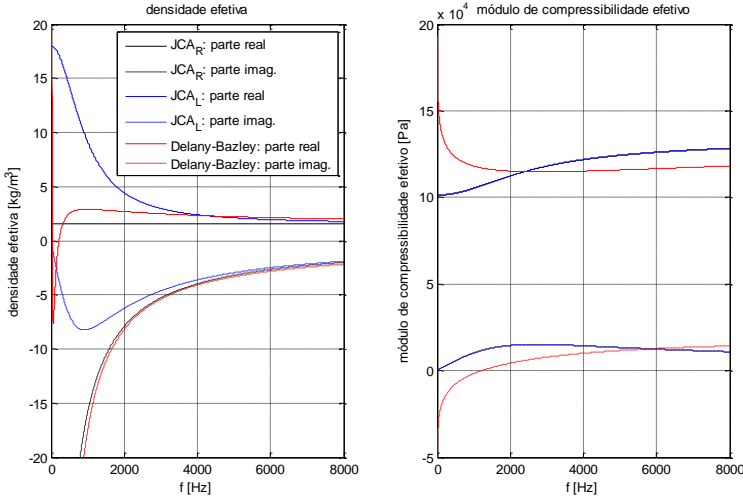


Figura 2.3. Densidade efetiva e módulo de compressibilidade efetivo da fibra I, preditos pelos modelos apresentados.

Primeiramente, observa-se que os modelos JCA_R e JCA_L diferem apenas na densidade efetiva, enquanto seus módulos de compressibilidade efetivos são idênticos (as curvas preta e azul estão superpostas). A diferença entre suas densidades efetivas diminui gradualmente com o aumento da frequência, tanto na parte real quanto na parte imaginária. Para o exemplo mostrado na Figura 2.3, esta diferença é perceptível em praticamente todo o espectro, principalmente abaixo de 4 kHz. Quanto maior a densidade aparente do material poroso, menor a faixa de frequência em que os dois modelos diferem, já que uma maior densidade aparente tende a tornar a estrutura mais rígida.

O modelo de Delany e Bazley prediz valores perceptivelmente diferentes daqueles relativos aos modelos JCA. Vale ressaltar, porém, que estes valores possuem, em geral, a mesma ordem de grandeza. A parte real da densidade efetiva que se apresenta negativa nas baixas frequên-

cias não está em uma região válida do modelo, como estabelecido pelas limitações recomendadas às equações (2.14) e (2.15).

2.3 Impedância de superfície e coeficiente de absorção por incidência normal

Como visto, a densidade efetiva $\tilde{\rho}$ e o módulo de compressibilidade efetivo \tilde{K} são parâmetros que caracterizam um fluido equivalente. Diretamente ligados a estes, a impedância característica Z_c e o número de onda complexo \tilde{k} descrevem o comportamento acústico nesse meio poroso. Porém, quando se trata de incidência normal sobre uma amostra de material poroso, é comum se referir à impedância de superfície Z_s . A impedância de superfície da amostra depende das propriedades acústicas do material, Z_c e \tilde{k} , de sua espessura d e de suas condições de contorno e montagem.

A Figura 2.4 mostra um campo estacionário decomposto em duas ondas planas que se propagam na direção do eixo x : onda incidente, com pressão p_i e sentido para a direita, e onda refletida, com pressão p_r e sentido oposto. A razão p_r/p_i é o coeficiente de reflexão na interface ar/fluido equivalente (superfície representada pelo número 4). O coeficiente de reflexão R está relacionado às propriedades do ar e à impedância de superfície Z_s :

$$R = \frac{Z_s - \rho_0 c_0}{Z_s + \rho_0 c_0} \quad (2.16)$$

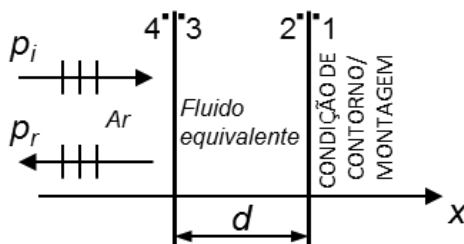


Figura 2.4. Ondas planas incidente e refletida sobre amostra de material poroso, representado por um fluido equivalente.

Para determinar a impedância de superfície indicada pelo ponto 4 é necessário conhecer primeiramente a superfície 1. A superfície 1 pode

estar apoiada ou presa a uma outra superfície ou em contato com um fluido, por exemplo. Tudo o que está a direita da superfície 1 é representado por uma impedância de superfície Z_{s1} . Conhecendo as condições de contorno da amostra, é possível determinar sua impedância de superfície Z_s

$$Z_s = \frac{Z_c}{\phi} \left[\frac{Z_c - j\phi Z_{s1} \cotg(\tilde{k}d)}{\phi Z_{s1} - jZ_c \cotg(\tilde{k}d)} \right]. \quad (2.17)$$

A equação (2.17) é conhecida como teorema da translação de impedância (ALLARD; ATALLA, 2009). Nota-se que a impedância de superfície sob incidência normal Z_s representa não somente a amostra, mas todo o “sistema” que se encontra a direita da superfície 4.

Quando a superfície 1 da amostra está fixada sobre uma superfície rígida ($Z_{s1} \rightarrow \infty$), a equação (2.17) se reduz à seguinte expressão

$$Z_s = \frac{-j}{\phi} Z_c \cotg(\tilde{k}d). \quad (2.18)$$

A impedância de superfície pode ser usada como indicador acústico de uma amostra de espessura d sobre parede rígida, sendo isto muito comum em aplicações de engenharia. Este parâmetro tem valor complexo e dependente da frequência.

Um indicador acústico ainda mais usado no setor industrial é o coeficiente de absorção por incidência normal, expresso pela equação (2.19)

$$\alpha = 1 - |R|^2 = \frac{4\text{Re}(Z_{sN})}{[\text{Re}(Z_{sN}) + 1]^2 + [\text{Im}(Z_{sN})]^2}. \quad (2.19)$$

na qual Z_{sN} é a impedância de superfície normalizada pela impedância do ar ($\rho_0 c_0$).

O coeficiente de absorção varia entre 0 e 1, sendo zero a reflexão total da energia acústica incidente sobre a superfície e 1 a absorção total da energia acústica incidente. Embora seja um indicador de fácil interpretação, é mais restrito que o coeficiente de reflexão ou a impedância

de superfície, pois carrega menos informações. O coeficiente de absorção está relacionado à energia e, por isso, é um valor real. Já o coeficiente de reflexão e a impedância de superfície estão relacionados à pressão, sendo valores complexos, indicando magnitude e fase.

Experimentalmente, a medição da impedância de superfície de uma amostra sobre incidência normal é tipicamente realizada em um tubo de impedância. O procedimento de teste é descrito em norma, amplamente difundido e será tratado na subseção 2.4.1. A determinação experimental da impedância de superfície, pela sua simplicidade e praticidade, é a base para o método inverso de caracterização dos materiais porosos, apresentado a seguir.

2.4 Método inverso de caracterização acústica

Atalla (2002) propõe um método inverso de caracterização acústica de materiais porosos, através do qual estima os cinco parâmetros macroscópicos (resistividade ao fluxo σ , porosidade ϕ , tortuosidade α_∞ , comprimento característico viscoso Λ e comprimento característico térmico Λ') a partir da impedância de superfície medida experimentalmente e do uso de um algoritmo de otimização. Resumidamente, a proposta do método consiste em ajustar os melhores parâmetros macroscópicos que, inseridos em um modelo preditivo (JCA, por exemplo), minimizem a diferença entre a impedância de superfície normalizada experimental e aquela predita pelo modelo analítico. Esta diferença (chamada de erro) é representada pela função objetivo.

O processo de otimização visa minimizar a função objetivo, que é usada como um indicador da qualidade dos parâmetros estimados. O vetor $a = \{\sigma, \phi, \alpha_\infty, \Lambda, \Lambda'\}$ contém os parâmetros a serem determinados. A função objetivo adotada é a soma dos quadrados dos erros, medida global de erro que é simples e adequada ao problema:

$$F_{\text{obj}} = \sum_{i=1}^n |Z_{\text{sN}}^{\text{p}}(\omega_i; a) - Z_{\text{sN}}^{\text{m}}(\omega_i)|^2, \quad (2.20)$$

na qual $Z_{\text{sN}}^{\text{p}}(\omega_i; a)$ representa o valor da impedância de superfície normalizada estimada pelo modelo na i -ésima frequência, $Z_{\text{sN}}^{\text{m}}(\omega_i)$ é a impedância de superfície normalizada medida na mesma i -ésima frequência e o valor n indica o número de frequências computadas no somatório. Tendo em vista que os modelos preditivos dos parâmetros macros-

cópicos são não-lineares (ver seção 2.2), conclui-se que a função objetivo também é não-linear em relação aos parâmetros a serem determinados. Portanto, classifica-se o problema de inversão a ser resolvido como um problema de otimização paramétrica não-linear (ARORA, 2004).

Visto que os parâmetros neste problema devem possuir um sentido físico, restringe-se a busca a um domínio no qual as soluções sejam fisicamente aceitáveis. Essa imposição de limites aos parâmetros faz parte de um processo conhecido no campo dos problemas inversos como “regularização da função objetivo”.

Após uma série de testes do método inverso sobre materiais fibrosos, e baseado nas restrições impostas por Atalla (2002) e Atalla e Panneton (2005), definiu-se neste trabalho os seguintes limites inferiores e superiores usados para cada parâmetro macroscópico, adequados a materiais fibrosos:

$$\left[\begin{array}{l} 1 \leq \alpha_{\infty} \leq 4; \\ 10 \cdot 10^{-6} \leq \Lambda, \Lambda' \leq 500 \cdot 10^{-6}; \\ \Lambda \leq \Lambda'; \\ 0,80 \leq \phi \leq 0,99; \\ 10^3 \leq \sigma \leq 3 \cdot 10^5. \end{array} \right. \quad (2.21)$$

A fim de tornar o método inverso mais robusto, Atalla (2002) propõe medir no tubo de impedância duas espessuras diferentes, d_1 e d_2 , do mesmo material poroso, e minimizar a soma das funções objetivo referentes a cada espessura. O método inverso usando duas espessuras é definido por:

$$\left[\begin{array}{l} \min [F_{\text{obj}_1}(a) + F_{\text{obj}_2}(a)] \approx 0, \\ \text{com } L_b \leq a \leq U_b; \\ F_{\text{obj}_1} = \sum_{i=1}^n |Z_{\text{sN}_1}^{\text{p}}(\omega_i; a) - Z_{\text{sN}_1}^{\text{m}}(\omega_i)|^2; \\ F_{\text{obj}_2} = \sum_{i=1}^n |Z_{\text{sN}_2}^{\text{p}}(\omega_i; a) - Z_{\text{sN}_2}^{\text{m}}(\omega_i)|^2. \end{array} \right. \quad (2.22)$$

O vetor paramétrico a é restringido a determinado domínio de busca pelo limite inferior, L_b , e pelo limite superior, U_b , os quais foram defi-

nidos na equação (2.21). Os índices 1 e 2 mostrados na equação (2.22) são referentes as amostras testadas de espessura d_1 e d_2 , respectivamente.

O método de medição no tubo de impedância e o algoritmo de otimização escolhido neste trabalho (Evolução Diferencial) são discutidos separadamente nas subsecções 2.4.1 e 2.4.2.

2.4.1 Medição experimental da impedância de superfície: tubo de impedância

A impedância de superfície de uma amostra pequena pode ser medida prática e rapidamente em um tubo de impedância, por meio do método da função de transferência, descrito na norma ISO 10534-2 (1998).

Nesse método, ondas planas são geradas no interior de um tubo por uma fonte sonora, localizada em uma de suas extremidades. A fonte sonora é ligada a um amplificador, que por sua vez é ligado a um gerador de sinais. O uso de um sinal aleatório, com densidade espectral plana em toda faixa de frequência de interesse, é favorável para a medição. No outro extremo do tubo, posiciona-se a amostra a ser medida junto a uma terminação com parede rígida. Através de medições independentes feitas por dois microfones, posicionados rentes à parede, é possível decompor o campo acústico, determinando a parcela da onda que incide sobre a amostra e a parcela refletida. A Figura 2.5 esquematiza o posicionamento da fonte, da amostra e dos dois microfones.

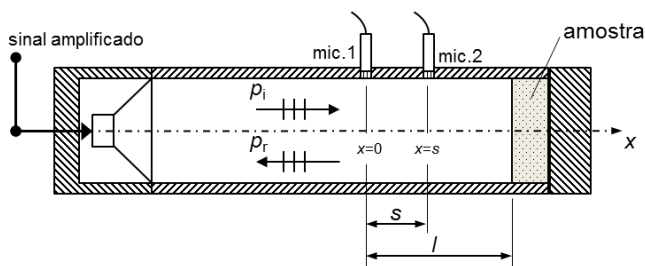


Figura 2.5. Esquema de um tubo de impedância utilizando o método da função de transferência.

Processam-se então os dados, convertendo os sinais de pressão medidos por cada microfone para o domínio da frequência, através da transformada rápida de Fourier (FFT), e determinando a função de trans-

ferência entre esses sinais. A partir desta medição, é possível determinar o coeficiente de reflexão da superfície da amostra por

$$R = \left(\frac{H_{12} - e^{-jk_0s}}{e^{jk_0s} - H_{12}} \right) e^{2jkl}, \quad (2.23)$$

na qual $H_{12} = p_{x=0}/p_{x=s}$ é a função de transferência do microfone 1 em relação ao microfone 2 e $k_0 = \omega/c_0$ é o número de onda no ar. As outras variáveis são distâncias indicadas na Figura 2.5. Pela relação do coeficiente de reflexão com a impedância de superfície, tem-se

$$Z_s = \rho_0 c_0 \left(\frac{1 + R}{1 - R} \right). \quad (2.24)$$

A relação entre o coeficiente de reflexão e o coeficiente de absorção é dada pela equação (2.19).

Para garantir que haja somente incidência de ondas planas sobre a amostra, a faixa de frequência de análise deve estar abaixo da frequência de corte do tubo. Para um tubo circular, a frequência de corte, em Hz, é aproximadamente:

$$f_{\text{corte}} = 0,58c_0/d_i, \quad (2.25)$$

sendo d_i o diâmetro interno do tubo. Certificada esta primeira condição, a norma ISO 10534-2 (1998) indica ainda a faixa de frequência de análise dentro da qual se mantém baixo nível de erro nos dados de entrada (BODÉN; ÅBOM, 1986). Esta faixa está relacionada principalmente à distância entre os microfones e está restrita entre os valores

$$\frac{0,05c_0}{s} \leq f \leq \frac{0,45c_0}{s}. \quad (2.26)$$

Ao se usar este método, é necessário ter em mente que as respostas em frequência de cada um dos dois microfones são diferentes em amplitude e fase. Para efetuar o “casamento” de fase entre o par de microfones, dois procedimentos diferentes são propostos, pelos quais se

obtem a função de transferência corrigida. O primeiro, referido como “medição repetida com microfones permutados”, consiste nos seguintes passos:

- Realiza-se uma primeira medição com os microfones posicionados conforme a Figura 2.5. Obtém-se H_{12}^I ;
- Invertem-se as posições dos dois microfones no tubo, mantendo-os ligados ainda aos mesmos canais do analisador. Executa-se uma segunda medição, nomeada H_{12}^{II} ;
- A função transferência corrigida (que deve ser usada na equação (2.20)) é calculada da seguinte forma:

$$H_{12} = \sqrt{H_{12}^I / H_{12}^{II}}. \quad (2.27)$$

O segundo procedimento usa uma amostra especial com alto nível de absorção (uma “terminação anecóica”) para determinar um fator de calibração. Este fator é usado para corrigir a fase em todas as medições posteriores. Este procedimento é vantajoso quando se deseja medir um grande número de amostras, pois após a calibração, as medições são feitas apenas com os microfones nas posições originais.

- Com a amostra de alto nível de absorção posicionada, determina-se \hat{H}_{12}^I e \hat{H}_{12}^{II} , a semelhança do que é feito com cada amostra na “medição repetida com microfones permutados”. O símbolo ^ sobre a função de transferência indica que a medição é realizada com a amostra de alto nível de absorção. O fator de calibração é dado por

$$H_c = \sqrt{\hat{H}_{12}^I \hat{H}_{12}^{II}}. \quad (2.28)$$

- Posiciona-se a amostra a ser testada no tubo de impedância, e com os microfones na posição original (ver Figura 2.5), executa-se a medição de H_{12}^I ;
- A função transferência corrigida é então obtida pela equação

$$H_{12} = H_{12}^l / H_c. \quad (2.29)$$

O fator de correção H_c deve ter módulo próximo a 1, valor que está relacionado a alta absorção. Por isso, a validade do fator H_c nas baixas frequências depende do nível de absorção alcançado pela amostra especial nestas frequências.

Efeitos adicionais, como a atenuação das ondas acústicas no interior do tubo devido à influência de suas paredes e mudanças das propriedades do ar causadas pela variação da temperatura ambiente, não serão considerados neste trabalho.

O tubo de impedância usado nos procedimentos experimentais é apresentado na subseção 2.6.1, assim como os demais equipamentos envolvidos.

2.4.2 Algoritmo de otimização: Evolução Diferencial

O algoritmo Evolução Diferencial (*Differential Evolution*, em inglês, comumente expresso pela sigla *DE*) faz parte da família dos algoritmos de evolução, tal quais os algoritmos genéticos (*GA*), e é aplicado em problemas de otimização global. Desenvolvido por Price e Storn, o *DE* foi pela primeira vez documentado em 1995 (STORN; PRICE, 1995). No ano seguinte, o *DE* disputou a Primeira Competição Internacional em Computação Evolutiva, durante o *IEEE Congress on Evolutionary Computation*, e conquistou a terceira colocação geral (sendo que os dois primeiros colocados não podiam ser considerados como algoritmos de otimização de uso geral). Desde então, o *DE* vem ganhando popularidade na comunidade científica por ser um algoritmo simples e ao mesmo tempo robusto, tendo aplicação nas mais variadas áreas (PRICE; STORN; LAMPINEN, 2005).

Como outros algoritmos de evolução, o *DE* é baseado na analogia da seleção natural que, com o decorrer das gerações, refina o desempenho dos indivíduos de uma população de acordo com seu ambiente. Esse refinamento acontece por meio de ciclos de mutações, recombinações e seleções. O propósito da otimização é encontrar um indivíduo que minimize o valor da função objetivo. Para o problema de interesse nesse trabalho, cada indivíduo é um vetor a composto por cinco parâmetros, como descrito no início da seção 2.4.

Inicialmente, definem-se os limites mínimos e máximos de cada um dos N parâmetros a serem determinados. Esses limites definem o domínio do qual os Np vetores da população inicial serão aleatoriamente escolhidos. Cada vetor da população, chamado de indivíduo, contém N parâmetros.

A seguir, busca-se explicar de maneira resumida o funcionamento do algoritmo *DE*. O exemplo contido no Anexo A, apresentado originalmente por Lampinen e Zelinka (2000), ilustra em forma de fluxograma as diferentes fases do *DE* na passagem de uma geração a outra e serve como apoio para um melhor entendimento do algoritmo.

- O n -ésimo ($n = 1, 2, \dots, Np$) indivíduo da população atual é selecionado como vetor alvo (*target vector*), o qual fica alocado para as fases de recombinação e seleção. Inicia-se por $n = 1$;
- Dois outros vetores dentro dessa população atual são selecionados aleatoriamente e a diferença entre eles é efetuada. Com isso, obtém-se um vetor diferença. Em seguida, esse vetor é multiplicado por um fator de mutação F , que é uma constante real positiva, situada no intervalo $(0, 1]$ (LAMPINEN; ZELINKA, 2000), fixada pelo usuário;
- Esse vetor diferença ponderado é somado a um terceiro vetor escolhido dentre a população atual. Dependendo da estratégia utilizada, este terceiro vetor pode ser o melhor indivíduo da população (com menor valor da função objetivo) ou um vetor aleatório da população atual. O vetor resultante dessa operação é chamado de vetor perturbado (*noisy vector*). Esta fase é nomeada de mutação;
- A fase seguinte consiste na recombinação ou cruzamento (*crossover*) do vetor perturbado com o vetor alvo. Esses dois vetores dão origem a um novo vetor, chamado de vetor teste (*trial vector*). Uma constante real definida pelo usuário, chamada de “probabilidade de recombinação” (*crossover probability*), $Cr \in [0, 1]$, rege o processo. Os parâmetros do vetor teste, identificados pelo índice i ($i = 1, 2, 3, \dots, N$), são definidos sequencialmente, da seguinte forma: um gerador de números aleatórios, com distribuição normal e dentro do intervalo $[0, 1]$, fornece um valor r_i que é comparado a constante Cr . Se $r_i \leq Cr$, o i -ésimo parâmetro do vetor teste é igual ao i -ésimo parâmetro do vetor perturbado. Se $r_i > Cr$, o i -ésimo parâmetro do vetor teste é igual ao i -ésimo parâmetro do vetor alvo. Definido o i -ésimo parâmetro, passa-se para a determinação do $(i + 1)$ -ésimo parâmetro, seguindo a mesma lógica, até

completar-se os N parâmetros. Essa estratégia de recombinação é chamada de binomial. Se a estratégia for definida como exponencial, assim que a condição $r_i > Cr$ for atendida, não só o i -ésimo parâmetro do vetor teste torna-se igual ao i -ésimo parâmetro do vetor alvo, mas todos os parâmetros restantes do vetor teste são automaticamente copiados do vetor alvo e a recombinação termina. Em todos os casos, se algum parâmetro do vetor teste estiver fora dos limites estabelecidos inicialmente, este é convertido para o valor do limite mais próximo;

- A terceira fase é chamada de seleção, na qual o vetor alvo e o vetor teste são confrontados. O valor da função objetivo de cada um desses vetores é comparado e aquele com menor valor é selecionado. O vetor selecionado ocupa então a n -ésima posição dentro da população da próxima geração;
- Seleciona-se o $(n + 1)$ -ésimo indivíduo da população atual como próximo vetor alvo e repete-se todo o ciclo. Após Np ciclos, obtém-se a população da próxima geração com Np indivíduos;
- Esta nova geração assume, então, o posto de população atual e todo o processo descrito acima é repetido. O processo é finalizado quando se alcança um número de gerações especificado pelo usuário ou se atinge um tempo limite estipulado também pelo usuário, ou se chega a uma situação de estagnação, ou seja, quando após uma série de iterações, nenhuma melhora na população é observada. O melhor indivíduo, isto é, aquele com menor valor da função objetivo, é a solução fornecida pelo algoritmo.

A principal diferença entre o *DE* e outros algoritmos de evolução está na fase de mutação. Enquanto a maioria dos outros algoritmos de evolução faz uso de funções distribuição de probabilidade para perturbar indivíduos da população, o *DE* usa simplesmente a diferença entre dois vetores aleatórios da população para perturbar um terceiro vetor. Essa característica faz com que o *DE* se adapte rapidamente e eficazmente à função objetivo e confere boa convergência ao algoritmo à medida que este se aproxima do mínimo global. Outra vantagem do *DE* reside no fato de possuir apenas três parâmetros que controlam seu funcionamento: tamanho da população Np , fator de mutação F e probabilidade de recombinação Cr . A escolha do algoritmo *DE* é motivada principalmente pelos trabalhos de Atalla (ATALLA, 2002; ATALLA; PANNETON, 2005), que após implementar e testar vários algoritmos de otimização no problema de caracterização acústica de materiais porosos por método

inverso, identificou o *DE* como o algoritmo de melhor desempenho para esta aplicação.

Atalla (2002), ao utilizar o *DE* na caracterização de materiais porosos, defende o uso de $Cr = 1$. Isto implica que o vetor teste é sempre idêntico ao vetor perturbado, não havendo, na teoria, a fase de recombinação. Nessa condição, diz-se que o algoritmo *DE* é rotacionalmente invariante (PRICE; STORN; LAMPINEN, 2005). Atalla argumenta que, pelo fato dos parâmetros envolvidos no problema (parâmetros macroscópicos do material poroso, descritos na seção 2.1) serem mutualmente dependentes, a recombinação pode quebrar essa dependência que poderia existir nos vetores aleatórios e que é perpetuada na mutação.

2.5 Comparação dos modelos JCA_L , JCA_R e Delany-Bazley aplicados ao algoritmo de otimização

Visando verificar a validade e eficácia do algoritmo *DE*, em termos de confiabilidade e velocidade de convergência, propõe-se inicialmente um teste simples: especifica-se um material poroso e duas espessuras d_1 e d_2 ; por meio do modelo preditivo JCA_L , geram-se duas impedâncias de superfície normalizadas Z_{SN_1} e Z_{SN_2} (dois vetores, cada um representando uma espessura, e cujos elementos correspondem à impedância de superfície normalizada nas frequências de interesse), através das equações (2.8) a (2.13) e (2.18), que serão consideradas como as impedâncias de superfície normalizadas de referência, equivalentes às impedâncias de superfície normalizadas experimentais $Z_{SN_1}^m$ e $Z_{SN_2}^m$ denotadas na equação (2.22); em seguida, efetua-se a otimização como descrita na seção 2.4, buscando minimizar a soma das funções objetivo referentes a cada espessura, como expresso na equação (2.22). Ao se calcular as impedâncias de superfície normalizadas estimadas $Z_{SN_1}^p$ e $Z_{SN_2}^p$ também pelo modelo JCA_L , espera-se logicamente que a função objetivo convirja para zero.

Na sequência, repete-se a otimização mais duas vezes, substituindo em cada uma delas o modelo usado para calcular as impedâncias de superfície normalizadas estimadas. Primeiro, utiliza-se o modelo JCA_R , e na otimização seguinte, o modelo de Delany-Bazley. O propósito dessa modificação é avaliar o quanto a impedância de superfície normalizada entregue por esses dois modelos consegue se ajustar àquela do modelo JCA_L . Além disso, pretende-se examinar a diferença dos conjuntos de parâmetros macroscópicos resultantes dessas otimizações.

O material poroso escolhido é o material fibroso de estrutura flexível identificado como fibra I, já tratado na subseção 2.2.3 e de propriedades macroscópicas apresentadas na Tabela 2.1. As espessuras selecionadas são $d_1 = 12,5$ mm e $d_2 = 25$ mm. Com esses parâmetros conhecidos, calculam-se as impedâncias de superfície normalizadas Z_{sN_1} e Z_{sN_2} através do modelo JCA_L .

Para estas otimizações com o algoritmo *DE*, adotou-se os seguintes parâmetros de controle: $Np = 140$, $F = 0,935$ e $Cr = 1$. A estratégia de otimização seguida é denotada por *DE/best/1/exp* (DE OLIVEIRA; SARAMAGO, 2007). Como critério de parada estabeleceu-se um número máximo de 100 gerações e nenhum limite de tempo. A faixa de frequência utilizada abrange frequências de 750 Hz a 5000 Hz, com discretização de 1 Hz. No momento, a escolha dessa faixa de frequência é apenas uma conveniência, porém possui uma justificativa quando a otimização está relacionada às medições feitas em tubo de impedância real, questão que será tratada na seção 2.6.

Para as otimizações que usam os modelos JCA_L e JCA_R para calcular a impedância de superfície normalizada estimada, os cinco parâmetros a serem determinados são: resistividade ao fluxo, porosidade, tortuosidade, comprimento característico viscoso e comprimento característico térmico. A busca por esses parâmetros é feita respeitando as restrições indicadas pela equação (2.21). As espessuras e a densidade aparente total do material são fornecidas pelo usuário. Já para a otimização que usa Delany-Bazley, têm-se apenas um parâmetro a ser definido, que é a resistividade ao fluxo, e nenhuma restrição é estabelecida. Os parâmetros são quantizados nas otimizações, sendo que a seguinte discretização foi escolhida: $\Delta\sigma = 10$; $\Delta\phi = 0,01$; $\Delta\alpha_\infty = 0,1$; $\Delta\Lambda = 10^{-6}$ e $\Delta\Lambda' = 10^{-6}$. Esses valores foram escolhidos tendo em vista a ordem de grandeza dos parâmetros. As restrições estabelecidas pela equação (2.21), juntamente com a quantização adotada, fazem com que o número de possíveis vetores paramétricos a seja próximo de $4,33 \cdot 10^{12}$.

A Figura 2.6 apresenta as impedâncias de superfície normalizadas de cada espessura da fibra I, sendo representada em vermelho a parte real e em preto a parte imaginária. A impedância de superfície normalizada de referência é traçada em linhas cheias. Como previsto, o modelo JCA_L ajusta os valores de impedância de superfície com extrema exatidão, como pode ser visto na conformidade entre os marcadores circulares e as linhas cheias. Na mesma figura também estão representados os resultados provenientes das otimizações feitas com o modelo JCA_R

(marcadores quadrados) e com o modelo de Delany-Bazley (marcadores em cruz).

As curvas de coeficiente de absorção correspondentes, obtidas através da equação (2.19), são mostradas na Figura 2.7, na qual os resultados referentes à espessura de 12,5 mm são representados em vermelho e aqueles relativos à espessura de 25 mm, estão em preto. Cada uma das três otimizações são representadas pelos mesmos símbolos de marcadores citados anteriormente.

A contribuição do efeito de inércia da estrutura flexível do material sobre a absorção é evidenciada na Figura 2.7, particularmente na curva correspondente à espessura de 25 mm, onde se identifica um pico na absorção em torno de 1000 Hz. Esse efeito inercial está vinculado à densidade efetiva no modelo JCA_L , como demonstrado na subseção 2.2.3. Nota-se que esse efeito não é capturado nem pelo modelo JCA_R e nem pelo modelo de Delany-Bazley, o que era esperado, já que esses dois modelos consideram que o material poroso tem estrutura rígida.

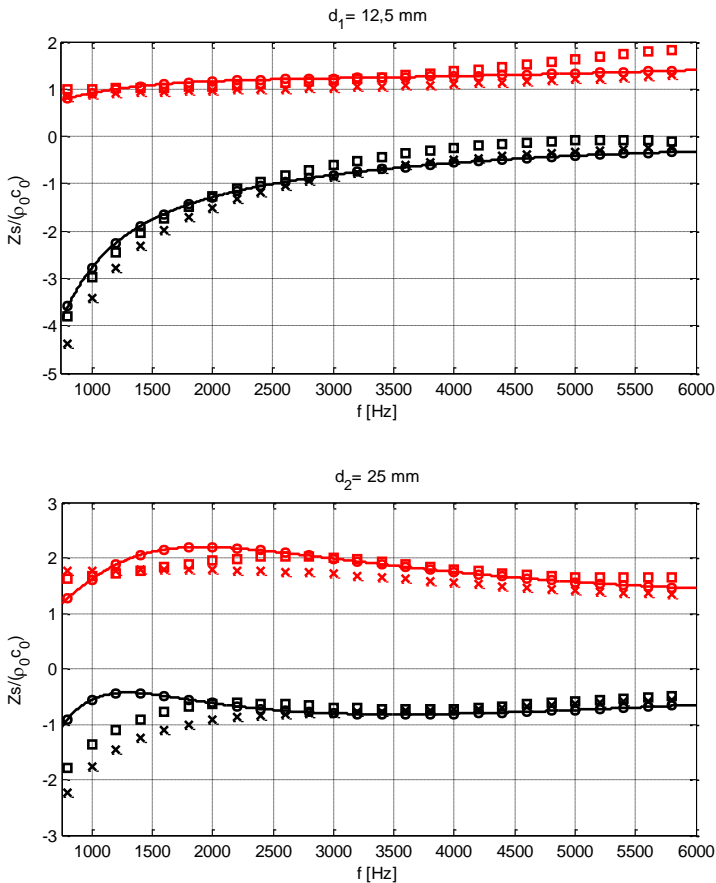


Figura 2.6. Comparação da impedância de superfície de referência gerada pelo modelo JCA_L e impedâncias de superfície otimizadas usando os modelos JCA_L , JCA_R e Delany-Bazley. Fibra I. Em vermelho valores reais, em preto valores imaginários. (—): referência; (○): JCA_L ; (□): JCA_R ; (×): Delany-Bazley.

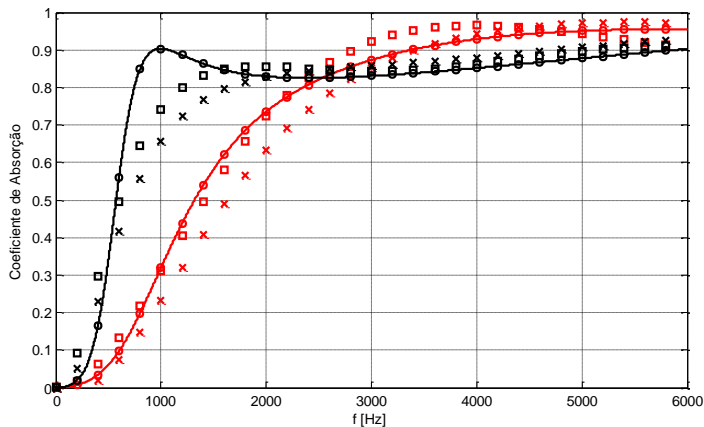


Figura 2.7. Comparação do coeficiente de absorção referência gerado a partir do modelo JCA_L e coeficientes de absorção otimizados usando os modelos JCA_L, JCA_R e Delany-Bazley. Fibra I. Vermelho: espessura 12.5 mm; preto: espessura 25 mm. (—): referência; (○): JCA_L; (□): JCA_R; (×): Delany-Bazley.

Os valores dos parâmetros resultantes de cada otimização estão apresentados na Tabela 2.2, bem como o valor da função objetivo correspondente. São notórias a exatidão da otimização com o modelo JCA_L, como esperado, e a diferença dos conjuntos de parâmetros encontrados nos outros casos.

Tabela 2.2. Parâmetros macroscópicos encontrados nas otimizações usando os modelos preditivos JCA_L, JCA_R e Delany-Bazley.

Modelo preditivo	σ (Rayls/m)	ϕ	α_{∞}	Λ (μm)	Λ' (μm)	Valor da função objetivo
JCA _L	105000	0,95	1	35	105	$1,77 \cdot 10^{-27}$
JCA _R	69430	0,99	1	15	95	820,06
Delany-Bazley	84460	-	-	-	-	18352
Valores reais	105000	0,95	1	35	105	-

A incapacidade dos modelos JCA_R e Delany-Bazley em minimizar ainda mais a função objetivo não foi causada pela escolha do número de gerações, o que é confirmado pela Figura 2.8, que mostra de fato a

convergência para valores precisos da função objetivo em cada uma das três otimizações.

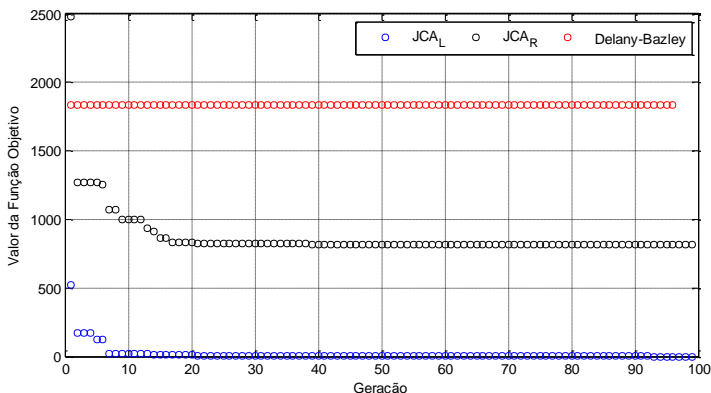


Figura 2.8. Valor da função objetivo em cada geração do processo de otimização nos três casos testados.

Destaca-se por meio desta análise, a importância da escolha do modelo preditivo, seja JCA_L, JCA_R, Delany-Bazley (ou mesmo outro modelo), na otimização proposta. Para ser representativo, o modelo deve ser adequado ao tipo do material poroso estudado e à sua estrutura. Como exemplificado, cada modelo preditivo usado na otimização pode levar a parâmetros macroscópicos diferentes. A observação pode também ser estendida a parâmetros macroscópicos medidos através de métodos diretos (procedimentos experimentais), se ao fim o intuito é caracterizar acusticamente o material poroso por meio de um modelo preditivo. Mesmo que esses parâmetros tenham valores “exatos”, o modelo preditivo terá um papel fundamental na atribuição das características acústicas do material. Este fato é ilustrado pela Figura 2.9, na qual o coeficiente de absorção para as amostras de 12,5 e 25 mm de espessura da fibra I são calculados a partir dos modelos JCA_L, JCA_R e Delany-Bazley.

Portanto, ao se informar os parâmetros resultantes da otimização, deve-se também indicar o modelo preditivo envolvido, pois são os parâmetros, combinados com o modelo que os gerou, que predizem as propriedades acústicas, $\tilde{\kappa}$ e Z_c , do material poroso.

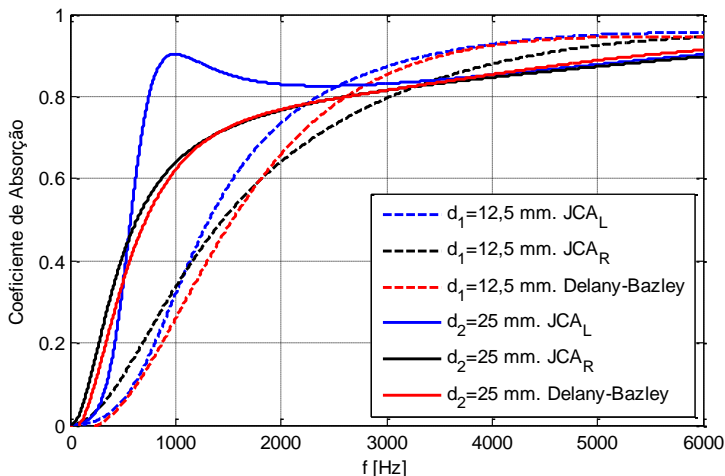


Figura 2.9. Coeficiente de absorção da fibra I calculado através dos modelos JCA_L, JCA_R e Delany-Bazley.

2.6 Aplicação do método inverso de caracterização acústica

O método inverso de caracterização acústica, discutida na seção 2.4, consiste em medições em tubo de impedância, com o objetivo de determinar a impedância de superfície da amostra, seguidas de um processo de otimização que estima os parâmetros macroscópicos do material. A seguir, é apresentada a instrumentação e os procedimentos utilizados nos testes experimentais, os materiais porosos testados e a configuração das amostras, bem como os ajustes feitos no algoritmo *DE* para executar as otimizações.

2.6.1 Tubo de impedância e equipamentos utilizados

A determinação da impedância de superfície das amostras testadas, realizada no Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA-UFSC), foi feita por meio de medições em tubo de impedância seguindo o método da função de transferência, descrito na norma ISO 10534-2 (1998).

Complementando o tubo de impedância, utilizam-se os seguintes equipamentos no teste:

- 2 microfones de 1/2", modelo B&K 4942-A-021;
- Analisador de sinais, 6 canais, B&K Pulse tipo 3050;
- Computador com *software* Pulse Labshop 12;

- Amplificador de potência B&K tipo 2718.

A geração do sinal aleatório é feita por intermédio de um arquivo extensão .wav, criado previamente em MATLAB e gerenciado no próprio computador. Um esquema da cadeia de instrumentos é apresentado na Figura 2.10.

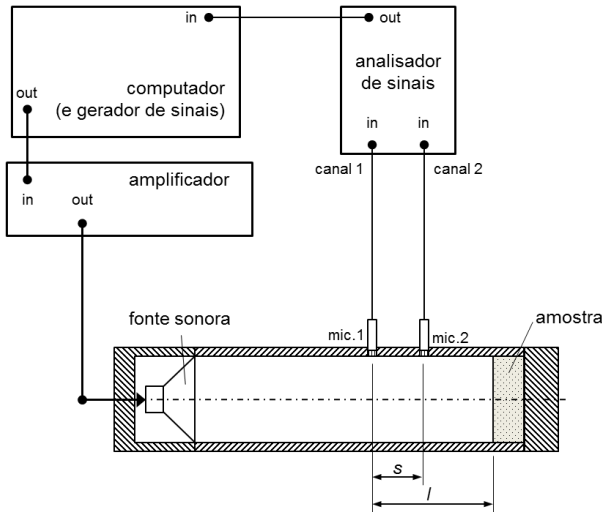


Figura 2.10. Cadeia de instrumentos utilizada para teste em tubo de impedância.

O tubo de impedância, fabricado em aço 1020, tem diâmetro interno de 27 mm e espessura de parede de aproximadamente 4 mm. Os microfones, fixados rentes à parede do tubo, encontram-se separados por uma distância de 24 mm. No extremo oposto à fonte acústica encontra-se o porta-amostra, também em aço 1020, que é unido ao tubo de impedância por flanges. Três porta-amostras de profundidades diferentes, 13 mm, 23 mm e 51 mm, são usados nos testes. Todos possuem um fundo com 20 mm de espessura de parede, caracterizando a parede rígida na qual a amostra é apoiada. A distância, na direção axial do tubo de impedância, entre o microfone 1 e a entrada do porta-amostra (junção flangeada) é de 43 mm. O diâmetro interno do tubo de impedância e a distância entre os microfones, de acordo com as equações (2.25) e (2.26), restringem as medições a faixa de frequência compreendida entre 720 e 6400 Hz, aproximadamente. Mais detalhes construtivos e de projeto do tubo de impedância utilizado podem ser encontrados em (MAREZE, 2013). A Figura 2.11 mostra o tubo de impedância utilizado, juntamente

com os outros equipamentos necessários. A Figura 2.11 mostra também, em detalhe, o par de microfones fixados ao tubo e os porta-amstras utilizados.

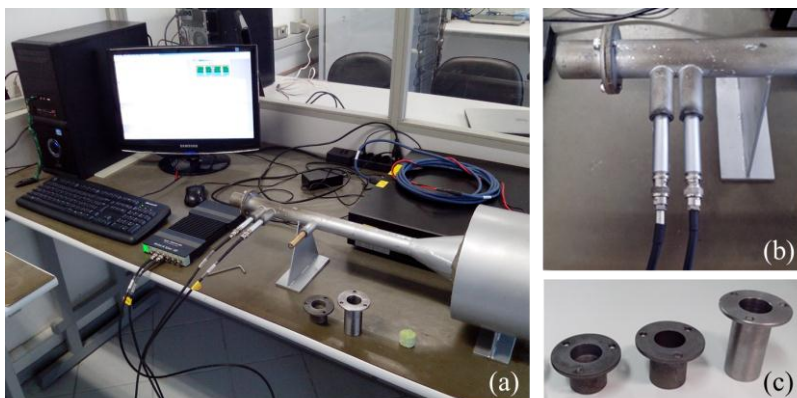


Figura 2.11. a) Tubo de impedância e instrumentos utilizados; b) detalhe da posição dos microfones; c) porta-amstras utilizados.

2.6.2 Materiais porosos testados

Amostras de três materiais fibrosos diferentes são testadas, sendo: duas fibras de vidro de baixa densidade e estrutura flexível, usadas na indústria aeroespacial para isolamento térmico e acústico em diversas aplicações; e uma lã de rocha, de estrutura rígida, comum em aplicações termoacústicas industriais e na construção civil. As fibras de vidro testadas serão identificadas no restante desse trabalho como fibra A e fibra B. A Tabela 2.3 especifica as espessuras nominais das mantas das quais as amostras são originárias, assim como a densidade aparente total de cada material, valor este fornecido pelo fabricante.

Tabela 2.3. Espessura e densidade aparente total dos materiais fibrosos testados.

Material	Fabricante	Espessura (mm)	ρ_t (kg/m ³)
Fibra A	Johns Manville	25,4 (1")	9,6
Fibra B	Johns Manville	9,53 (3/8")	19,2
Lã de Rocha	Rockfibras	25,4 (1")	64

Um pequeno “cortador de amostras”, um cilindro com bordas afiadas, é usado para cortar e extrair das mantas, amostras cilíndricas com 27 mm de diâmetro. A espessura de cada amostra é igual a da manta correspondente. É importante que o diâmetro da amostra seja igual ao diâmetro interno do porta-amostra/tubo de impedância, pois caso este seja menor, surgirão frestas entre a amostra e o porta-amostra que poderão modificar a resposta acústica do material testado, e caso o diâmetro seja maior, ocorrerá uma compressão do material na direção radial, que afetará a sua estrutura e, conseqüentemente, seu comportamento acústico (ATALLA, 2002). A Figura 2.12 apresenta amostras de cada um dos três materiais testados, assim como uma dessas amostras montada no porta-amostra.

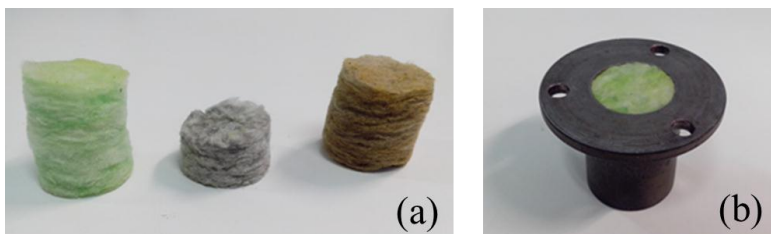


Figura 2.12. a) Da esquerda para a direita: fibra A, fibra B e lã de rocha; b) Amostra ajustada no porta-amostra.

2.6.3 Procedimentos pré-teste

Antes de se iniciar os testes no tubo de impedância, realiza-se a calibração de sensibilidade de cada um dos microfones, fazendo uso do calibrador PCB Piezotronics/Larson Davis, modelo CAL200.

O fator de calibração predeterminado H_c , que corrige a diferença de fase entre os microfones como discutido na subseção 2.4.1, foi calculado a partir de uma amostra de alta absorção, que consiste em um porta-amostra especial com profundidade 76 mm repleto por uma composição multi-camadas de fibras A e B. A Figura 2.13 mostra os valores reais (vermelho) e imaginários (preto) do fator de correção H_c usado neste trabalho, acompanhado da curva de absorção da amostra especial.

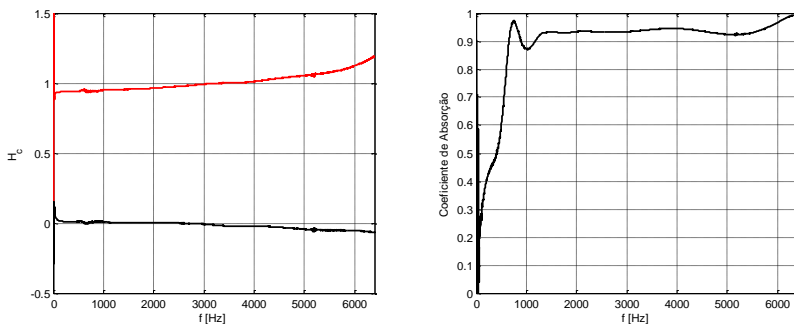


Figura 2.13. Esquerda: fator de correção H_c . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Direita: Coeficiente de absorção da amostra especial.

A comparação do coeficiente de absorção obtido pelos procedimentos “medição repetida com microfones permutados” e “fator de calibração predeterminado”, para uma amostra de fibra B de 9,53 mm de espessura, é mostrada na Figura 2.14. Nota-se uma discordância acentuada até aproximadamente 750 Hz, o que pode ser atribuído ao coeficiente de absorção da amostra especial, usada no cálculo de H_c , nesta faixa de frequência. Uma divergência entre as curvas também passa a ser importante acima de 5000 Hz.

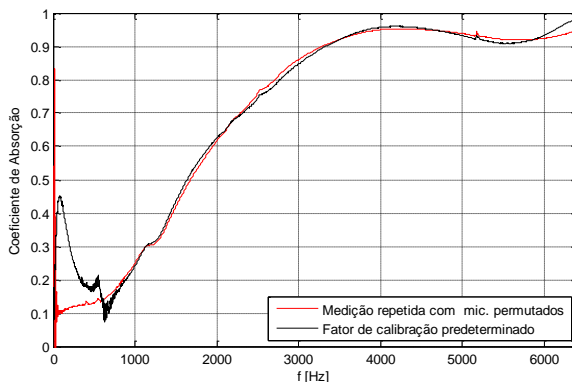


Figura 2.14. Comparação do coeficiente de absorção de uma amostra de fibra B com correção de fase dos microfones feita por dois procedimentos diferentes.

Embora se admita que a “medição repetida com microfones permutados” seja mais efetiva para a calibração da fase na faixa de frequência de medição, consideram-se satisfatórios os resultados obtidos

usando o procedimento do fator de calibração na faixa entre 750 e 5000 Hz, pois a diferença observada entre os dois procedimentos é menor que a diferença existente entre os resultados relativos às diferentes amostras do mesmo material. Os dois procedimentos foram usados neste trabalho, sendo indicado na seção 2.7 qual destes foi usado em cada teste.

2.6.4 Configuração das amostras

Seguindo os procedimentos gerais descritos na subseção 2.4.1, realizam-se os testes no tubo de impedância dos seguintes materiais:

- Lã de rocha, não-comprimida;
- Fibra A, não-comprimida;
- Fibra B, não-comprimida;
- Fibra A, taxa de compressão $n_c = 2$.

na qual $n_c = d_0/d$, sendo d_0 a espessura nominal (não-comprimida) da amostra e d a sua espessura comprimida. Um material poroso comprimido, com taxa de compressão n_c , pode ser considerado como um novo material com um novo conjunto de propriedades macroscópicas. A análise dos efeitos da compressão do material poroso em suas propriedades acústicas é de grande interesse, pois se tratando da sua aplicação de engenharia, os materiais porosos são frequentemente sujeitos à compressão durante a sua instalação (CASTAGNÈDE *et al.*, 2000; CAMPOLINA *et al.*, 2012), o que é verdadeiro também na aplicação de materiais fibrosos em atenuadores dissipativos.

Cada material é medido com duas espessuras diferentes, d_1 e d_2 , sendo d_1 a espessura de uma amostra simples e $d_2 \cong 2d_1$, formada por um par de amostras simples.

A fibra A com taxa de compressão $n_c = 2$ é pré-comprimida dentro do porta-amostra, e devido a flexibilidade de sua estrutura, a amostra se mantém estável na espessura comprimida pelo atrito entre a amostra e as paredes laterais do porta-amostra.

Para cada material fibroso, cinco amostras são retiradas de regiões diferentes da respectiva manta. Inicialmente, cada uma das amostras é medida separadamente, montando a mesma no porta-amostra adequado e seguindo os procedimentos de teste descritos na subseção 2.4.1. A amostra com o dobro da espessura é formada sobrepondo duas amostras simples, escolhidas aleatoriamente dentre as cinco, e montando-as no porta-amostra adequado.

As espessuras d_1 e d_2 dos materiais testados são descritas na Tabela 2.4, juntamente com o porta-amostra utilizado na medição. A taxa de compressão $n_c = 1$ significa que o material se encontra no estado não-comprimido. Na prática, a taxa de compressão foi mantida dentro da faixa $n_c \pm 0,2$, sendo n_c o valor indicado na Tabela 2.4, devido a dificuldade de se manter a taxa de compressão no valor exato durante a montagem da amostra no porta-amostra.

Tabela 2.4. Espessuras das amostras testadas no tubo de impedância.

Material	d_1 (mm)	Porta-amostra (mm)	d_2 (mm)	Porta-amostra (mm)
Fibra A ($n_c = 1$)	25,4	23	50,8	51
Fibra B ($n_c = 1$)	9,5	13	19	23
Lã de Rocha ($n_c = 1$)	25,4	51	50,8	51
Fibra A ($n_c = 2$)	12,7	13	25,4	23

2.6.5 Geração de ruído e parâmetros de aquisição de sinal

A fonte acústica emite um ruído branco com espectro de frequências até 6400 Hz. A geração do sinal é feita em MATLAB, como mencionado na subseção 2.6.1.

A faixa de frequência de análise usada nas medições se estende de 0 a 6400 Hz, com resolução de 1 Hz. A função de transferência resultante é uma média linear de 400 medições (*overlap* de 95%).

2.6.6 Configurações do algoritmo de otimização *DE*

A etapa de otimização, descrita na seção 2.4, deve garantir convergência dos parâmetros a serem determinados e essa é uma das razões pelo qual se deve configurar o algoritmo de maneira adequada. Inicialmente, foram definidas como parâmetros de controle: $Np = 140$, $F = 0,935$ e $Cr = 1$; e como critério de parada um número máximo de 60 gerações, com tempo ilimitado. Buscando reduzir o tempo de otimização, mudou-se o tamanho da população para $Np = 100$ e restringiram-se os critérios de parada para um número máximo de 60 gerações ou um tempo máximo de 300 s. Os parâmetros resultantes se mantive-

ram muito semelhantes ao do caso anterior, mas com o benefício da redução do tempo total de otimização. Assim sendo, foram adotadas as configurações listadas abaixo em todas as otimizações realizadas:

- Parâmetros de controle: $Np = 100$, $F = 0,935$ e $Cr = 1$;
- Critério de parada: número máximo de 60 gerações ou tempo máximo de 300 s;
- Estratégia de otimização: DE/best/1/exp;
- Quantização dos parâmetros: $\Delta\sigma = 10$, $\Delta\phi = 0,01$, $\Delta\alpha_\infty = 0,1$; $\Delta\lambda = 10^{-6}$ e $\Delta\lambda' = 10^{-6}$;
- Faixa de frequência utilizada: 750 – 5000 Hz, com discretização de 1 Hz.

A escolha da faixa de frequência usada na otimização está fundamentada tanto na geometria do tubo de impedância e espaçamento dos microfones, que limitam a faixa de frequência de análise (ver subseção 2.4.1), como também nos problemas identificados na subseção 2.6.3. De qualquer forma, a faixa de 750 Hz a 5000 Hz contém as informações necessárias para efetuar a otimização proposta com duas espessuras e prever os parâmetros macroscópicos do material poroso.

A função objetivo é expressa pela equação (2.22), enquanto que a restrição do domínio dos parâmetros macroscópicos é apresentada na equação (2.21). Os modelos preditivos utilizados no algoritmo foram escolhidos de acordo com a densidade aparente de material testado e a flexibilidade de sua estrutura. Para a lã de rocha, usou-se o modelo JCA_R , enquanto que para as fibras A e B e fibra A comprimida, adotou-se o modelo JCA_L .

2.7 Resultados

Para cada material testado no tubo de impedância, foram medidas cinco amostras simples com espessura d_1 e cinco pares de amostras simples, resultando em uma espessura d_2 . Para cada um destes mesmos materiais foram realizadas cinco otimizações, sendo que em cada uma dessas, escolheu-se aleatoriamente uma medição com espessura d_1 e outra com espessura d_2 .

O primeiro material testado no tubo de impedância foi a fibra B, usando o procedimento de “medição repetida com microfones permutados”. Após a comparação entre os procedimentos de calibração de fase, mostrada na Figura 2.14, optou-se pelo uso do “fator de calibração pre-

determinado” na medição de todos os outros materiais, reduzindo grandemente o tempo total dos procedimentos experimentais.

As Figuras 2.15 a 2.18 dizem respeito às medições e otimizações correspondentes a cada um dos materiais. Estas foram organizadas seguindo o seguinte padrão: acima, à esquerda, encontra-se a impedância de superfície normalizada relativa à espessura d_1 , na qual a cor vermelha representa valores reais e a cor preta, valores imaginários. As linhas cheias representam cada um dos cinco resultados experimentais, permitindo visualizar a dispersão destes. Os marcadores circulares representam a impedância de superfície normalizada do material com espessura d_1 , gerada a partir do modelo preditivo utilizado e da média dos parâmetros otimizados. Acima, à direita, idem, porém para a espessura d_2 . Abaixo, é apresentado o coeficiente de absorção correspondente às espessuras d_1 (cor vermelha) e d_2 (cor preta). Do mesmo modo, as linhas cheias representam os resultados experimentais e os marcadores, os resultados obtidos através da otimização.

As Tabelas 2.5 a 2.8 apresentam os parâmetros macroscópicos encontrados em cada uma das cinco otimizações, juntamente com a média desses valores. Nestas, é possível ter uma noção da dispersão dos parâmetros encontrados em cada otimização. As Tabelas 2.5 a 2.8 também informam a densidade aparente total do respectivo material e o modelo preditivo usado nas otimizações.

A Figura 2.15 e Tabela 2.5 apresentam os resultados correspondentes à lâ de rocha. As curvas de absorção experimentais revelam baixa dispersão, exceto na região entre 1000 Hz a 1500 Hz, onde se evidencia uma queda no coeficiente de absorção devido a uma ressonância da estrutura do material poroso, um comportamento tipicamente poroelástico, na qual o movimento relativo entre as fases sólida e fluida é nulo (ALLARD; ATALLA, 2009). Desconsiderando este efeito, o modelo JCA_R se mostra suficiente para predizer o comportamento acústico da lâ de rocha na faixa de frequência de interesse. A baixa dispersão dos resultados experimentais reflete na concordância entre os parâmetros das cinco otimizações, o que reforça a validade do método inverso na caracterização acústica da lâ de rocha.

Devido à elevada flexibilidade da fibra A (não-comprimida), observa-se uma maior dispersão dos resultados experimentais, como mostra a Figura 2.16. A montagem das amostras de fibra A no porta-amostra pode causar pequenas compressões localizadas no material, o que não é desejado. Portanto, a olho nu, é impossível precisar o estado da amostra dentro dos porta-amostras utilizados nesses testes. Esse inconveniente é um dos responsáveis pela maior dispersão dos resultados otimizados.

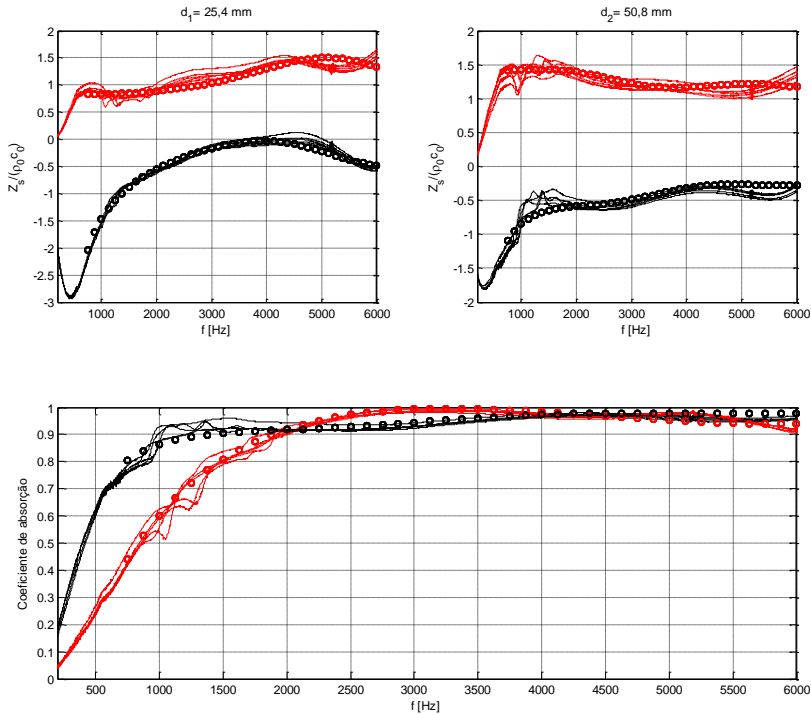


Figura 2.15. Resultados relativos à lã de rocha. (—): resultados experimentais; (○): resultado otimizado, média dos parâmetros. Superior direita: impedância de superfície normalizada, espessura d_1 . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Superior esquerda: impedância de superfície normalizada, espessura d_2 . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Inferior: Coeficiente de absorção. Vermelho: espessura d_1 ; preto: espessura d_2 .

Tabela 2.5. Valores dos parâmetros macroscópicos otimizados para a lã de rocha.

Lã de rocha 64 kg/m^3 ; não-comprimida; modelo JCA _R					
Otimização	σ [Rayls/m]	ϕ	α_∞	Λ [μm]	Λ' [μm]
1	35550	0,97	1,2	83	97
2	33200	0,99	1,0	50	122
3	30820	0,94	1,0	67	95
4	32130	0,92	1,0	61	81
5	30680	0,99	1,0	59	97
MÉDIA	32476	0,96	1,04	64	98

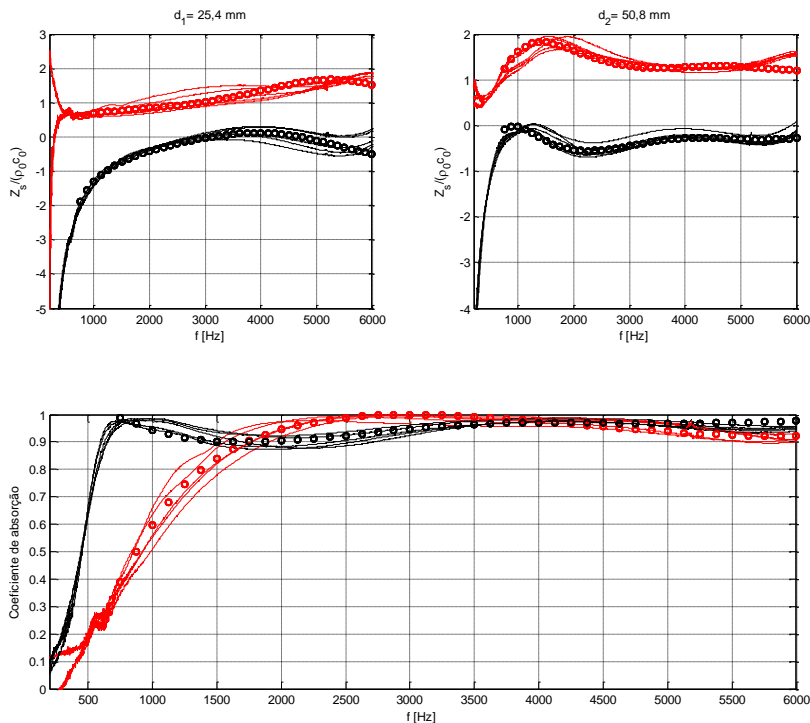


Figura 2.16. Resultados relativos à fibra A não-comprimida. (—): resultados experimentais; (○): resultado otimizado, média dos parâmetros. Superior direita: impedância de superfície normalizada, espessura d_1 . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Superior esquerda: impedância de superfície normalizada, espessura d_2 . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Inferior: Coeficiente de absorção. Vermelho: espessura d_1 ; preto: espessura d_2 .

Tabela 2.6. Valores dos parâmetros macroscópicos otimizados para a fibra A não-comprimida.

Fibra A $9,6 \text{ kg/m}^3$; não-comprimida; modelo JCA _L					
Otimização	σ [Rayls/m]	ϕ	α_∞	Λ [μm]	Λ' [μm]
1	42040	0,99	1,0	37	94
2	41970	0,99	1,0	40	122
3	43490	0,99	1,0	43	102
4	36330	0,99	1,0	46	178
5	28410	0,96	1,0	52	101
MÉDIA	38,448	0,98	1,0	44	119

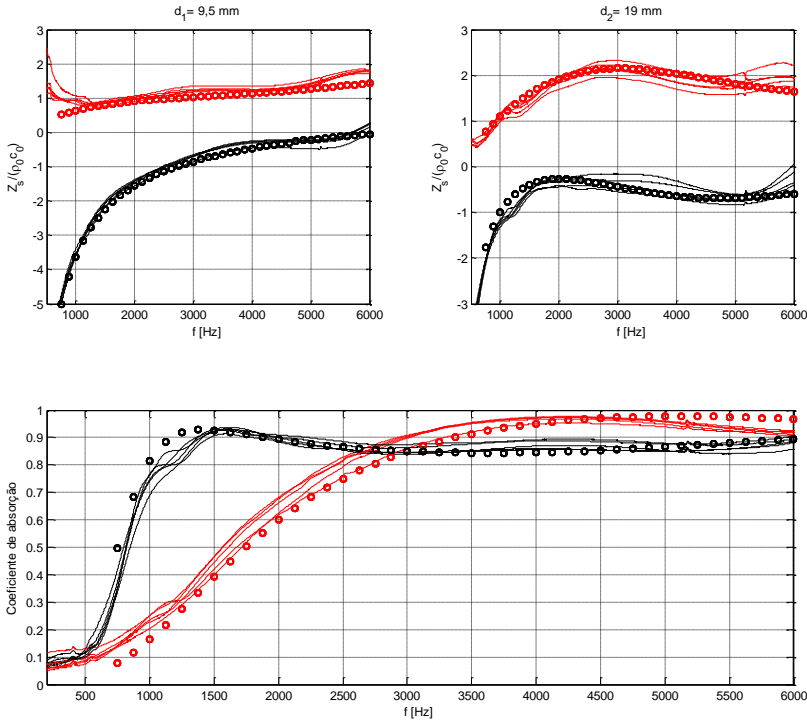


Figura 2.17. Resultados relativos à fibra B. (—): resultados experimentais; (○): resultado otimizado, média dos parâmetros. Superior direita: impedância de superfície normalizada, espessura d_1 . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Superior esquerda: impedância de superfície normalizada, espessura d_2 . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Inferior: Coeficiente de absorção. Vermelho: espessura d_1 ; preto: espessura d_2 .

Tabela 2.7. Valores dos parâmetros macroscópicos otimizados para a fibra B.

Fibra B $19,2 \text{ kg/m}^3$; não-comprimida; modelo JCA_L					
Otimização	σ [Rayls/m]	ϕ	α_∞	Λ [μm]	Λ' [μm]
1	125830	0,99	1,0	12	78
2	122860	0,99	1,0	12	72
3	130330	0,99	1,0	14	64
4	124840	0,99	1,5	22	98
5	115830	0,99	1,0	16	60
MÉDIA	123938	0,99	1,1	15	74

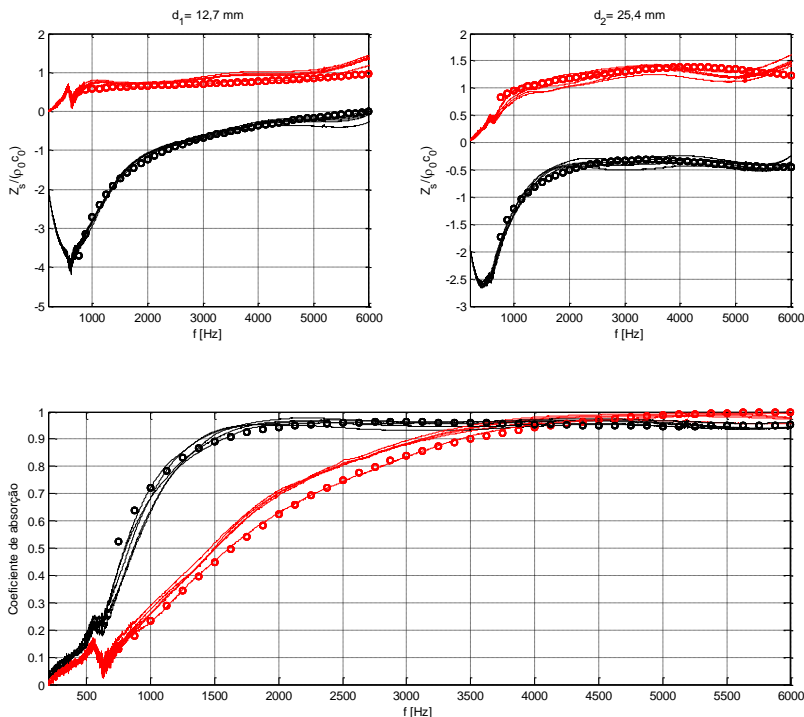


Figura 2.18. Resultados relativos à fibra A comprimida ($n_c = 2$). (–): resultados experimentais; (○): resultado otimizado, média dos parâmetros. Superior direita: impedância de superfície normalizada, espessura d_1 . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Superior esquerda: impedância de superfície normalizada, espessura d_2 . Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Inferior: Coeficiente de absorção. Vermelho: espessura d_1 ; preto: espessura d_2 .

Tabela 2.8. Valores dos parâmetros macroscópicos otimizados para a fibra A comprimida ($n_c = 2$).

Fibra A $19,2 \text{ kg/m}^3$; taxa de compressão $n_c = 2$; modelo JCA_L					
Otimização	σ [Rayls/m]	ϕ	α_∞	Λ [μm]	Λ' [μm]
1	55290	0,99	1,0	45	65
2	55840	0,97	1,0	44	46
3	53730	0,99	1,0	49	58
4	52460	0,99	1,0	40	62
5	55410	0,99	1,0	35	70
MÉDIA	54546	0,99	1,0	43	60

Para a fibra B não-comprimida e fibra A comprimida ($n_c = 2$), observou-se uma menor dispersão dos resultados, comparado a fibra A não-comprimida.

A otimização usando medições do material com duas espessuras diferentes apresenta vantagens sobre uma otimização análoga feita com apenas uma espessura. Segundo Atalla (2002) e Atalla e Panneton (2005), uma curva de coeficiente de absorção pode ser subdividida em três zonas, sendo cada uma destas controlada mais fortemente por um determinado conjunto de parâmetros macroscópicos: a zona 1 compreende a região inicial da curva que cresce linearmente e é controlada pelo trio (σ, ϕ, Λ') ; a zona 2 é a parte côncava da curva, que apresenta o primeiro máximo, sendo controlada por $(\sigma, \alpha_\infty, \Lambda)$; e a zona 3, que é a região convexa posterior a zona 2, mais influenciada por $(\phi, \Lambda, \Lambda')$. Portanto, é aconselhável que as três zonas estejam inclusas na faixa de frequência medida e otimizada para que todos os cinco parâmetros macroscópicos tenham importância na minimização da função objetivo. Como observado nas Figura 2.15 a Figura 2.18, a curva de absorção relativa à espessura menor possui as zonas 1 e 2 na faixa de frequência de análise, enquanto que na espessura maior predominam as zonas 2 e 3, contemplando assim na otimização todas as três zonas.

Em geral, o método inverso de caracterização acústica se mostrou prático, predizendo parâmetros macroscópicos com valores coerentes em todos os casos testados. Propõe-se, a seguir, uma rápida validação desses resultados.

2.8 Validação dos resultados

Embora a validação apresentada nesta seção contemple apenas a fibra A e B não-comprimidas, esta serve como um exemplo de como os resultados otimizados, mostrados na seção 2.7, podem ser extrapolados para outras aplicações.

Duas configurações multi-camadas foram montadas no porta-amostra de 51 mm. A primeira contém uma amostra de fibra B (9,5 mm) no fundo do porta-amostra, com uma amostra de fibra A (25,4 mm) sobre esta, ambas não-comprimidas. A segunda configuração consiste no mesmo par de materiais, mas em ordem invertida, estando a fibra A no fundo do porta-amostra e a fibra B sobre esta.

Para estes testes duas amostras simples de cada material foram selecionadas. Cada configuração foi medida duas vezes, utilizando amostras diferentes em cada medição. Utilizou-se o procedimento de “medição repetida com microfones permutados” nestes testes. Os testes

no tubo de impedância foram conduzidos da mesma forma que aqueles apresentados nas seções anteriores.

Através dos parâmetros otimizados das fibras A e B (Tabelas 2.6 e 2.7), do modelo preditivo JCA_L e do uso combinado das equações (2.18) e (2.17), estimou-se analiticamente a impedância de superfície para cada uma das configurações multi-camadas.

A Figura 2.19 mostra os valores de impedância de superfície normalizada para ambas as configurações multi-camadas. Representa-se em vermelho os valores reais e em preto os valores imaginários, as linhas contínuas são os resultados experimentais e os marcadores os valores preditos analiticamente. As curvas de coeficiente de absorção para as duas configurações também são apresentadas: em verde a configuração “parede rígida/fibra B/fibra A” e em azul, a configuração “parede rígida/fibra A/fibra B”. As linhas contínuas representam valores experimentais e os marcadores os valores preditos.

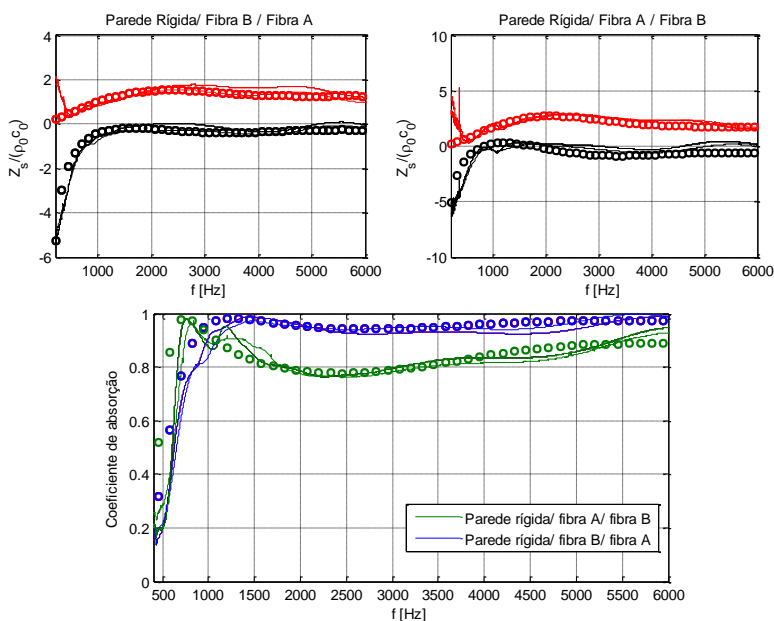


Figura 2.19. Acima: Comparação das impedâncias de superfície normalizadas experimentais e preditas analiticamente para duas configurações multi-camadas.

Vermelho: valores reais; preto: valores imaginários. Abaixo: Comparação dos coeficientes de absorção experimentais e preditas analiticamente. (—): resultados experimentais; (○): resultado preditos analiticamente usando os parâmetros otimizados.

Observa-se uma boa concordância entre os resultados experimentais e preditos, visto as dificuldades de se garantir uma montagem ideal (sem compressões indesejadas) das amostras no porta-amostra.

2.9 Síntese do capítulo

Este capítulo abordou assuntos básicos sobre materiais porosos de estrutura rígida e de estrutura flexível, de interesse no tratamento acústico, com enfoque em materiais fibrosos. Dado que a microestrutura desses materiais é extremamente complexa, costuma-se caracterizar um material poroso por intermédio de parâmetros macroscópicos, dentre os quais estão: resistividade ao fluxo, porosidade, tortuosidade, comprimento característico viscoso e comprimento característico térmico.

Foram apresentados modelos que buscam prever as propriedades acústicas do material poroso, número de onda e impedância característica do material, sendo este tratado como um fluido equivalente. Os modelos escolhidos foram: o modelo semi-fenomenológico de Johnson-Champoux-Allard (nas suas formulações rígida e flexível), em virtude de sua robustez, e o modelo empírico de Delany-Bazley, que é específico para materiais fibrosos e bastante simples. Todavia, foi mostrado que, dentre os modelos escolhidos, apenas o modelo JCA_L representa os efeitos inerciais presentes em materiais porosos de estrutura flexível.

A fim de introduzir o método inverso de caracterização acústica de materiais porosos, discutiu-se brevemente sobre impedância de superfície e coeficiente de absorção, medições em tubo de impedância e o algoritmo de otimização Evolução Diferencial, utilizado neste trabalho.

O capítulo foi então concluído com a aplicação do método inverso em três materiais fibrosos: duas fibras de vidro de estrutura flexível, designadas fibra A e fibra B, e uma lã de rocha com densidade 64 kg/m^3 , de estrutura rígida. Testou-se ainda a fibra A submetida à compressão. Todos os procedimentos na execução do método inverso foram relatados e os resultados apresentados. Por meio do método inverso, obteve-se uma estimativa dos parâmetros macroscópicos dos materiais de maneira rápida e prática, utilizando apenas uma medição em tubo de impedância e um algoritmo de otimização.

O fato do método inverso estimar todos os cinco parâmetros macroscópicos, torna o algoritmo muito sensível a quaisquer diferenças que existam entre os valores informados pelo usuário (espessura, densidade aparente total) e aqueles correspondentes à amostra real. Máxima atenção deve ser tomada na montagem da amostra no porta-amostra, evitando quaisquer compressões indesejadas e frestas, pois medições nas con-

dições mais ideais possíveis tendem a diminuir a dispersão dos resultados experimentais, algo tão intrínseco à não-uniformidade da microestrutura das amostras (HOROSHENKOV *et al.*, 2007).

Os parâmetros macroscópicos preditos pelo método inverso, apresentados na seção 2.7, serão utilizados nos capítulos 4 a 6 para caracterizar acusticamente os materiais fibrosos aplicados em atenuadores dissipativos.

3 PROPAGAÇÃO SONORA EM DUTOS DISSIPATIVOS: ABORDAGEM ANALÍTICA

Atenuadores de ruído (também conhecidos como *mufflers*) são comumente classificados como reativos ou dissipativos (MUNJAL, 1987). O princípio básico dos atenuadores reativos é refletir as ondas incidentes por meio de descontinuidade na impedância de propagação, sendo a câmara de expansão um exemplo clássico. Já atenuadores dissipativos agem dissipando a energia acústica na forma de calor, principalmente por meio do uso de material poroso. Embora tenham um desempenho fraco em baixas frequências, os atenuadores dissipativos têm a característica de oferecer atenuação sobre uma larga faixa de frequência. Esses atenuadores estão instalados, por exemplo, em dutos da admissão e escape de turbinas a gás, centrais térmicas, torres de resfriamento, e estão largamente presentes nos dutos de sistemas de ventilação e ar-condicionado. (MUNJAL, 1987)

Estudos empíricos sobre a propagação de ruído em dutos dissipativos iniciaram-se nas décadas de 1930 e 1940. (SABINE, 1940). Embora esses estudos empíricos tenham contribuído para delinear os principais parâmetros que têm influência sobre a atenuação, não se mostraram confiáveis e consistentes o bastante para serem aplicados em uma grande gama de configurações. Além disso, a abordagem empírica tem o agravante do custo elevado.

Na mesma época, Morse (1939) apresentou um modelo analítico que descreve a propagação sonora no interior de um duto dissipativo infinito. Este é representado como um duto com um determinado valor de impedância de superfície nas paredes. Essa impedância de superfície é uma representação do material poroso que reveste as paredes, considerado neste modelo como localmente reativo.

A equação que governa o problema é transcendental, tendo solução no plano complexo. Contornando o problema da escassez de recursos computacionais da época, Morse apresentou os chamados diagramas de Morse (*Morse charts*) que relacionam de maneira gráfica a impedância de superfície com a solução do problema. Embora Morse tenha apresentado o equacionamento matemático para dutos de seção retangular e circular, os diagramas de Morse fornecidos dizem respeito apenas aos dutos de seção retangular. Molloy e Honigman (1945) determinaram esses diagramas para dutos de seção circular.

Scott (1946) propôs um novo modelo analítico, no qual parte da energia acústica que se propaga inicialmente no duto, propaga-se livremente no interior do material poroso, tratando o material como não-

localmente reativo. A comparação de seu modelo com o modelo de Morse mostrou semelhanças apenas para condições restritas, relacionadas à resistividade ao fluxo do material poroso e à frequência analisada. A equação transcendental envolvida no modelo de Scott não tem solução gráfica. Embora seja proposto que esta seja resolvida numericamente, Scott não indica nenhuma estratégia de solução.

Christie (1971) retoma as equações que governam o modelo de Morse e o modelo de Scott e aponta uma estratégia para suas soluções. Partindo de uma frequência suficientemente baixa, para a qual o material poroso tem comportamento praticamente de parede rígida (e, portanto, solução modal conhecida), usou o método de Newton-Raphson para estender um processo iterativo ao longo da frequência.

Baseados nesses dois modelos, vários outros autores apresentaram contribuições à modelagem analítica de dutos dissipativos, tais como a presença de vazão de ar no duto (CUMMINGS; CHANG, 1988; BIES; HANSEN; BRIDGES, 1991), adição de placa perfurada e outros revestimentos na superfície do material poroso (BIES; HANSEN; BRIDGES, 1991; SELAMET; XU; LEE, 2004; PANIGRAHI; MUNJAL, 2005), para citar apenas alguns exemplos de fatores adicionais levados em conta.

A análise dos modelos analíticos apresentados neste capítulo se limita a uma configuração básica de um duto de comprimento infinito e seção circular. Dois modelos são abordados: com material poroso considerado localmente reativo e o outro considerado não-localmente reativo. Não se leva em conta uma vazão de ar. A justificativa para essa decisão é que a vazão média no interior dos dutos de ar-condicionado, foco deste trabalho, tem velocidade inferior a Mach 0,1. Até esta velocidade, considera-se que a vazão tem efeito desprezível sobre o campo acústico. (RAMAKRISHNAN; WATSON, 1992; KIRBY *et al.*, 2014).

O objetivo deste capítulo é analisar a propagação e a atenuação sonora em dutos dissipativos. A apresentação é feita para cada um dos modelos tratados, de maneira separada. Em seguida, os modelos são comparados e um estudo paramétrico é feito. Para todos os casos, a avaliação da perda de transmissão é mantida em foco, visto que este é o parâmetro de interesse neste trabalho.

3.1 Duto de seção circular com paredes rígidas

Antes de analisar a propagação sonora em um duto revestido com material acústico, é apropriado lançar os fundamentos teóricos e apresentar o caso de um duto com paredes rígidas.

Considere um duto preenchido com um fluido estacionário e ideal (invíscido e incompressível), onde ondas sonoras se propagam no seu interior. Esse duto tem forma cilíndrica de raio r_0 e é infinito na direção longitudinal z , como ilustrado na Figura 3.1:

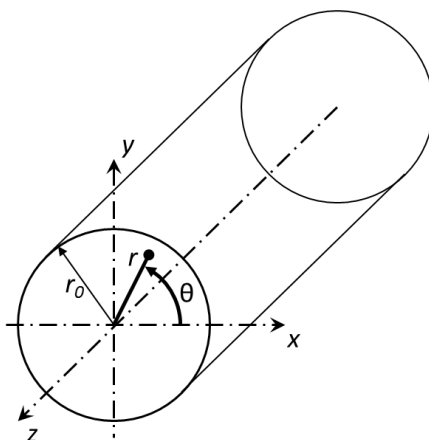


Figura 3.1. Duto infinito de seção circular.

Visto que o duto em questão tem seção transversal circular, é conveniente partir da equação da onda escrita em coordenadas cilíndricas. Sendo φ o potencial de velocidade, tem-se

$$\nabla^2 \varphi(r, \theta, z, t) - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 \varphi(r, \theta, z, t)}{\partial t^2} = 0, \quad (3.1)$$

com o Laplaciano na forma

$$\nabla^2(\cdot) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{\partial(\cdot)}{\partial r} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2(\cdot)}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2(\cdot)}{\partial z^2}. \quad (3.2)$$

Assumindo variações harmônicas em relação ao tempo, pode-se reescrever a equação (3.1) na forma

$$\nabla^2 \varphi(r, \theta, z, t) + k_0^2 \varphi(r, \theta, z, t) = 0. \quad (3.3)$$

O número de onda do fluido, k_0 , pode ser decomposto vetorialmente em suas componentes axial e transversal, tal que

$$k_0^2 = k_r^2 + k_z^2, \quad (3.4)$$

sendo k_r a componente do número de onda relativa ao plano transversal (direções radial e circunferencial) e k_z a componente axial. A equação (3.4) é conhecida na literatura como relação de dispersão acústica.

A equação (3.3) pode ser solucionada por meio de separação de variáveis. (REYNOLDS, 1981; MUNJAL, 1987). Denotando o potencial de velocidade como

$$\varphi(r, \theta, z, t) = F(r)G(\theta)H(z)e^{i\omega t}, \quad (3.5)$$

e substituindo na equação (3.3), obtêm-se as três equações diferenciais ordinárias seguintes:

$$\frac{d^2 H(z)}{dz^2} + k_z^2 H(z) = 0; \quad (3.6)$$

$$\frac{d^2 G(\theta)}{d\theta^2} + m^2 G(\theta) = 0; \quad (3.7)$$

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left[r \frac{dF(r)}{dr} \right] + \left(k_0^2 - k_z^2 - \frac{m^2}{r^2} \right) F(r) = 0. \quad (3.8)$$

Pelo fato do duto ser infinito, não há condições de contorno associadas à direção z . Logo, a solução para a equação (3.6) é

$$H(z) = A_z e^{-jk_z z} + B_z e^{jk_z z}. \quad (3.9)$$

Para a direção circunferencial (azimutal) tem-se uma relação de periodicidade, tal que $G(\theta) = G(\theta + 2\pi)$, levando à solução da equação (3.7) na forma

$$G(\theta) = A_\theta \cos(m\theta) + B_\theta \sin(m\theta), \quad (3.10)$$

na qual m deve ser um número inteiro para que a relação de periodicidade seja satisfeita.

A equação (3.8) pode ser reescrita na forma de uma equação de Bessel de ordem m e autovalor k_r^2 (ver Apêndice A):

$$r^2 \frac{d^2 F(r)}{dr^2} + r \frac{dF(r)}{dr} + (k_r^2 r^2 - m^2) F(r) = 0. \quad (3.11)$$

cuja solução da equação (3.11) é dada por

$$F(r) = A_r J_m(k_r r) + B_r Y_m(k_r r), \quad (3.12)$$

em que $J_m(k_r r)$ e $Y_m(k_r r)$ são, respectivamente, a função de Bessel de primeira espécie de ordem m e a função de Bessel de segunda espécie de ordem m .

A primeira restrição para a equação (3.12) refere-se à solução para $r = 0$, ou seja, sobre o eixo z do duto, $F(r)$ deve ter valor finito. Visto que $Y_m(k_r r) \rightarrow \pm\infty$ quando $(k_r r) \rightarrow 0$, conclui-se que $B_r = 0$. Assim, a equação (3.12) resume-se a

$$F(r) = A_r J_m(k_r r). \quad (3.13)$$

A segunda restrição vem da condição de contorno associada à parede rígida em $r = r_0$. A impedância normal à superfície da parede rígida é $Z_s = \infty$ e, portanto, a velocidade de partícula na direção radial u_r deve ser nula em $r = r_0$. Considerando que

$$u_r = \frac{\partial \varphi(r, \theta, z, t)}{r}, \quad (3.14)$$

tem-se para o caso de parede rígida a condição $dF(r_0)/dr = 0$, que de acordo com a equação (3.13) leva à condição de contorno

$$\frac{dJ_m(k_{r,m,n}r_0)}{dr} = 0, \quad (3.15)$$

já que $A_r \neq 0$ para haver onda sonora. Nesta equação, os subíndices m e n representam, respectivamente, a ordem da função de Bessel de primeira espécie e a $(n + 1)$ ésima raiz da equação (3.15) (MUNJAL, 1987). Esses subíndices dizem respeito aos modos transversais no duto, sendo que m está associado aos modos circunferenciais e n aos modos radiais. Por esta razão, k_r contém esses dois subíndices na equação (3.15). Isso implica que existem infinitos valores discretos de $k_{r,m,n}$ que satisfazem a equação (3.15), cada um desses associado a um par de subíndices m e n , ou seja, a um modo transversal.

Assim, a solução geral da equação da onda, em um duto cilíndrico infinito, pode ser expressa em função dos seus modos transversais que se deslocam nos dois sentidos da direção z . Inserindo as equações (3.9), (3.10) e (3.13) na equação (3.5), obtém-se

$$\varphi(r, \theta, z, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \Psi_{m,n} (A_{m,n} e^{-jk_z z} + B_{m,n} e^{jk_z z}) e^{j\omega t}, \quad (3.16)$$

na qual

$$\Psi_{m,n} = \frac{\text{sen}(m\theta)}{\cos(m\theta)} J_m(k_{r,m,n}r). \quad (3.17)$$

A função modal $\Psi_{m,n}$ determina a distribuição do campo acústico no plano transversal, relativa ao modo (m, n) . Tanto o termo $\text{sen}(m\theta)$ ou $\text{cos}(m\theta)$ podem ser usados na equação (3.17).

Para estudar a natureza dos modos acústicos que se propagam em um duto cilíndrico de paredes rígidas é válido retornar a equação (3.4) e analisar cada um de seus termos. Para um fluido estacionário e ideal, o

número de onda k_0 é apenas função da frequência, sendo $k_0 = 2\pi f/c_0$, e este é um valor puramente real e positivo.

A componente transversal do número de onda $k_{r,m,n}$ está relacionada ao modo transversal de ordem (m, n) . Como consequência da condição imposta pela equação (3.15), $k_{r,m,n}$ assume um valor puramente real em dutos de paredes rígidas. Nesse caso, cada modo transversal possui um valor de $k_{r,m,n}$ próprio, que é independente da frequência, já que a impedância de superfície é uma constante ($Z_s = \infty$) e não uma variável dependente da frequência. Por isso, a condição de contorno expressa pela equação (3.15) é exatamente a mesma para qualquer frequência analisada.

Pela equação (3.4), verifica-se que a componente axial do número de onda, k_z , é função dos outros termos envolvidos. A Figura 3.2 mostra o comportamento de k_z ao longo da frequência, para os quatro primeiros modos de um duto de paredes rígidas de raio 50 mm.

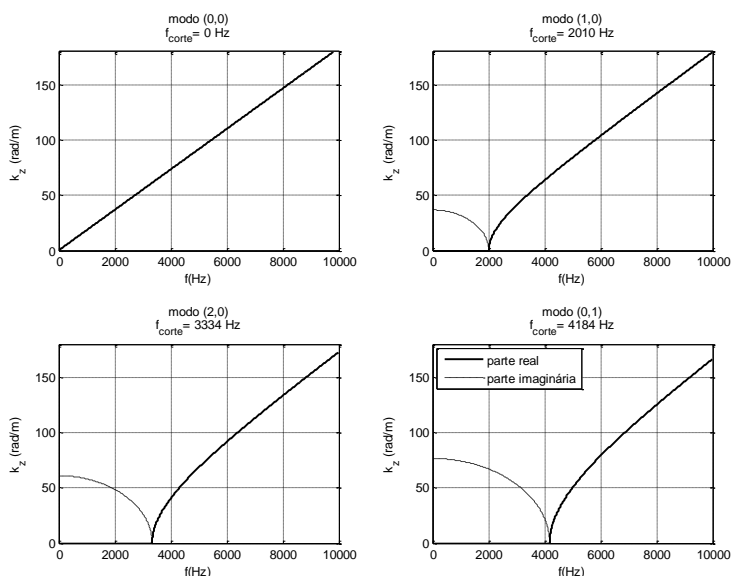


Figura 3.2. Componente axial do número de onda em um duto cilíndrico com 50 mm de raio. Paredes rígidas.

Para o modo $(0, 0)$, tem-se que $k_{r,0,0}$ é nulo e, portanto, $k_z = k_0$. Esse é o modo de ordem zero, modo fundamental ou modo de onda plana. Considerando um plano perpendicular ao eixo do duto, a amplitude do campo acústico é constante em todos os pontos desse plano. Ao

longo de todo o espectro, k_z apresenta valores puramente reais, o que significa que as ondas se propagam na direção axial sem sofrerem atenuação.

Os modos transversais apresentam, entretanto, um comportamento diferente. Observa-se na Figura 3.2 que até certo valor de frequência, $k_{z,m,n}$ é puramente imaginário. Até essa frequência, este modo existe apenas como uma onda de campo próximo, sendo altamente atenuado e não transportando energia (não há propagação). A partir dessa frequência bem definida, chamada frequência de corte, $k_{z,m,n}$ assume valores puramente reais. Significa que a partir desta frequência de corte, o modo (m, n) se propaga no interior do duto, na direção z , sem ser atenuado. Exatamente na frequência de corte tem-se que $k_{z,m,n} = 0$, como pode ser observado na Figura 3.2. Portanto, a partir da equação (3.4), pode-se determinar a frequência de corte do modo (m, n) como

$$f_{\text{corte}} = \frac{c_0 k_{r,m,n}}{2\pi}. \quad (3.18)$$

A Figura 3.3 apresenta o campo de pressão sonora, no plano transversal, para os primeiros modos de um duto cilíndrico de paredes rígidas. Nota-se que o subíndice m , relativo aos modos circunferenciais, coincide com o número de linhas nodais na direção radial e o subíndice n , relativo aos modos radiais, é igual ao número de linhas nodais circulares.

Pode-se constatar então que, em dutos de paredes rígidas:

- cada modo transversal tem uma frequência de corte bem definida;
- cada modo tem uma forma modal típica;
- acima de sua frequência de corte, o modo transversal pode se propagar livremente ao longo da direção z , sem ser atenuado. Porém, abaixo dessa frequência de corte, o modo apresenta-se como uma simples onda evanescente, não havendo a propagação do mesmo.

Ao revestir a parede do duto com um material absorvente, passa-se a ter novas condições de contorno que caracterizam um novo problema.

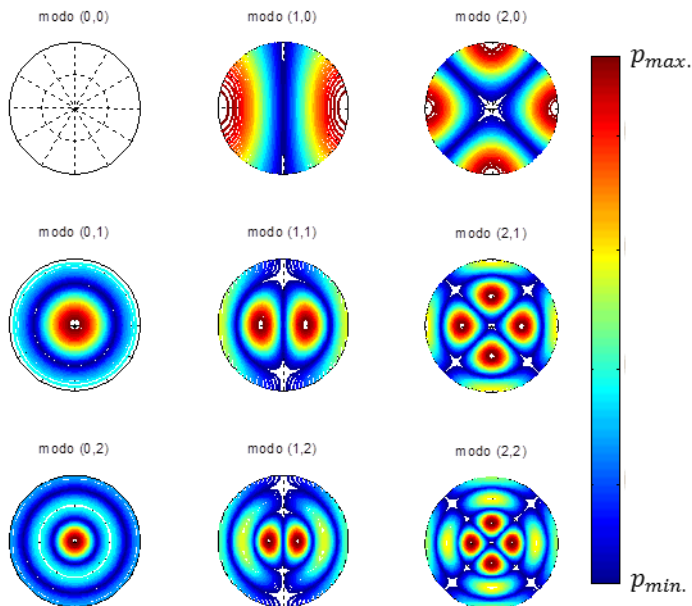


Figura 3.3. Campo acústico no plano transversal para os modos até $m = 2$ e $n = 2$. Duto de paredes rígidas.

3.2 Duto de seção circular com revestimento localmente reativo

Considere agora que a parede interna do duto de paredes rígidas, analisado na seção 3.1, seja totalmente recoberta por um material absorvente de espessura constante. A literatura classifica este tipo de duto como duto dissipativo (MUNJAL, 1987). Esse tratamento aplicado na parede interna tem o propósito de atenuar o ruído ao longo do duto. Chamado de revestimento (*liner*, em inglês), é comumente composto por material poroso de uso típico em controle de ruído, como espumas e fibras.

Na interface fluido/revestimento, a componente da velocidade de partícula normal à superfície do revestimento é diferente de zero. Logo, esta interface tem um valor de impedância de superfície finito. A nova condição de contorno a ser considerada no problema dependerá primeiramente, de como é definido o revestimento.

Admitindo que a impedância de superfície do revestimento não varia com o ângulo de incidência da onda, classifica-se o mesmo como localmente reativo. Isso significa dizer que a reação em qualquer ponto

sobre a superfície do revestimento é independente da reação que acontece em outro ponto nessa mesma superfície.

Esta abordagem é bastante prática, pois permite caracterizar todo o revestimento fixado a parede rígida do duto, apenas por sua impedância de superfície pré-determinada. A caracterização da impedância de superfície de um material poroso, preso a uma parede rígida e sob incidência normal, foi já discutida na seção 2.3.

O termo localmente reativo é também bastante usado para designar revestimentos cuja propagação do som no seu interior ocorre essencialmente na direção normal à sua superfície. Por consequência, no interior desse tipo de revestimento, não há propagação de ondas sonoras na direção axial do duto (BIES; HANSEN, 2003; ALLARD; ATALLA, 2009; COX; D'ANTONIO, 2009). Nesse caso, o revestimento também pode ser representado por sua impedância de superfície pré-determinada.

A hipótese de revestimento localmente reativo é uma simplificação plausível em certos casos. Um exemplo, aplicado a indústria aeroespacial, são os *liners* comumente usados no interior da nacela de motores *turbofan*. Esses *liners* são formados por um núcleo tipo *honeycomb* entre uma placa traseira rígida e uma placa perfurada. A propagação do som no interior do *liner* na direção paralela a sua superfície é impedida pelas várias partições do núcleo *honeycomb*. Por isso, considerá-lo como um *liner* localmente reativo é bastante razoável. (RIENSTRA, 1985; ALLARD; ATALLA, 2009).

Partições sólidas também podem ser usadas no interior do material poroso, para evitar que a propagação do som na direção axial do duto aconteça dentro do revestimento. (BIES; HANSEN, 2003; INGARD, 2010).

Se o revestimento é não-localmente reativo, sua impedância de superfície é dependente do ângulo de incidência da onda. Neste caso, a propagação sonora no interior do material deve ser levada em conta. Esse tipo de material será abordado na seção 3.3.

Um material poroso se aproxima cada vez mais de um comportamento localmente reativo à medida que se aumenta sua resistividade ao fluxo (MECHEL, 2008). Porém, na grande maioria dos outros casos, tratá-lo como localmente reativo quando sob incidência oblíqua é uma simplificação evidente. Afirmar que o revestimento é localmente reativo facilita muito a modelagem matemática do problema. Contudo, deve-se estar ciente da aplicabilidade dessa abordagem de acordo com o revestimento em questão. Uma comparação entre as abordagens de material localmente e não-localmente reativo é realizada na seção 3.4.

3.2.1 Modelo localmente reativo

Esta análise considera um duto infinito, de seção transversal circular, contendo um fluido estacionário e ideal. Sua parede interna é revestida com um material localmente reativo ao longo de toda a sua extensão. A geometria do duto é a mesma mostrada na Figura 3.1. Porém, ao invés de se ter a superfície da parede rígida em r_0 , tem-se agora a superfície do revestimento localmente reativo, representado por uma impedância de superfície Z_s .

A partir da equação da onda, representada pela equação (3.1), segue-se os mesmos passos descritos na seção 3.1 para se obter a solução da equação. Esta é escrita da mesma forma que a equação (3.16). Contudo, a condição de contorno de parede rígida, expressa pela equação (3.15), é substituída, no caso atual, por

$$Z_s = \frac{p(r_0)}{u_r(r_0)}. \quad (3.19)$$

A impedância de superfície Z_s depende das características do revestimento, de sua espessura e é função da frequência. Pode ser determinada experimental ou analiticamente, conforme apresentado no capítulo 2. A impedância de superfície do revestimento é usualmente um valor complexo. A parte real representa a resistência, que é responsável pela atenuação das ondas sonoras que se propagam no duto. A parte imaginária conhecida como reatância, modifica a forma espacial e a velocidade de propagação do campo acústico, porém não dissipa energia.

Substituindo na equação (3.19) as equações que relacionam a velocidade de partícula radial e a pressão ao potencial de velocidade, expressas pela equação (3.14) e por $p = -\rho_0 \partial\varphi / \partial t$, chega-se a condição de contorno escrita na forma

$$\frac{k_{r,m,n} r_0 J'_m(k_{r,m,n} r_0)}{J_m(k_{r,m,n} r_0)} = -jk_0 r_0 \frac{\rho_0 c_0}{Z_s}, \quad (3.20)$$

na qual m e n são números inteiros, relacionados aos modos circunferenciais e radiais, respectivamente. Como k_0 e Z_s são dependentes da

frequência, a equação (3.20) se converte em uma equação particular para cada frequência e índice m escolhidos.

A equação (3.20) é reescrita de uma forma mais conveniente, usando as relações contidas no Apêndice A e nomeando $\beta_{m,n} = k_{r,m,n}r_0$ e $U_1 = k_0r_0\rho_0c_0/Z_s$. Assim,

$$f_1(\beta_{m,n}) = \frac{\beta_{m,n} J_{m-1}(\beta_{m,n})}{J_m(\beta_{m,n})} - m + jU_1. \quad (3.21)$$

$\beta_{m,n}$ é a nova incógnita da equação e U_1 , dependente da frequência, abarca valores conhecidos. A condição de contorno é satisfeita, ou seja, a equação (3.21) é igual à equação (3.20), quando $f_1(\beta_{m,n}) = 0$.

3.2.2 Modos transversais e ondas de superfície

É útil para o prosseguimento do texto, uma breve explanação sobre a natureza dos modos em dutos com revestimento localmente reativo. A Figura 3.4 mostra a chamada superfície de Riemann da equação (3.21), quando $f_1(\beta_{m,n}) = 0$. Os eixos horizontais representam as partes real e imaginária de U_1 e o eixo vertical mostra a parte real de $\beta_{m,n}$. A superfície representada é específica do modo circunferencial $m = 0$. A região mostrada na Figura 3.4 é relativa aos primeiros modos radiais.

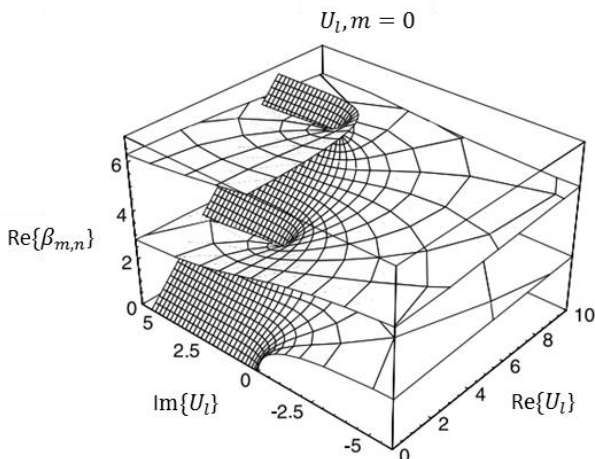


Figura 3.4. Superfície de Riemann para $m=0$, contendo alguns modos radiais.

Fonte: (MECHEL, 2008).

É perceptível na Figura 3.4 duas regiões distintas: uma que possui linhas curvas; e outra que possui linhas retilíneas, compondo uma rampa situada na parte positiva de $\text{Im}\{U_1\}$. As soluções contidas em cada uma dessas regiões estão relacionadas a categorias distintas de modos. Os modos contidos na região de linhas curvas tem correspondência com os modos transversais encontrados em dutos de parede rígida. Já os modos situados na região de linhas retas são as chamadas ondas de superfície, que não estão presentes nos dutos de parede rígida. (MECHEL, 2008).

Rienstra (2003), em uma análise detalhada das ondas de superfície, mostra que o campo acústico destas é significativo apenas próximo a superfície do revestimento, decaindo exponencialmente ao se afastarem da mesma.

Quanto à natureza da propagação dos modos transversais em um duto circular, Morse e Ingard (1968) descrevem duas possibilidades: as ondas podem refletir com certo ângulo em relação a normal da superfície do revestimento e então focar no centro do duto, caracterizando os modos radiais; ou as ondas podem seguir uma espiral, praticamente paralela à superfície do duto, que são os modos circunferenciais. Evidentemente, um modo transversal pode ter a combinação desses dois comportamentos.

O modo circunferencial apresenta ondas com ângulo de incidência elevado sobre a superfície do revestimento, de forma que percorrem um caminho espiral muito próximo deste. Assim, as maiores amplitudes para os modos circunferenciais se encontram próximo à parede, enquanto o centro do duto contém as menores amplitudes. Sendo que a maioria da energia desses modos se localiza próxima ao revestimento, onde há uma rápida absorção, conclui-se que os modos circunferenciais têm a tendência de serem fortemente atenuados.

3.2.3 Estratégia de solução

A equação (3.21) não possui solução algébrica. É uma função transcendental, que possui infinitas raízes localizadas no plano complexo. Uma maneira funcional de solucionar essa equação é por meio de um método numérico adequado.

Dentre os vários algoritmos para localizar raízes de uma função no plano complexo, destaca-se o método de Müller (CUMMINGS; SORMAZ, 1993; MECHEL, 2008; RAMLI, 2013). Este método é baseado no método da secante, mas tendo a vantagem de possuir uma maior taxa de convergência. O método de Müller faz uso de três estimativas iniciais para efetuar uma interpolação quadrática. Em seguida, a raiz

dessa parábola substitui uma das estimativas iniciais e repete-se o processo de maneira iterativa, até que a raiz encontrada convirja para a solução, de acordo com os critérios pré-estabelecidos. Assim como o método da secante, o método de Müller não necessita da derivada da função para sua execução, diferente, por exemplo, do popular método de Newton-Raphson. Frente a essas vantagens e por se mostrar um algoritmo veloz e estável na obtenção de raízes complexas, o método de Müller foi escolhido neste trabalho como uma das ferramentas básicas usadas na solução de equações transcendentais. Uma explicação básica do funcionamento do algoritmo do método de Müller está contida no Anexo B.

Pelo fato da equação (3.21) possuir infinitas raízes, a escolha coerente das estimativas iniciais é de suma importância para que o método de Müller convirja efetivamente para a raiz desejada. Por este motivo, a primeira etapa na resolução dessa equação consiste em definir qual é o modo transversal de interesse, ou em outras palavras, definir m e n .

Visto que U_1 , na equação (3.21), varia ao longo da frequência, conclui-se que cada modo (m, n) não terá apenas um respectivo valor $\beta_{m,n}$, mas sim, um conjunto de valores $\beta_{m,n}$, relacionados às frequências de interesse para a qual a equação (3.21) for resolvida.

Escolhido o modo (m, n) , propõe-se rastrear os valores $\beta_{m,n}$ das baixas para as altas frequências, com uma discretização na frequência suficientemente pequena. A estratégia utilizada apoia-se na vantagem que, em uma frequência muito baixa, ou seja, quando $k_0 \rightarrow 0$, o lado direito da equação (3.20) torna-se nulo. Este é o mesmo efeito que $Z_s = \infty$ causaria na equação. Portanto, em frequências próximas a zero, o revestimento se comporta como uma parede rígida, condição para a qual os valores $k_{r,m,n}$ (e consequentemente $\beta_{m,n}$) são conhecidos.

Um conjunto de soluções $\beta_{m,n}$, relativos ao modo (m, n) , é encontrado seguindo os passos seguintes:

- 1) Determina-se o valor de U_1 em f_1 . Esta frequência f_1 deve ser próxima de zero (1 Hz, por exemplo);
- 2) Resolve-se a equação (3.21) através do método de Müller. Uma das três estimativas iniciais é a solução $\beta_{m,n}$ para o duto de parede rígida análogo. As outras duas estimativas são pequenas perturbações da primeira. O algoritmo é utilizado e converge para uma solução;
- 3) Parte-se para $f_i = f_{i-1} + \Delta f$, sendo Δf o incremento (1 Hz, por exemplo). Calcula-se o novo valor de U_1 em f_i ;

- 4) Usa-se novamente o método de Müller para solucionar a equação (3.21). Desta vez, utiliza-se como estimativa inicial a solução encontrada em f_{i-1} e mais duas pequenas perturbações deste valor;
- 5) Repete-se os passos 3 e 4 até a frequência máxima desejada.

Terminado esse processo, tem-se em mãos o conjunto das raízes β_{mn} relativas ao modo (m, n) , para a faixa de frequência calculada. É importante ressaltar que parte dessas raízes pode se encontrar na região correspondente às ondas de superfície e outra parte, na região dos modos transversais convencionais. Esse comportamento do modo é discutido no exemplo apresentado na seção 2.2.4.

O conhecimento do número de onda transversal $k_{r,m,n} = \beta_{m,n}/r_0$ leva à determinação do número de onda axial pela relação de dispersão

$$k_{z,m,n} = \sqrt{k_0^2 - k_{r,m,n}^2}, \text{ já apresentada na equação (2.4).}$$

A parcela real da impedância de superfície Z_s (parte resistiva) faz com que $k_{z,m,n}$ apresente uma parte imaginária. Logo, a onda que se propaga na direção axial sofre atenuação. Pode-se calcular a perda de transmissão do modo (m, n) , em uma distância l , pela razão entre a potência sonora em $z = 0$ e a potência sonora em $z = l$. A perda de transmissão, expressa em dB, é habitualmente escrita na forma:

$$TL = 20 \log \left| \frac{p(0)}{p(l)} \right|. \quad (3.22)$$

A pressão em qualquer ponto de um duto infinito, considerando apenas a propagação do modo (m, n) , é igual a $p(z) = C_{m,n} e^{-jk_{z,m,n}z}$, sendo $C_{m,n}$ uma constante. Assim, a perda de transmissão do modo (m, n) , para uma distância l , é

$$\begin{aligned} TL_{m,n} &= 20 \log e^{\text{Im}\{k_{z,m,n}\}l} \\ &= 8,686 \text{Im}\{k_{z,m,n}\}l. \end{aligned} \quad (3.23)$$

Usualmente, o modo $(0,0)$ é o modo menos atenuado, ou no ponto de vista do controle de ruído, o modo potencialmente mais crítico. Porém, há casos em que outros modos, de maior ordem, tomam esse papel

a partir de determinada frequência. (WASSILIEFF, 1987; BIES; HANSEN; BRIDGES, 1991). Para dutos circulares com revestimento, Mechel (2008) recomenda comparar as soluções relativas aos modos (0,0) e (0,1) e considerar aquelas que resultam na menor TL .

3.2.4 Aplicação teórica

Os exemplos seguintes buscam elucidar a metodologia e os conceitos descritos nas seções anteriores para dutos com revestimento localmente reativo. Ainda através dos exemplos, exploram-se mais alguns conceitos e nuances da teoria.

Considerar um duto infinito, de seção transversal circular e diâmetro de 50 mm ($r_0 = 25$ mm). Sua parede é caracterizada por uma impedância de superfície Z_s , que representa um material fibroso tratado como localmente reativo. O material será nomeado de fibra II e tem os seguintes parâmetros descritos na Tabela 3.1 (PANNETON, 2007).

Tabela 3.1. Parâmetros da fibra II.

Material	Espessura (mm)	σ (Rayls/m)	ϕ	α_∞	Λ (μm)	Λ' (μm)	ρ_t (kg/m^3)
Fibra II	25	25000	0,98	1,02	90	180	31

Por meio do modelo de Johnson-Champoux-Allard, considerando o modelo de estrutura flexível (*limp*), determina-se a impedância característica e o número de onda característico do material, respectivamente, Z_c e \tilde{k} . Na sequência, define-se a impedância de superfície Z_s e o parâmetro U_1 , presente na equação (3.21).

Primeiramente, são determinados os valores de $\beta_{m,n}$ referentes ao modo (0,0). A frequência avaliada estende-se de 1 a 6000 Hz, com uma discretização de 1 Hz. Como proposto na seção 3.2.3, atribui-se a x_0 , a primeira estimativa inicial do método de Müller, o valor de $\beta_{m,n}$ que satisfaça a equação (3.15). As outras duas estimativas iniciais são $x_1 = x_0 - 0,01$ e $x_2 = x_0 + 0,01 + j0,01$. A estratégia de solução é colocada em ação para determinar o conjunto de valores $\beta_{0,0}$. A rotina foi implementada em *MATLAB* e seu tempo de execução gira em torno de 5 segundos (Intel Core i7-4790, 3.60 GHz, 16 GB de memória RAM).

A Figura 3.5 mostra os conjuntos de $\beta_{m,n}$ encontrados para os modos (0,0), (0,1), (0,2), (0,3) e (0,4). Cada conjunto forma uma curva em vermelho. Os índices n estão indicados na figura. Nota-se que cada

curva inicia em um valor de $\beta_{m,n}$ com parte imaginária igual a zero, justamente os valores correspondentes a um duto de parede rígida. O significado das curvas traçadas em preto é abordado mais adiante nesta seção.

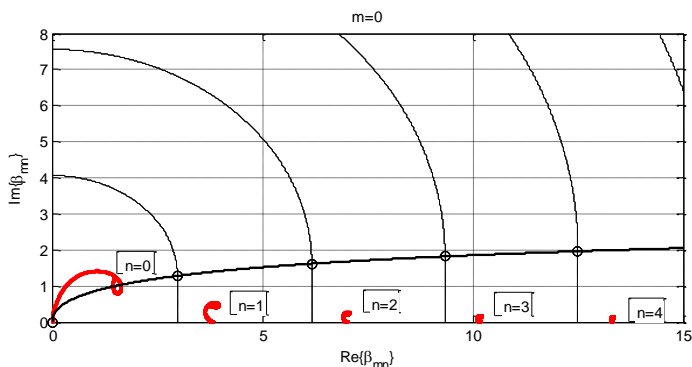


Figura 3.5. Conjuntos de soluções modais para um duto circular, diâmetro 50 mm, com *liner* localmente reativo descrito na Tabela 3.1.

A partir dos conjuntos de soluções $\beta_{m,n}$, pode-se determinar facilmente os valores do número de onda axial no duto. A Figura 3.6 mostra as partes real e imaginária do número de onda axial k_z , para os primeiros modos do duto.

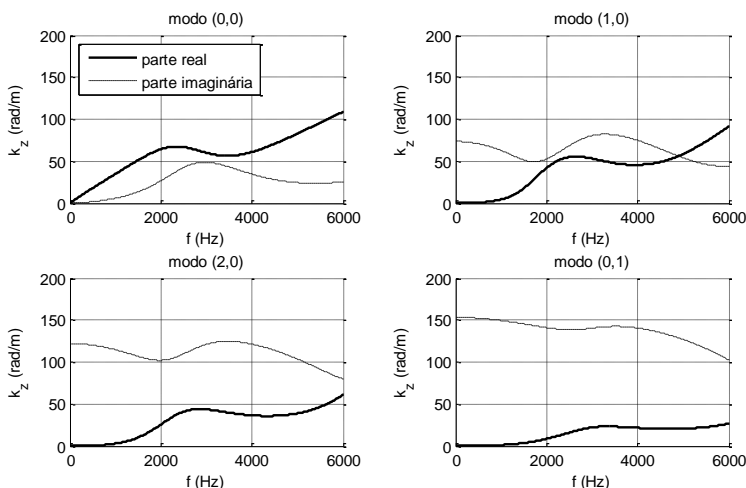


Figura 3.6. Número de onda axial de um duto cilíndrico de 50 mm de diâmetro, *liner* localmente reativo descrito na Tabela 3.1.

A presença da parte imaginária de k_z significa atenuação na direção z e, a parte real, propagação da onda na mesma direção. Observa-se que cada modo é atenuado de forma diferente, dependendo da frequência. Nota-se, pela parte real de k_z , que não existe uma frequência de corte bem definida para os modos no duto dissipativo.

Por meio da equação (3.23) define-se a TL para cada modo desejado. A Figura 3.7 apresenta a TL dos modos (0,0), (1,0) e (0,1) para uma distância l de 200 mm. É notório que o modo (0,0) é o menos atenuado em todo o espectro analisado. No caso analisado, o modo (0,1) é mais atenuado que o modo (1,0) em toda a faixa de frequência.

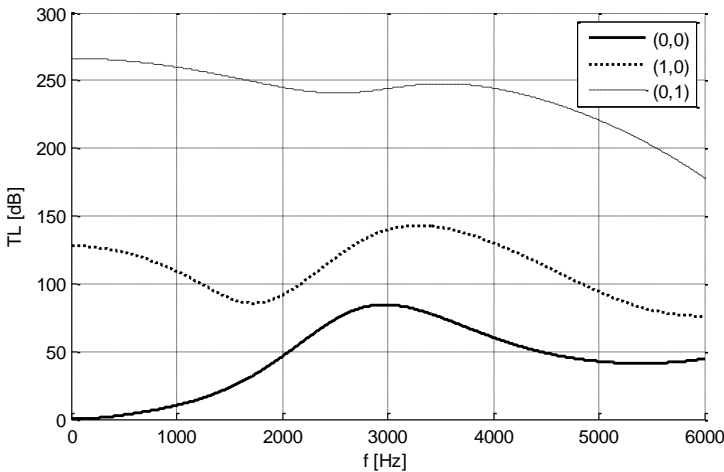


Figura 3.7. Perda de transmissão de modos específicos. Distância de 200 mm. Duto cilíndrico de 50 mm de diâmetro, revestimento localmente reativo descrito na Tabela 3.1.

Uma avaliação da variação da forma modal do modo (0,0), ao longo da frequência, pode ser útil para entender o comportamento da curva de TL . Por meio da equação (3.17), gera-se a Figura 3.8, onde a forma modal do modo (0,0) é mostrada em algumas frequências específicas entre 1 e 6000 Hz. Cada curva é identificada por sua frequência. O eixo y mostra a distância radial, sendo zero o eixo do duto e 0,025 m a superfície do revestimento. O eixo x indica a magnitude da pressão normalizada pela pressão máxima. Cada curva é normalizada pela pressão máxima naquela frequência.

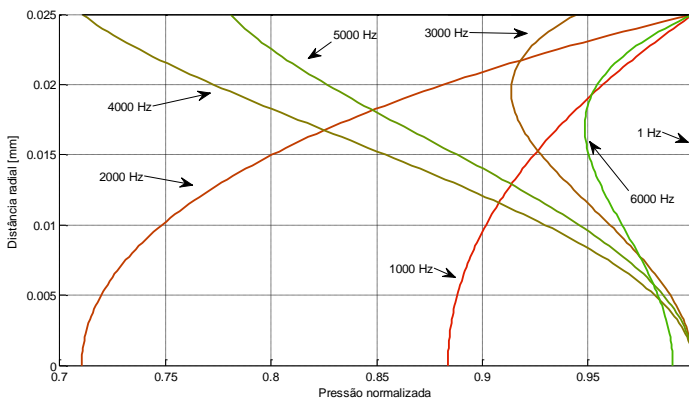


Figura 3.8. Forma modal do modo (0,0) em diferentes frequências. Duto cilíndrico de 50 mm de diâmetro, revestimento localmente reativo descrito na Tabela 3.1.

Em 1 Hz, a forma modal é basicamente uma onda plana, visto que em frequências próximas a zero, o revestimento se comporta como parede rígida. À medida que a frequência aumenta o modo gradualmente passa a ter característica de onda de superfície, como se percebe nas curvas de 1000 e 2000 Hz. Ondas de superfície são favoráveis para a perda de transmissão. Observa-se na Figura 3.7 que a TL do modo (0,0) é crescente até próximo de 3000 Hz, quando se chega a um pico de TL . Essa ascensão na TL está ligada também à ascensão no espectro de absorção acústica do revestimento.

É propício agora retornar à Figura 3.5 e discuti-la melhor. A curva contínua, traçada em preto, passa sobre os chamados pontos de ramificação. Esta linha demarca a transição entre a região superior, onde os valores $\beta_{m,n}$ estão relacionados às ondas de superfície; e a região inferior à curva, parte relacionada aos modos típicos. As curvas tracejadas em preto são as linhas de ramificação, as quais delimitam regiões que contêm soluções relacionadas às formas modais com padrões semelhantes. Os pontos de ramificação e linhas de ramificação foram traçados conforme equações encontradas em Mechel (2008).

Observa-se na Figura 3.5 que a curva de soluções para $n = 0$ cruza a linha que liga os pontos de ramificação. A passagem entre as duas regiões delimitadas pela curva causa uma mudança progressiva na forma modal, como pode ser observado no contraste de comportamentos entre as curvas de 2000 Hz, 3000 Hz e 4000 Hz, representadas na Figura 3.8.

As curvas de 4000 Hz e 5000 Hz, da mesma figura, possuem formas modais semelhantes, correspondentes ao modo fundamental. A curva de 6000 Hz, no entanto, revela um retorno ao comportamento de ondas de superfície, como verificado na Figura 3.5, na qual se observa a curva de soluções finalizando acima da curva contínua em preto. Por isso, percebe-se que a curva de TL do modo (0,0), Figura 3.7, volta a ter uma tendência crescente próximo de 6000 Hz.

Para o exemplo apresentado acima, o modo (0,0) é claramente o modo menos atenuado em todo o espectro apresentado. É adequado, portanto, expor um contraexemplo.

Considere agora que o duto possui um diâmetro de 150 mm ($r_0 = 75$ mm). A abordagem continua sendo de um revestimento localmente reativo e o mesmo material da Tabela 3.1 (fibra II) é usado. Logo, a impedância de superfície Z_s do revestimento é a mesma do exemplo anterior. A mesma faixa de frequência é analisada, ou seja, de 1 a 6000 Hz. E a mesma estratégia de solução também é usada para a solução do problema.

Como pode ser observado na Figura 3.9, a curva que representa o modo (0,0) não somente cruza a curva que passa pelos pontos de ramificação, mas também cruza a primeira linha de ramificação. Ao passar para a parte inferior da linha contínua, a curva entra na região correspondente ao “primeiro modo puramente radial”. Essa mudança da forma modal é visível na Figura 3.10.

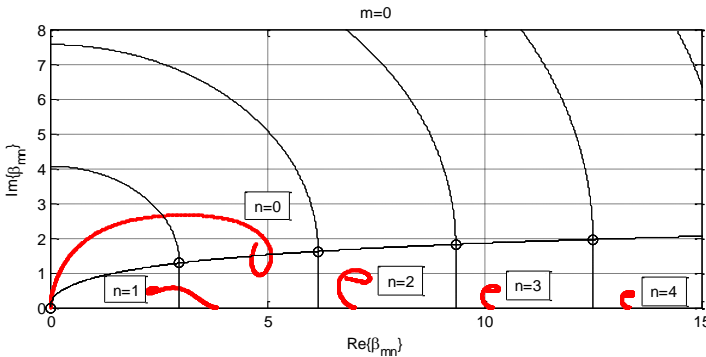


Figura 3.9. Conjuntos de soluções modais para um duto circular, diâmetro 100 mm, com *liner* localmente reativo descrito na Tabela 3.1.

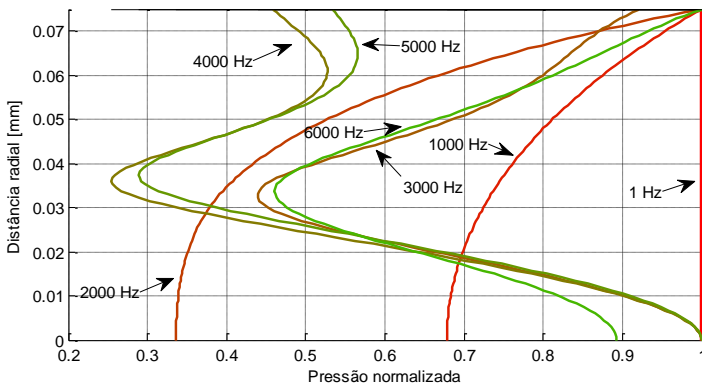


Figura 3.10. Forma modal do modo (0,0) em diferentes frequências. Duto cilíndrico de 150 mm de diâmetro, revestimento localmente reativo descrito na Tabela 3.1.

A forma como o modo (0,0) varia com a frequência repercute na sua TL , como mostrado na Figura 3.11.

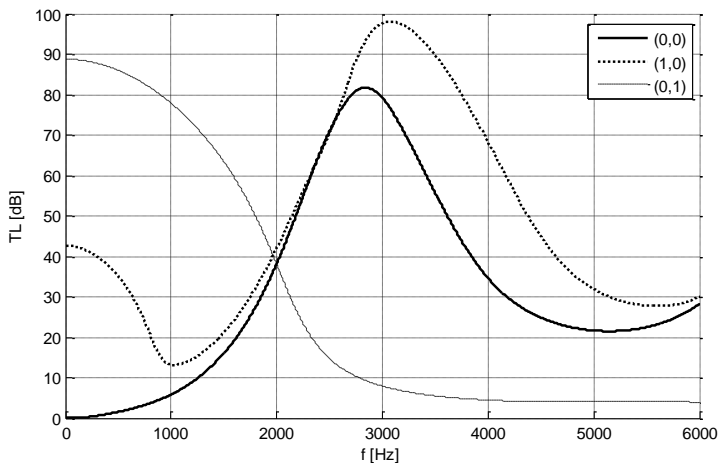


Figura 3.11. Perda de transmissão de modos específicos. Distância de 200 mm. Duto cilíndrico de 150 mm de diâmetro, revestimento localmente reativo descrito na Tabela 3.1.

A variação feita no diâmetro do duto tem consequência sobre o comportamento do modo (0,1). Como mostra a Figura 3.11, o modo (0,1) passa a ser o modo menos atenuado a partir de 2000 Hz, aproxi-

madamente. Como verificado na Figura 3.9, a curva do modo (0,1) também cruza a linha de ramificação, mas no sentido oposto àquele do modo (0,0). Essa passagem pela linha de ramificação tem consequências sobre a forma modal, como ilustrado na Figura 3.12. É visível que o modo em baixas frequências tem característica de um modo radial, e que ao aumentar a frequência, essa forma muda gradualmente, adquirindo o padrão de “modo fundamental de duto dissipativo”. O modo (0,1) com comportamento de modo fundamental apresenta amplitude máxima da pressão na região central do duto e baixa amplitude de pressão próximo ao revestimento. Sendo assim, mesmo que o revestimento apresente boa absorção acústica nessas frequências, o campo acústico não é favorável para a maximização da TL , pois a maior parte da energia está concentrada no centro do duto, distante do revestimento. Este efeito de diretividade da onda em altas frequências é denominado na literatura como *wave beaming*. (BOKOR, 1971; FUCHS, 2013). A consequência disso é uma redução da TL após o pico de atenuação, conferindo a curva da TL o formato típico de um sino.

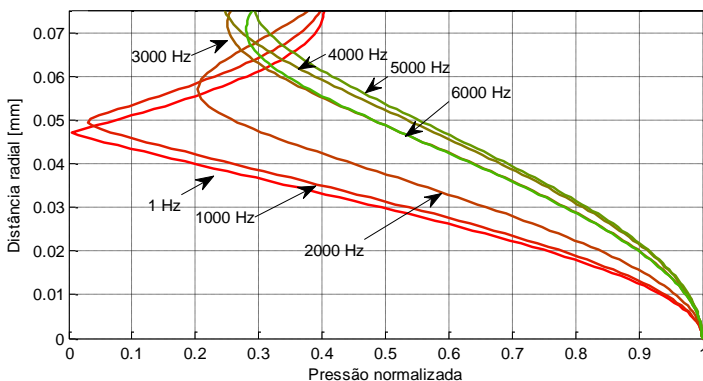


Figura 3.12. Forma modal do modo (0,1) em diferentes frequências. Duto cilíndrico de 150 mm de diâmetro, revestimento localmente reativo descrito na Tabela 3.1.

Essas mudanças na forma modal, verificadas dentro dos conjuntos de soluções, deixam claro que a maneira como os modos de dutos dissipativos são nomeados neste trabalho (e.g., modo (0,0), modo (0,1), modo (1,0), etc.) não tem uma ligação exclusiva com sua forma modal. Os modos de dutos dissipativos têm formas modais semelhantes aos seus modos homônimos de dutos de parede rígida, nas frequências pró-

ximas a zero. À medida que a frequência aumenta essa relação não pode ser mais garantida, tornando útil toda a análise apresentada acima.

Cummings e Sormaz (1993) explicam que o papel do modo menos atenuado no desempenho de um atenuador dissipativo, não é bem definido a menos que se tenha conhecimento das amplitudes modais envolvidas. Ou seja, um modo pode ser o menos atenuado na teoria, porém se não for excitado, não será de interesse prático. Portanto, o modo menos atenuado tem o potencial de ser o modo mais dominante, desde que seja excitado em magnitude significativa.

Quando não se conhecem os modos que compõem o campo acústico, nem suas respectivas amplitudes, a hipótese de equiparar a TL de um duto infinitamente longo à TL do modo menos atenuado, na faixa de frequência analisada, é largamente usada na literatura (BIES; HANSEN, 2003; MECHEL, 2008; INGARD, 2010).

Entretanto, ao se avaliar frequências mais altas ou diâmetros maiores de duto, modos de ordem superior tomam o papel de modo menos atenuado a partir de certa frequência, como mostrado no exemplo anterior e ilustrado na Figura 3.11.

A hipótese de Ramakrishnan e Watson (1992) considera que as ondas incidentes no duto possuem distribuição igual de energia. Assim, evita-se o cálculo das amplitudes de cada modo. Esta hipótese considera o som gerado e propagado pelo duto como sendo essencialmente de banda larga, sem componentes tonais importantes. Isso corresponde ao ruído típico em um sistema de ventilação convencional.

Ramakrishnan e Watson estimam a TL global, em dB, combinando os efeitos das TL s de N modos (m, n) , através da seguinte expressão:

$$TL_{global} = l \left\{ TL_{ref} + 10 \log(N) - 10 \log \left[\sum_{modo=1}^N 10^{\frac{TL_{ref} - (TL_{modo})}{10}} \right] \right\}, \quad (3.24)$$

sendo l a distância considerada na direção axial, TL_{ref} um valor de referência, imposto como 100 dB, e TL_{modo} a respectiva TL do modo considerado.

Usando a hipótese de distribuição igual de energia para as ondas incidentes, determina-se a TL_{global} para uma distância l de 200 mm, do duto de diâmetro 150 mm e revestimento da Tabela 3.1, localmente

reativo. A curva é mostrada na Figura 3.13, juntamente com a TL do duto de 50 mm e mesmo revestimento.

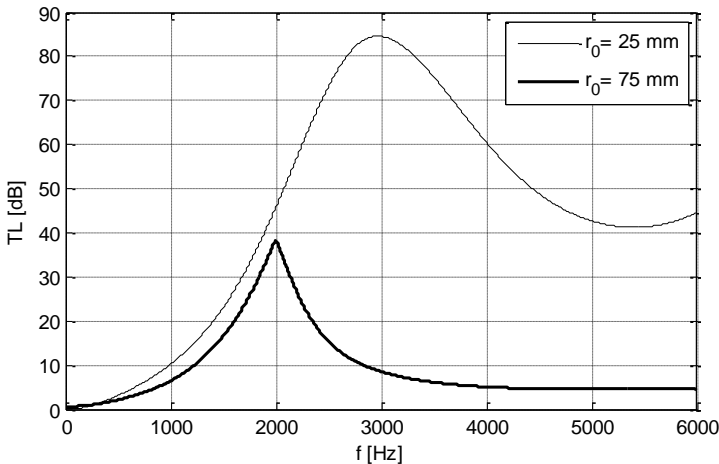


Figura 3.13. Comparação entre a TL de dois dutos de diâmetros diferentes. Distância de 200 mm. Revestimento localmente reativo descrito na Tabela 3.1.

As curvas têm comportamento próximo até a frequência marcada pelo pico da curva mais espessa, quando então a TL no duto de diâmetro 150 mm passa a ser comandada pelo modo (0,1).

Apresentado o procedimento de cálculo e alguns exemplos de dutos com revestimento localmente reativo, sumariza-se o seguinte:

- Supor que um revestimento é localmente reativo nem sempre condiz com o caso real.
- Porém tratar o revestimento como localmente reativo facilita muito o tratamento matemático do problema.
- Cada modo não possui uma frequência de corte bem definida.
- A atenuação do modo acontece junto com sua propagação em grande parte do espectro.
- A forma modal do modo varia ao longo da frequência.
- A TL de um duto infinito pode ser baseada no modo menos atenuado, quando este toma esse papel em toda a faixa de frequência analisada. Caso haja mais de um modo menos atenuado na faixa de interesse, é possível somar os efeitos desses modos sobre a TL . A hipótese de distribuição igual de energia entre as ondas incidentes,

proposta por Ramakrishnan e Watson (1992), é uma possível simplificação aplicável na solução desse problema.

Uma das vantagens da abordagem de revestimento localmente reativo é possibilitar a visualização das soluções do problema sobre o plano complexo, permitindo assim, relacioná-las com a natureza dos modos, como exposto nesta seção. Embora a abordagem de revestimento não-localmente reativo não permita acesso a essa vantagem gráfica, será visto que este outro método se aproxima mais das condições reais do problema, o que se traduz nos resultados obtidos.

3.3 Duto de seção circular com revestimento não-localmente reativo

Um material poroso típico é intrinsecamente não-localmente reativo. A interconexão entre seus poros faz com que a impedância de superfície varie com o ângulo de incidência devido à interferência entre as ondas fora de fase dentro do material. (ALLARD; ATALLA, 2009). Por conseguinte, a impedância de superfície de um material não-localmente reativo não pode ser determinada sem antes se conhecer o campo acústico existente dentro e fora do material (INGARD, 1994).

Partindo da simplificação que esse mesmo material é homogêneo e isotrópico, pode-se representá-lo como um fluido equivalente. Um fluido equivalente é caracterizado por dois parâmetros, como sua impedância característica Z_c e seu número de onda complexo \tilde{k} . A caracterização de materiais porosos de estruturas rígida e flexível (*limp*, em inglês) foi tratada na seção 2.2.

3.3.1 Modelo não-localmente reativo

Considere um duto infinitamente longo, de seção transversal circular, na qual toda sua parede é coberta por um revestimento não-localmente reativo. Sabendo que este tipo de revestimento não pode ser caracterizado como uma impedância de superfície Z_s , visto que esta não pode ser pré-determinada, um fluido equivalente é adicionado no problema representando o revestimento do duto. A Figura 3.14 mostra um esquema do duto. O revestimento, representado em azul, é limitado em $r_0 + d$ por uma parede rígida.

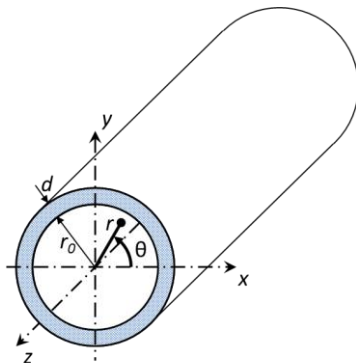


Figura 3.14. Duto infinito de seção circular com revestimento não-localmente reativo.

O problema agora possui duas regiões, cada uma delas ocupadas por um fluido: o cilindro central, de raio r_0 , que acomoda o fluido estacionário e ideal (ar); e o revestimento não-localmente reativo, de espessura d , representado pelo fluido equivalente. Cada uma dessas regiões é representada por formulações de campo acústico próprias.

Para o cilindro central – que por comodidade será chamado de passagem de ar – o campo de pressão e o campo de velocidade de partícula na direção radial apresentam as mesmas equações que em dutos de parede rígida ou em dutos com revestimento localmente reativo,

$$p(r, \theta, z) = P_{m,n} \cos(m\theta) J_m(k_{r,m,n}r) e^{-jk_{z,m,n}z}. \quad (3.25)$$

$$u_r(r, \theta, z) = \frac{jk_{r,m,n}}{k_0 \rho_0 c_0} P_{m,n} \cos(m\theta) J'_m(k_{r,m,n}r) e^{-jk_{z,m,n}z}. \quad (3.26)$$

sendo $P_{m,n}$ uma constante².

Todavia, para a região do fluido equivalente – que será rotulada de revestimento – as equações do campo acústico apresentam uma função de Bessel de segunda espécie. A razão disso é que a restrição que levou a equação (3.12) à equação (3.13) não é aplicável na região do revestimento, pois $r \geq r_0$, e logicamente, $r \neq 0$.

² A constante $P_{m,n}$ é relacionada a constante $A_{m,n}$ da equação (3.16) pela relação $P_{m,n} = -j\rho_0\omega A_{m,n}$.

$$\begin{aligned} \tilde{p}(r, \theta, z) = & [\tilde{P}_{m,n} J_m(\tilde{k}_{r,m,n} r) + \tilde{Q}_{m,n} Y_m(\tilde{k}_{r,m,n} r)] \\ & \times \cos(m\theta) e^{-jk_{z,m,n} z}. \end{aligned} \quad (3.27)$$

$$\begin{aligned} \tilde{u}_r(r, \theta, z) = & \frac{j\tilde{k}_{r,m,n}}{\tilde{k}Z_c} [\tilde{P}_{m,n} J'_m(\tilde{k}_{r,m,n} r) + \tilde{Q}_{m,n} Y'_m(\tilde{k}_{r,m,n} r)] \\ & \times \cos(m\theta) e^{-jk_{z,m,n} z}. \end{aligned} \quad (3.28)$$

nas quais as variáveis e constantes superpostas pelo símbolo \sim são específicas da região do revestimento. Assim, \tilde{p} e \tilde{u}_r são, respectivamente, a pressão e a velocidade de partícula radial no interior do revestimento; e $\tilde{k}_{r,m,n}$ o número de onda transversal também no interior do revestimento. $\tilde{P}_{m,n}$ e $\tilde{Q}_{m,n}$ são constantes.

Cada uma das duas regiões, passagem de ar e revestimento, são regidas por suas respectivas relações de dispersão:

$$\begin{aligned} k_0^2 &= k_{z,m,n}^2 + k_{r,m,n}^2 \\ \tilde{k}^2 &= k_{z,m,n}^2 + \tilde{k}_{r,m,n}^2 \end{aligned} \quad (3.29)$$

Observa-se que o número de onda na direção axial é o mesmo, tanto no ar como no revestimento, obedecendo à continuidade das condições físicas (pressão e velocidade de partícula) na interface entre os dois meios. Com isso, pode-se estabelecer a seguinte relação

$$\tilde{k}_{r,m,n}^2 = k_{r,m,n}^2 + \tilde{k}^2 - k_0^2. \quad (3.30)$$

Visto que o revestimento está em contato com a parede rígida do duto em $r_0 + d$, tem-se que $\tilde{u}_r(r_0 + d, \theta, z) = 0$. Consequentemente,

$$\tilde{Q}_{m,n} = \frac{\tilde{P}_{m,n} J'_m(\tilde{k}_{r,m,n}(r_0 + d))}{Y'_m(\tilde{k}_{r,m,n}(r_0 + d))}. \quad (3.31)$$

As outras condições de contorno do problema são a continuidade da pressão e a continuidade da componente radial da velocidade de partícula, ambas em r_0 .

$$p(r_0) = \tilde{p}(r_0) \quad (3.32)$$

$$u_r(r_0) = \tilde{u}_r(r_0) \quad (3.33)$$

Dividindo a equação (3.32) pela equação (3.33) e fazendo uso das equações (3.25), (3.26), (3.27), (3.28) e (3.31), pode-se escrever uma equação nos mesmos moldes da equação (3.21), porém substituindo a função U_1 por U_b :

$$f_b(\beta_{m,n}) = \frac{\beta_{m,n} J_{m-1}(\beta_{m,n})}{J_m(\beta_{m,n})} - m + jU_b, \quad (3.34)$$

sendo $\beta_{m,n} = k_{r,m,n}r_0$. A função $f_b(\beta_{m,n})$ deve ser igual a zero. A função U_b , para $m = 0$, é expressa na equação (3.35).

$$U_b = \frac{-jk_0\rho_0c_0\tilde{\beta}_{m,n}}{\tilde{k}Z_c} \times \left[\frac{J_1(\tilde{\beta}_{m,n})Y_1(\tilde{\beta}_{m,n}(1+d/r_0)) - Y_1(\tilde{\beta}_{m,n})J_1(\tilde{\beta}_{m,n}(1+d/r_0))}{J_0(\tilde{\beta}_{m,n})Y_1(\tilde{\beta}_{m,n}(1+d/r_0)) - Y_0(\tilde{\beta}_{m,n})J_1(\tilde{\beta}_{m,n}(1+d/r_0))} \right], \quad (3.35)$$

na qual $\tilde{\beta}_{m,n} = \tilde{k}_{r,m,n}r_0$. As variáveis $\beta_{m,n}$ e $\tilde{\beta}_{m,n}$ estão relacionadas através da equação (3.30). Para a expressão de U_b quando $m > 0$, o leitor pode consultar Mechel (2008).

A tarefa, então, consiste em determinar os valores $\beta_{m,n}$ que satisfaçam a equação (3.34), a semelhança do que foi apresentado para a equação (3.21) em dutos com revestimento localmente reativo. A grande diferença na equação (3.34) é que a variável $\beta_{m,n}$ está inclusa na função U_b . Assim, U_b não é uma função apenas da geometria do duto e dos parâmetros do revestimento, mas é também dependente do campo acústico, ou seja, do modo considerado.

Uma representação gráfica da equação (3.34) é inviável devido à sua complexidade. Porém, esta equação transcendental pode ainda ser solucionada numericamente. O método de Müller, apresentado na seção 3.2.3, é usado para determinar as raízes da equação (3.34). A mesma metodologia de cálculo aplicada para dutos com *liner* localmente reativo é aplicada aqui, buscando rastrear as raízes das frequências próximas de zero em direção às altas frequências.

O duto com revestimento não-localmente reativo também tem comportamento de duto de parede rígida nas frequências próximas a zero. Assim, a estimativa inicial usada para determinar o modo (m, n) é igual a $\beta_{m,n}$ do duto de parede rígida, sendo que r_0 deste duto é igual a r_0 da passagem de ar no duto com revestimento não-localmente reativo.

Ramli (2013) relata sobre modos especiais encontrados em dutos com revestimento não-localmente reativo. Estes não existem em dutos de parede rígida ou com revestimento localmente reativo. Esses modos são denominados, neste trabalho, de “modos de revestimento”.

A estimativa inicial para um modo de revestimento não é tão óbvia. Ramli (2013) aplica o princípio do argumento de Cauchy para, em dada frequência, determinar todos os zeros e polos da função dentro de determinada área sobre o plano complexo. Dentre os zeros identificados, distinguem-se quais estão relacionados aos modos de revestimento. Desta forma, tem-se a estimativa inicial para ser utilizada no método de Müller. Não raramente, os zeros relacionados a um modo de revestimento apresentam-se muito próximos de um polo. Por isso, a estimativa inicial deve ser muito precisa a fim de que a solução obtida pelo método de Müller não convirja para uma raiz relacionada a um modo não desejado. Uma breve apresentação do princípio do argumento de Cauchy, juntamente com uma estratégia para identificar os zeros da função complexa relativos aos modos de revestimento, é apresentada em (RAMLI, 2013). Esta mesma estratégia de solução é utilizada neste trabalho para identificar as estimativas iniciais dos modos de revestimento.

Esses modos de revestimento, por fazerem parte de outra categoria de modos, não recebem a nomenclatura convencional de modo (m, n) . Eles serão identificados neste trabalho por um índice $m_1 \geq 1$.

Aplicando a estratégia de solução já descrita, identificam-se os conjuntos de valores $\beta_{m,n}$ (ou β_{m_1}) desejados. A *TL* pode ser determinada através dos mesmos procedimentos explicados na seção 3.2.3. A hipótese de igual distribuição de energia também pode ser aplicada. Atenção deve ser dada aos modos de revestimento, pois estes podem estar entre os modos menos atenuados na faixa de frequência analisada.

3.3.2 Aplicação teórica

A fim de esclarecer a subseção anterior, apresenta-se o exemplo seguinte: um duto cilíndrico, de comprimento infinito, revestido com material não-localmente reativo, como ilustrado na Figura 3.14. A passagem de ar tem raio r_0 igual a 25 mm e o revestimento tem espessura d de 25 mm. O revestimento é o mesmo material fibroso que tem seus parâmetros descritos na Tabela 3.1.

O modelo de Johnson-Champoux-Allard, considerando estrutura flexível (JCA_f), é usado para estimar a impedância característica Z_c e o número de onda complexo \tilde{k} da fibra que constitui o revestimento. A fibra passa a ser considerada como um fluido equivalente no problema.

A equação (3.34) é solucionada através da abordagem usual usada neste trabalho, ou seja: define-se o modo de interesse; identifica-se uma estimativa inicial para o método de Müller, adequada para esse modo; adicionam-se duas outras estimativas, que são simples perturbações da primeira, e soluciona-se a equação em uma frequência; passa-se para a frequência seguinte, usando agora, como estimativas iniciais, a solução encontrada na frequência anterior junto com duas perturbações. A faixa de frequência analisada abrange o intervalo de 1 a 6000 Hz, com uma discretização de 1 Hz. As perturbações da estimativa inicial x_0 são $x_1 = x_0 - 0,01$ e $x_2 = x_0 + 0,01 + j0,01$. A rotina foi implementada em *MATLAB* e seu tempo de execução dura em torno de 20 segundos (Intel Core i7-4790, 3.60 GHz, 16 GB de memória RAM).

A Figura 3.15 mostra as *TLs* dos modos (0,0) e (0,1), relativas a uma distância l de 200 mm. Tal qual o duto análogo com revestimento localmente reativo, a *TL* do modo (0,0) é inferior a *TL* do modo (0,1) em toda a faixa de frequência de análise.

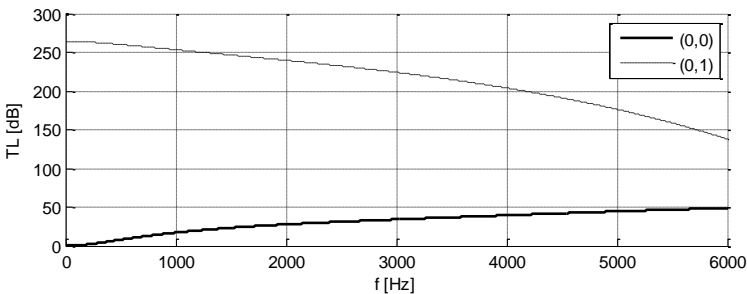


Figura 3.15. *TL* de modos específicos. Distância de 200 mm. Duto cilíndrico de 50 mm de diâmetro, revestimento não-localmente reativo, descrito na Tabela 3.1.

Antes de atestar a TL global do problema, é necessário verificar a existência de modos de revestimento, e se esses terão influência no resultado final. O princípio do argumento de Cauchy é aplicado para determinar as raízes da equação (3.34) em uma certa frequência. O método é especificado em (RAMLI, 2013). A Figura 3.16 mostra as raízes (identificadas por círculos) e polos (identificados por asteriscos) da função, na frequência de 1 Hz. A região de busca dos zeros e polos no plano complexo é subdividida em pequenas áreas quadradas sobre cada uma das quais é aplicado o princípio do argumento de Cauchy.

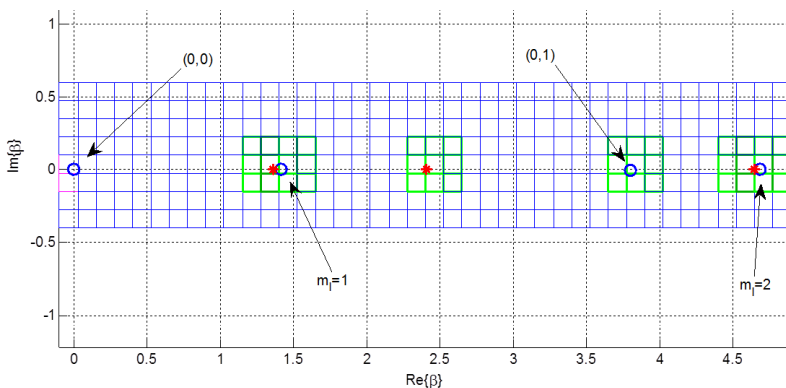


Figura 3.16. Raízes e polos da função para 1 Hz.

Perceptivelmente, as raízes identificadas como $(0,0)$ e $(0,1)$ têm valores muito próximos dos valores de $\beta_{m,n}$ do duto de parede rígida. As demais raízes, mostradas na Figura 3.16, representam modos de revestimento. Como pode ser visto, polos localizam-se próximos a essas raízes. Isso impõe que a estimativa inicial seja suficientemente próxima da raiz, para que o resultado não convirja para outro modo. Quanto mais próximo o polo estiver da raiz, mais precisa deve ser a estimativa inicial. Esse método que usa o princípio do argumento de Cauchy se mostra interessante justamente pelo fato de determinar todas as raízes de determinada região com exatidão. Isso assegura que nenhum modo foi ignorado, além de providenciar uma estimativa inicial ótima para o método de Müller.

A Figura 3.17 adiciona as TL s correspondentes aos modos de revestimento referidos. Observa-se que o modo $m_1 = 1$ torna-se importante na TL global a partir de aproximadamente 4600 Hz.

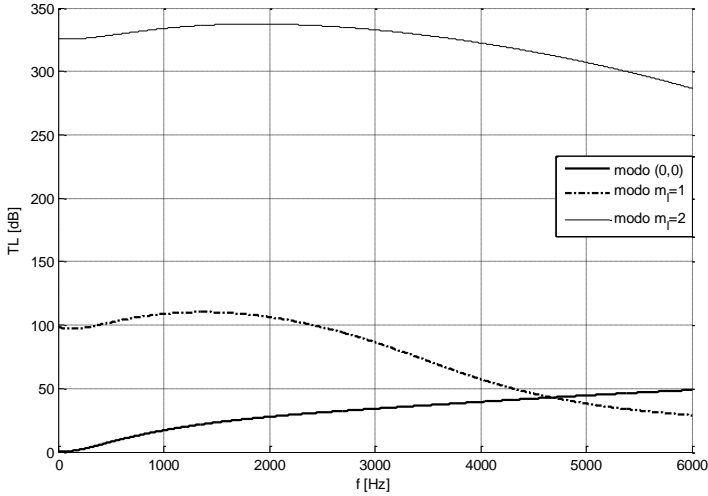


Figura 3.17. TL de dois modos de revestimento. Distância de 200 mm. Duto cilíndrico de 50 mm de diâmetro, revestimento não-localmente reativo, descrito na Tabela 3.1.

Conclui-se que o modo $(0,0)$ é o modo menos atenuado na maioria da faixa de frequência e que o modo $m_1 = 1$ assume esta importância a partir de aproximadamente 4600 Hz.

A visualização do campo acústico desses modos pode ser de interesse. As Figura 3.18 e Figura 3.19 ilustram o campo de pressão na passagem de ar e no interior do revestimento em cada um dos modos citados. No eixo y , zero representa o eixo do duto e 0,05 m a parede rígida na qual o revestimento está fixado. A reta horizontal em 0,025 m determinada r_0 , ou seja, a interface entre o ar e o revestimento. A magnitude do campo de pressão é indicada no eixo x . Normaliza-se a magnitude pela pressão máxima presente na passagem de ar, em cada frequência. Cada curva representa a forma modal em uma frequência, iniciando-se em 1 Hz, seguido de 500 Hz, 1000 Hz, 1500 Hz, até 6000 Hz. O aumento gradual da frequência é simbolizado pela mudança gradual das cores das curvas, que passam do vermelho (baixas frequências) para o verde (altas frequências).

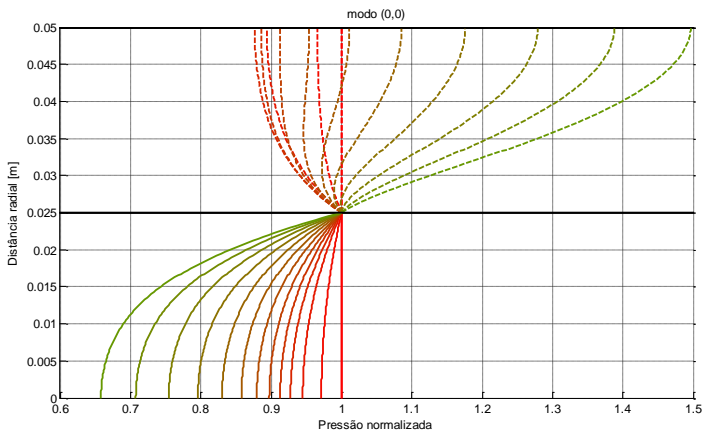


Figura 3.18. Forma modal do modo (0,0) em diferentes frequências. Duto cilíndrico de 50 mm de diâmetro, revestimento não-localmente reativo, descrito na Tabela 3.1.

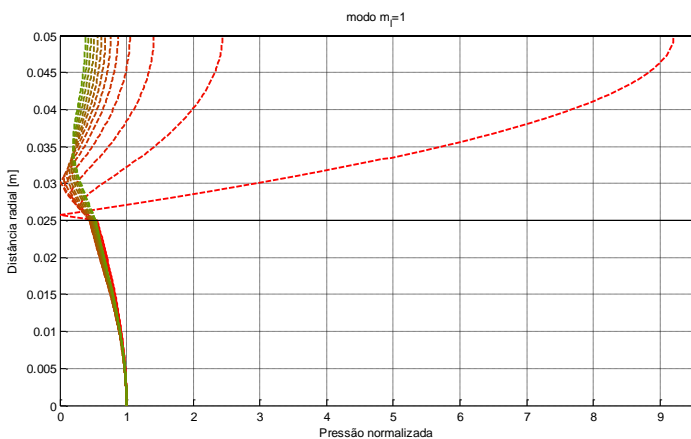


Figura 3.19. Forma modal do modo $m_1 = 1$ em diferentes frequências. Duto cilíndrico de 50 mm de diâmetro, revestimento não-localmente reativo, descrito na Tabela 3.1.

A atenuação no duto é favorecida nas seguintes condições: quando no interior do revestimento, a pressão próxima à parede rígida é elevada; e quando na passagem de ar, a pressão próxima ao revestimento é elevada.

As formas modais apresentadas resultam do acoplamento entre os dois fluidos (ar e fluido equivalente), o que torna menos evidente uma avaliação teórica mais completa dessas curvas.

Uma vez identificados os modos que contribuem efetivamente para a TL global, de acordo com a hipótese de distribuição igual de energia das ondas incidentes, pode-se concluir o problema definindo a TL global na distância l . A Figura 3.20 mostra a TL global do duto com revestimento não-localmente reativo tratado neste exemplo. Na mesma figura, a TL obtida no caso análogo com revestimento localmente reativo é mostrada para efeito de comparação.

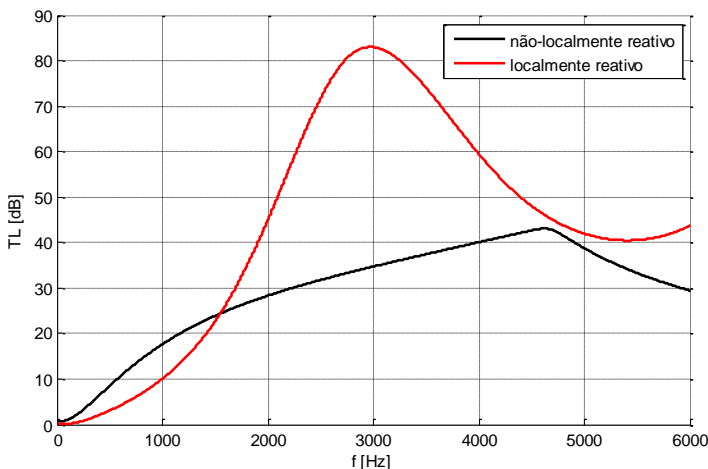


Figura 3.20. Comparação entre a TL para revestimento localmente e não-localmente reativo. Distância de 200 mm. Revestimento com parâmetros descritos na Tabela 3.1.

Os resultados apresentados na Figura 3.20 mostram que as abordagens de revestimento localmente reativo e não-localmente reativo podem gerar resultados muito diferentes. O nível desta diferença está associado ao diâmetro do duto, espessura e propriedades do revestimento. A seção 3.4 explora a comparação das TL s de dutos com revestimento localmente reativo e não-localmente reativo.

A análise teórica apresentada, para dutos infinitos cilíndricos com revestimento não-localmente reativo, pode ser resumida nos seguintes tópicos:

- A grande maioria dos materiais porosos usados como revestimento em dutos são de natureza não-localmente reativa.
- Embora esta abordagem tenha um equacionamento matemático mais elaborado e solução que consome mais tempo, esta leva em conta efeitos físicos desconsiderados na abordagem localmente reativa.
- Assim como em dutos com revestimento localmente reativo, cada modo não possui uma frequência de corte bem definida. A propagação e atenuação acontecem juntas em grande parte do espectro. Os modos têm suas formas modais dependentes da frequência.
- Modos de revestimento, exclusivos em dutos com revestimento não-localmente reativos, podem influenciar a TL global de maneira importante.
- Dependendo da geometria do duto e das características do revestimento, as TL s resultantes dos modelos localmente reativo e não-localmente reativo podem ser consideravelmente diferentes.

3.4 Estudo paramétrico

Para finalizar o capítulo, será apresentada uma análise de sensibilidade dos parâmetros que mais influenciam a TL em dutos dissipativos. Estes parâmetros são: o raio do duto, a espessura do revestimento e a resistividade ao fluxo do material poroso que compõe o revestimento. Não se pretende fazer aqui uma análise extenuante, mas sim, realizar a análise no sentido de avaliar o comportamento da TL quando se varia cada um desses parâmetros separadamente. Aproveita-se para comparar os efeitos causados pelas mesmas variações de parâmetros sobre cada um dos modelos tratados: revestimento localmente reativo e não-localmente reativo.

O revestimento considerado continua sendo a fibra II, cujos parâmetros macroscópicos e espessura estão apresentados na Tabela 3.1. Parte-se dessa configuração inicial, com um duto de raio r_0 igual a 25 mm. A menos que se especifique o contrário, todos os parâmetros se mantêm nos valores iniciais. A TL é considerada para uma distância l de 200 m.

A Figura 3.21 mostra a sensibilidade da TL devido à variação do raio r_0 . Três raios são avaliados: 25 mm, 50 mm e 75 mm. As curvas em vermelho são relativas ao modelo localmente reativo, enquanto as pretas estão relacionadas ao modelo não-localmente reativo. Fica claro que a perda de transmissão máxima acontece em uma frequência cada vez

mais baixa à medida que se aumenta o raio do duto. Nos dutos com revestimento localmente reativo, este fato está relacionado à influência dos modos radiais que se tornam relevantes em frequências cada vez mais baixas com o aumento do raio r_0 . Já nos dutos com revestimento não-localmente reativo, o pico na TL pode depender do modo de revestimento $m_1 = 1$, como nas curvas $r_0 = 25$ mm e $r_0 = 50$ mm; ou do modo radial $(0,1)$, sendo a curva $r_0 = 75$ mm, um exemplo. A relação entre o raio do duto e a espessura do revestimento define qual desses modos é o mais importante na TL global. A Figura 3.21 pode induzir a conclusão precipitada que o aumento do raio faz a TL localmente reativa convergir para a TL não-localmente reativa. Porém, Ramli (2013), em seu estudo sobre transmissão sonora em dutos retangulares com revestimento nas paredes laterais, observou que para uma razão elevada entre a largura do duto e a espessura do revestimento, a TL do modelo localmente reativo passa a ser menor que a TL do modelo não-localmente reativo em praticamente todas as frequências.

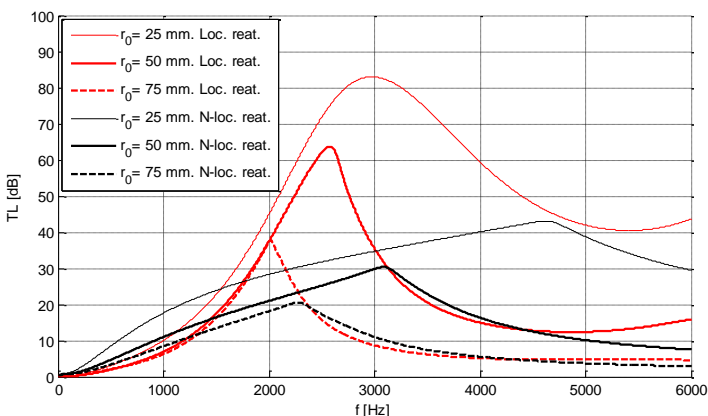


Figura 3.21. Análise de sensibilidade da TL global ao se variar o raio do duto.

Em geral, as curvas de TL não-localmente reativas têm um aspecto de banda larga e se sobressaem nas baixas frequências, se comparadas àquelas do modelo localmente reativo.

A variação da espessura d do revestimento é avaliada na Figura 3.22. Três espessuras são comparadas: 12,5 mm, 25 mm e 50 mm. Ao se aumentar a espessura do revestimento, a TL aumenta nas baixas frequências, consequência do efeito de compressibilidade do ar no interior do revestimento (reatância negativa) que se torna menos acentuado. No

modelo localmente reativo, as espessuras mais finas resultam em picos de maior amplitude, porém mais estreitos.

Ao se aumentar indefinidamente a espessura do revestimento, a TL nas médias e altas frequências tende a estabilizar em determinado valor. Isso acontece porque a atenuação da onda que penetra no revestimento é considerável apenas até certa profundidade. Essa profundidade de penetração é dependente do comprimento de onda e dos parâmetros do material poroso (INGARD, 1994; INGARD, 2010).

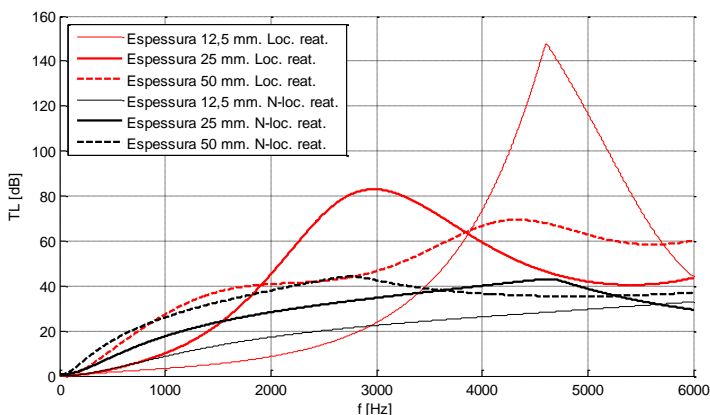


Figura 3.22. Análise de sensibilidade da TL global ao se variar a espessura do duto.

Por último, a resistividade ao fluxo do material do revestimento é variada, nos valores de 25000, 75000 e 125000 Rayls/m. A resistividade ao fluxo é um dos parâmetros com maior influência sobre a absorção acústica de um material poroso. A Figura 3.23 contém a comparação das TL s para as diferentes resistividades ao fluxo.

Nota-se que na faixa de frequência analisada, tratando primeiramente do revestimento localmente reativo, a resistividade ao fluxo de 25000 Rayls/m produz a TL mais elevada na faixa de 1600 a 4600 Hz, aproximadamente, se comparada com os demais resultados. Esse pico, que na verdade é uma oscilação pronunciada na TL , é decorrente de um efeito de ressonância do revestimento, que tem sua espessura próxima a $1/4$ do comprimento de onda (KING, 1958). A frequência de ressonância e o comprimento de onda no interior do revestimento estão relacionados à velocidade de propagação do som no interior do mesmo, que por sua vez está relacionada aos parâmetros macroscópicos do material poroso. Uma baixa resistividade ao fluxo destaca esse efeito de resso-

nância. Esse mesmo efeito não foi observado no modelo não-localmente reativo.

As TL s dos dois modelos tornam-se semelhantes com o aumento da resistividade ao fluxo, que é acompanhado da diminuição da velocidade de propagação no interior do revestimento. Quando a velocidade de propagação no ar é muito maior que a mesma no interior do material poroso, este tende a ter comportamento localmente reativo. (ALLARD; ATALLA, 2009).

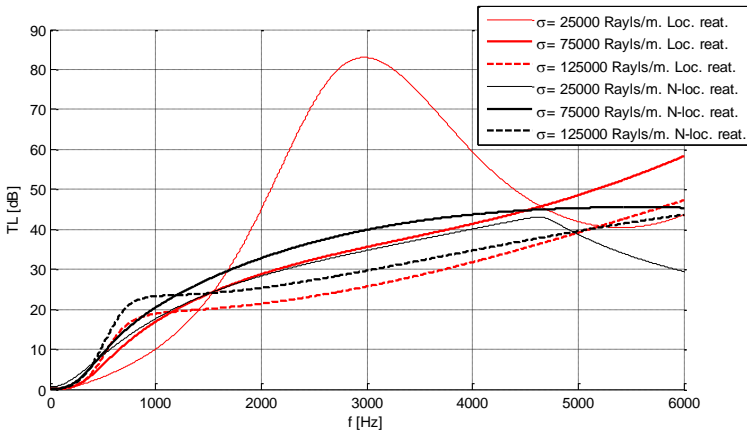


Figura 3.23. Análise de sensibilidade da TL global ao se variar a resistividade ao fluxo do *liner*.

3.5 Síntese do capítulo

Neste capítulo, apresentou-se um embasamento teórico sobre propagação acústica em dutos infinitos de seção circular. Iniciou-se por dutos de parede rígida e a discussão sobre a propagação dos modos transversais nesse duto de configuração simples. Em seguida, foram abordados dutos dissipativos, para os quais dois modelos foram analisados: modelo considerando revestimento localmente reativo e modelo de revestimento não-localmente reativo. Com enfoque sobre o efeito desses modelos sobre a TL do duto, foram avaliados e suas diferenças foram contrastadas.

O modelo localmente reativo não admite propagação da onda na direção axial no interior do revestimento. Este é representado apenas por uma impedância de superfície. Este modelo é mais simples matemati-

camente e permite relacionar graficamente o número de onda transversal com as formas modais, o que auxilia no entendimento da *TL*.

Já o modelo não-localmente reativo, que permite propagação axial no revestimento, impõe maior complexidade. O revestimento é representado por um fluido equivalente. Os modos presentes podem estar relacionados tanto ao duto em si como ao próprio revestimento.

O método de Müller é usado, em ambos os modelos, para resolver numericamente as equações transcendentais envolvidas. Este método se mostrou rápido e eficiente.

A comparação entre as *TLs* obtidas dos modelos localmente e não-localmente reativo mostrou uma considerável diferença na maioria dos casos analisados. Apenas a condição de resistividade ao fluxo elevada resultou em curvas de *TL* razoavelmente semelhantes.

Pelo fato de se ter considerado que os dutos são infinitamente recobertos pelo revestimento, não foram avaliados os efeitos de descontinuidade de impedância nas paredes. Uma sessão finita de revestimento representaria um atenuador dissipativo usual. Essas descontinuidades no duto adicionam efeitos de reflexão e dispersão acústica. Portanto, a composição modal no interior do atenuador não dependerá apenas das ondas incidentes, mas também dos efeitos de “entrada” e “saída” do atenuador. (KIRBY, 2001) Técnicas de *mode-matching* (CUMMINGS; CHANG, 1988; GLAV, 2000) modelam esses efeitos dispersivos nas descontinuidades, fazendo a correspondência dos modos de duto de parede rígida com os modos de duto dissipativo, e vice-versa. A aplicação de técnicas de *mode-matching* ou similares (Wiener Hopf (KOCH, 1977), por exemplo), não é tratada neste trabalho, embora se tenha ciência que este seria logicamente o próximo passo a ser tomado, caso se queira considerar a *TL* teórica de um atenuador dissipativo simples.

Um modelo numérico de elementos finitos (FEM) será apresentado no capítulo 4 para preencher essa e outras lacunas, além de ser uma vertente complementar para a solução do problema de *TL* de atenuadores.

4 MODELO NUMÉRICO

O método de elementos finitos (*Finite Elements Method*, FEM) é um dos métodos numéricos mais difundidos e utilizados atualmente em engenharia. Uma diversidade de *softwares* comerciais incorpora e aplica o método de elementos finitos à solução dos mais variados problemas físicos, incluindo problemas no campo da acústica.

O FEM permite determinar a distribuição da variável de campo de interesse, como o deslocamento em uma análise de tensões, a temperatura ou fluxo de calor em uma análise térmica, pressão ou velocidade de partícula em uma análise acústica, etc. Esse método numérico busca uma solução aproximada da distribuição dessas variáveis de campo no domínio do problema. Isso é feito discretizando o domínio em pequenos elementos, geralmente de geometria simples, e aplicando a cada um destes leis físicas apropriadas. A função contínua da variável de campo, obtida a partir das equações diferenciais parciais que definem o problema físico, é aproximada por meio de funções de forma atribuídas a cada elemento. As funções de forma são uma combinação linear de funções pré-determinadas. Cada elemento é formado por determinado número de nós, sobre os quais são avaliadas as incógnitas do problema: valores discretos da variável de campo. Em seguida, estabelecem-se as equações de energia apropriadas para cada elemento e efetua-se a montagem, etapa em que os elementos são “ligados” entre si. Este processo leva a um sistema de equações algébricas lineares que pode ser solucionada numericamente, fornecendo as variáveis de campo em cada nó do sistema (QUEK; LIU, 2003).

Historicamente, a primeira publicação na qual o FEM foi aplicado à acústica é da autoria de Gladwell (1965). Young e Crocker (1975), por sua vez, foram os pioneiros no emprego do FEM para prever a perda de transmissão de um atenuador acústico, mais especificamente neste caso, uma câmara de expansão. Uma série de outros trabalhos envolvendo o FEM na pesquisa de atenuadores se seguiram e entre esses incluem-se análises de atenuadores dissipativos usando as abordagens de material poroso localmente reativo (KAGAWA; YAMABUCHI; MORI, 1977; CRAGGS, 1977) e não-localmente reativo (CRAGGS, 1978; ASTLEY; CUMMINGS; SORMAZ, 1991; BORELLI; SCHENONE, 2012).

Com o crescente aumento da capacidade computacional (processamento e memória), o FEM se torna cada vez mais atrativo para a análise de atenuadores dissipativos. Entre as vantagens que poderiam ser apontadas, estão:

- Não possui restrições quanto à geometria do problema e propriedades do meio.
- Condições de contorno, em termos de pressão e velocidade de partícula, podem ser aplicadas livremente no sistema.
- Modelos tridimensionais são construídos com facilidade, os quais incluem efeitos tridimensionais (efeitos de borda, por exemplo) difíceis de serem tratados em modelos analíticos;
- O FEM permite a seu usuário, de forma prática, a análise do campo acústico e da TL de um atenuador.

É notório que o custo computacional do FEM aumenta drasticamente com o aumento da frequência a ser analisada. Com a diminuição do comprimento de onda, é necessário discretizar o domínio em mais elementos para se obter uma solução plausível. Um critério bem aceito entre os engenheiros é de se utilizar no mínimo 6 elementos por comprimento de onda na malha. Por isso, a análise em FEM de grandes atenuadores (como por exemplo, aqueles utilizados nos dutos de exaustão de turbinas a gás) em altas frequências, torna-se altamente onerosa computacionalmente e praticamente inviável. Já na análise de atenuadores menores, como os presentes no sistema de condicionamento de ar em aeronaves, a utilização do FEM é factível, pois a faixa de frequência de interesse permite o uso de uma malha que possibilita um processamento em tempo muito hábil.

A modelagem computacional utilizando FEM consiste basicamente de quatro passos: construção da geometria (domínio), geração da malha (discretização do domínio), especificação das propriedades dos materiais ou meios e especificação das condições de contorno, condições iniciais e carregamentos. O modelo criado serve para alimentar o *solver*, que fornece, após o processamento, os valores das variáveis de campo nos nós.

A TL de um atenuador, modelado em FEM, pode ser calculada na etapa de pós-processamento. Entre os métodos comuns na literatura para se determinar a TL numérica, pode-se citar (BILAWCHUK; FYFE, 2003):

- O método “tradicional de laboratório”, que faz uso de dois modelos, com atenuador e sem atenuador, para determinar a diferença na potência transmitida em cada um;
- O método da matriz de transferência, que usa dois modelos com condições de contorno diferentes na terminação, de forma que se

determina uma matriz que relaciona as pressões e velocidades de partícula na entrada e saída do atenuador;

- E o método dos 3 pontos, que faz uso dos valores de pressão em dois pontos à montante do atenuador e em um ponto à jusante para definir a onda incidente e transmitida e assim, calcular a TL .

Este capítulo descreve a modelagem de um atenuador dissipativo, criado em elementos finitos, na perspectiva do usuário do *software* de elementos finitos. Na sequência, realiza-se uma análise comparativa da TL analítica, modelo do capítulo 3, em relação a TL obtida por FEM.

4.1 Modelo utilizado

Esta seção apresenta os passos seguidos na criação dos modelos tridimensionais de atenuadores dissipativos em elementos finitos. Seguindo a geometria básica apresentada no capítulo 3, o modelo em FEM representa um duto circular de raio r_0 e um revestimento de espessura d . Determina-se, porém, um comprimento finito l para o revestimento (constituindo o atenuador dissipativo do modelo). Também se modelam os trechos de duto de parede rígida que se encontram conectados a entrada e saída do atenuador.

Revestimentos localmente e não-localmente reativos são representados por modelos com geometrias diferentes, sendo o primeiro revestimento representado neste trabalho por uma impedância de superfície e o último por um fluido equivalente. Embora materiais porosos possam ser representados em um modelo FEM por elementos poroelásticos (ALLARD; ATALLA, 2009), os quais são baseados na teoria de Biot, não se utiliza neste trabalho esse tipo de elemento, pois se considera que está além do escopo traçado.

A perda de transmissão predita pelos modelos criados será comparada na seção 4.2 aos modelos analíticos discutidos no capítulo 3. Esses mesmos modelos em FEM serão usados nos capítulos 5 e 6, na comparação com os testes experimentais e validação dos modelos numéricos.

A geometria e a malha dos modelos em FEM foram geradas no *software* Patran. Propriedades acústicas, condições de contorno, processamento e pós-processamento são executados no *software* LMS Virtual.Lab.

4.1.1 Geometria e malha

A geometria dos modelos de atenuadores dissipativos depende, primeiramente, do tipo de revestimento: localmente ou não-localmente reativo.

Para atenuadores com revestimento localmente reativo, modelou-se simplesmente um cilindro de raio r_0 , correspondente à metade do diâmetro interno do duto. O comprimento do modelo é 20% maior que o comprimento l do atenuador, pois os trechos de entrada e saída também são incluídos, possuindo comprimento de $0,1l$ cada. A malha utilizada, composta por elementos sólidos, adota um padrão de coordenadas cilíndricas. Cada elemento mede 5 mm na direção axial do cilindro e 5 mm na direção radial. Para a direção circunferencial, não se estabeleceu uma dimensão para o elemento, mas sim um número de 25 elementos nesta direção. A Figura 4.1(a) mostra vistas da geometria com a respectiva malha. Os elementos mais próximos do eixo, representados em linhas vermelhas, são do tipo WEDGE6, e os outros elementos, representados em linhas pretas, são do tipo HEX8.

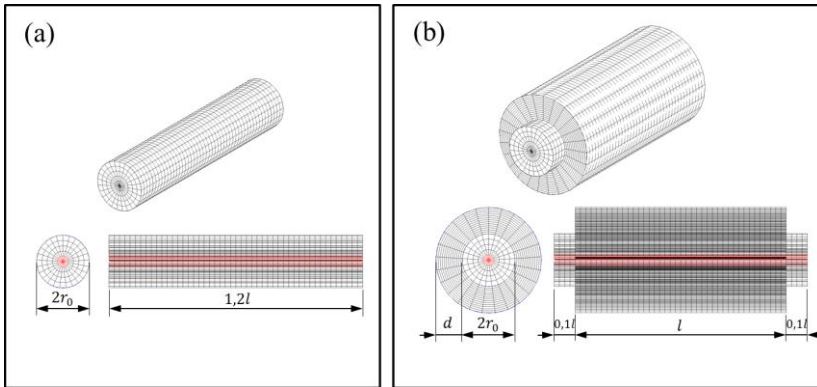


Figura 4.1. Geometria e malha dos atenuadores: a) modelo localmente reativo; b) modelo não-localmente reativo.

Atenuadores com revestimento não-localmente reativo possuem a geometria de uma câmara de expansão cilíndrica, de comprimento l e raio $r_0 + d$, no qual d é igual à espessura do revestimento. Para representar dutos de parede rígida à montante e à jusante da câmara de expansão, são modelados cilindros de comprimento $0,1l$ e raio r_0 . As dimensões dos elementos seguem o seguinte padrão:

- os elementos contidos no cilindro central de raio r_0 (mesmo aqueles na parte central da câmara de expansão), medem 5 mm na direção axial, 5 mm na direção radial e a direção circunferencial é composta por 25 elementos;
- os elementos restantes, aqueles que representam o revestimento, diferem apenas na dimensão radial, que é reduzida para 2 mm.

A Figura 4.1(b) é referente à geometria e malha do modelo não-localmente reativo. Como representado anteriormente, os elementos em vermelho são do tipo WEDGE6 e em preto do tipo HEX8. A validade da malha escolhida é discutida na subseção 4.1.4.

4.1.2 Aplicação das propriedades dos elementos

Em ambos os modelos, localmente e não-localmente reativos, aplicam-se as propriedades do ar aos elementos sólidos que constituem o cilindro central, de raio r_0 . O ar é tratado como um fluido incompressível de densidade mássica igual a $1,225 \text{ kg/m}^3$ e velocidade de propagação do som ($c_0 = \sqrt{K_a/\rho_0}$) de 340 m/s. Os elementos que recebem essas propriedades têm a cor branca nas Figuras 4.2(a) e (b).

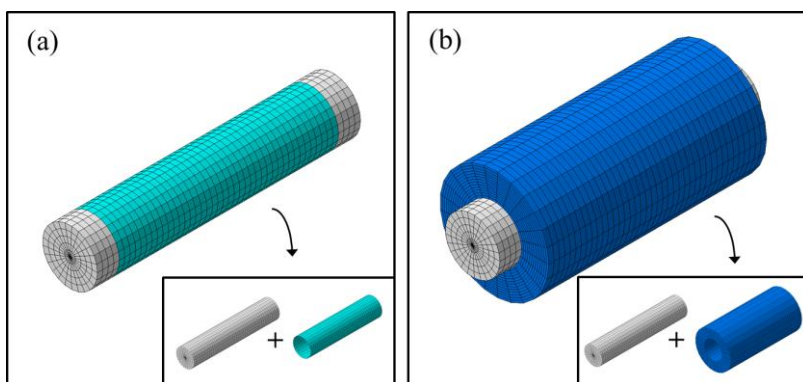


Figura 4.2. Propriedades dos elementos. Cada cor indica propriedades diferentes: a) modelo localmente reativo; b) modelo não-localmente reativo.

A impedância de superfície é aplicada no modelo localmente reativo sobre as faces dos elementos indicados na Figura 4.2(a) pela cor azul claro. Como já tratado na seção 2.3, a impedância de superfície imposta permite representar um material localmente reativo de espessura d sobre parede rígida e parâmetros de fluido equivalente $\tilde{\rho}$ e \tilde{K} . Os valo-

res da impedância de superfície são calculados para as frequências de interesse, importados no *software* de elementos finitos e aplicados na região já indicada, de comprimento l .

O modelo não-localmente reativo tem o material poroso representado por elementos sólidos, mostrados em azul escuro na Figura 4.2(b). Esses elementos recebem as propriedades de um fluido equivalente que representa, de maneira conveniente, o material poroso de estrutura sólida ou flexível. A densidade efetiva $\tilde{\rho}$ e o módulo de compressibilidade efetivo \tilde{K} do fluido equivalente são calculados, usando um dos modelos preditivos descritos na seção 2.2, importados no *software* de elementos finitos e aplicados aos devidos elementos.

Toda superfície dos modelos descritos acima na qual não é aplicada uma impedância de superfície, possui característica 100% refletora, ou seja, comporta-se como parede rígida.

4.1.3 Fonte acústica e terminação anecóica

A fonte acústica (excitação harmônica) é inserida em ambos os modelos por uma condição de contorno de “modos de duto específicos”, opção disponível no *software* LMS Virtual.Lab. Esta é aplicada na superfície mostrada em verde na Figura 4.3. Esta condição de contorno permite selecionar os modos (modos de duto cilíndrico de parede rígida) a serem excitados nessa superfície, juntamente com suas amplitudes e fases. Nos modelos FEM criados e executados neste trabalho, apenas o modo de onda plana é excitado, com amplitude de 1 Pa e fase nula.

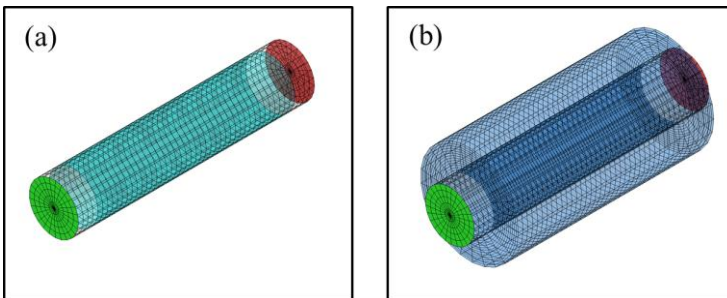


Figura 4.3. Superfícies onde são aplicadas a fonte (verde) e terminação anecóica (vermelho): a) modelo localmente reativo; b) modelo não-localmente reativo.

Na superfície do extremo oposto do modelo, representada em vermelho na Figura 4.3, é aplicada uma propriedade que garante a condição de duto infinito ou terminação anecóica. É chamada no *software*

LMS Virtual.Lab de AML (*Automatically Matched Layer Property*). A propriedade AML é uma forma automatizada de aplicação da PML (*Perfect Matched Layer*), necessitando-se apenas indicar a superfície onde esta propriedade será inserida. Resumidamente, a PML anexa ao domínio computacional uma região dissipativa artificial na qual as ondas que incidem sobre esta são absorvidas. A principal vantagem dessa tecnologia é que independe do formato do campo incidente. Portanto, a PML pode ser usada em aplicações tanto de campo próximo como campo distante, e também é apropriada para problemas de guia de onda (LMS, 2012a).

O uso combinado da condição de contorno de “modos de duto específicos” e da propriedade AML é vantajoso, pois nesta condição, o *software* LMS Virtual.Lab dispõe da opção de fornecer automaticamente o espectro da perda de transmissão após o processamento. A *TL* é calculada através de um método próprio do *software*, que será discutido em mais detalhes nas seções 4.2 e 4.3.

4.1.4 Processamento da simulação

O modelo construído é então submetido a uma análise de resposta acústica. Analisa-se a faixa de frequência entre 100 Hz e 6000 Hz, com discretização de 20 Hz. Tanto a faixa de frequência como a discretização são consideradas suficientes para a aplicação prevista. Todas as simulações foram executadas em um computador modelo Intel Core i7-4790, 3.60 GHz, 16 GB de memória RAM. De forma a reduzir o tempo de simulação, utiliza-se paralelismo no processamento, sendo que sete frequências são solucionadas simultaneamente.

Como o tempo total de processamento depende do modelo, segue um exemplo que relaciona este valor com o refinamento da malha usada. O modelo referência tem revestimento não-localmente reativo e segue os padrões descritos nas subseções 4.1.1 a 4.1.3. Suas dimensões são: $r_0 = 25$ mm, $d = 25$ mm e $l = 200$ mm. O material escolhido é a fibra II, especificada na Tabela 3.1, e representada pelo modelo JCA_L. Todos os outros modelos comparados diferem apenas na malha, que continuam a seguir o padrão especificado na subseção 4.1.1, porém com dimensões dos elementos modificadas, conforme apresentado na Tabela 4.1.

Tabela 4.1. Especificações das malhas testadas.

	Nº de elementos: direção circunferencial	Dimensão do elemento: direção longitudinal (mm)	AR Dimensão do elemento: direção radial (mm)	REVESTIMENTO Dimensão do elemento: direção radial (mm)
Malha 1	25	5	5	2
Malha 2	50	2,5	2,5	1
Malha 3	25	5	5	1
Malha 4	50	5	5	2
Malha 5	25	2,5	5	2

Nota-se que a malha 2 é mais refinada que a malha 1 (modelo referência) em todas as direções, enquanto que as malhas 3, 4 e 5 diferem da malha 1 apenas em uma das dimensões. Os respectivos números de nós e elementos são contabilizados na Tabela 4.2, juntamente com o tempo necessário para o processamento.

Tabela 4.2. Número de nós e elementos das malhas testadas e tempo de processamento.

	Nº de nós	Nº de elementos	Tempo de processamento
Malha 1	19499	19000	1 min 36s
Malha 2	149847	148000	2h 38min
Malha 3	31799	31000	3min 26s
Malha 4	38949	38000	5min 51s
Malha 5	38547	38000	3min 32s

Constata-se que a malha 2, devido ao grande número de nós (graus de liberdade), tem um tempo de processamento quase cem vezes superior aquele da malha 1. A *TL* correspondente a cada uma das malhas é mostrada na Figura 4.4. Uma diferença máxima da ordem de 0,8 dB é verificada entre as *TL* das malhas 1 e 2. A diferença ainda é menor se as *TL* das malhas 3, 4 e 5 forem comparadas à da malha 1. O valor das diferenças observadas na Figura 4.4 pode ser considerado desprezível frente às incertezas experimentais, como será discutido nos capítulos 5 e 6.

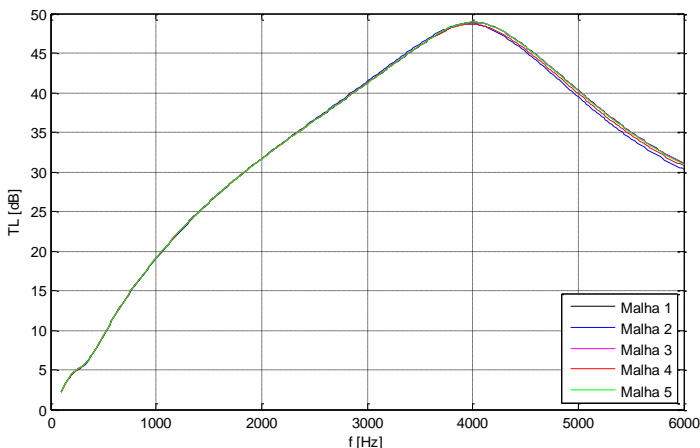


Figura 4.4. TL das malhas refinadas, indicadas na Tabela 4.1.

Visto esses resultados, decidiu-se continuar com o padrão da malha descrito nas subseções 4.1.1 a 4.1.3 no restante do trabalho, uma vez que garante processamento em um curto tempo, tendo resultado próximo o suficiente da malha mais refinada.

Utilizando a malha 1, foi realizada ainda uma pequena análise complementar, na qual foram testados três modelos com geometrias diferindo apenas no comprimento das seções de parede rígida, à montante e à jusante, medindo: $0,025l$; $0,1l$ e $0,5l$. Constatou-se diferença desprezível (inferiores a $0,3$ dB) entre as TL resultantes de cada modelo.

4.2 Comparação entre resultados numéricos e analíticos

O modelo FEM apresentado na seção 4.1 contempla os efeitos de reflexão e dispersão na entrada e saída do atenuador, efeitos estes que não estão contidos no modelo analítico discutido no capítulo 3. Além de inserir a parte reativa do atenuador na sua TL , o modelo FEM é capaz de calcular como a energia é transferida e distribuída entre os modos de duto de parede rígida e aqueles de duto revestido, nas discontinuidades (entrada e saída do atenuador). A comparação entre os resultados obtidos pelo modelo FEM e modelo analítico podem revelar o quanto os efeitos citados são relevantes para a TL do atenuador.

Oito configurações de atenuadores são comparadas, sendo que estas diferem: no raio do duto r_0 , na espessura do revestimento d e no material poroso que o constitui. Para cada uma dessas configurações,

foram criados um modelo localmente reativo e outro não-localmente reativo. A Tabela 4.3 mostra as configurações dos atenuadores analisados nesta seção. Os materiais escolhidos para estas comparações foram a fibra A e fibra B, ambas as fibras de estrutura flexível caracterizadas no capítulo 2, e cujos parâmetros macroscópicos são repetidos por conveniência na Tabela 4.4. O modelo preditivo usado é o de JCA_L.

Tabela 4.3. Configuração dos atenuadores.

$r_0 = 25 \text{ mm}$			$r_0 = 50 \text{ mm}$		
	Fibra A	Fibra B		Fibra A	Fibra B
$d = 12,5 \text{ mm}$	Config. 1	Config. 2	$d = 12,5 \text{ mm}$	Config. 5	Config. 6
$d = 25 \text{ mm}$	Config. 3	Config. 4	$d = 25 \text{ mm}$	Config. 7	Config. 8

Tabela 4.4. Propriedades das fibras A e B.

Material	σ (Rayls/m)	ϕ	α_∞	Λ (μm)	Λ' (μm)	ρ_t (kg/m^3)
Fibra A	38448	0,98	1,0	44	119	9,6
Fibra B	123938	0,99	1,1	15	74	19,2

As Figura 4.5 a Figura 4.12 comparam as TL do modelo FEM e do modelo analítico para cada uma das oito configurações. Em cada figura são apresentados os resultados referentes às abordagens localmente reativa (curvas em vermelho) e não-localmente reativa (curvas em preto).

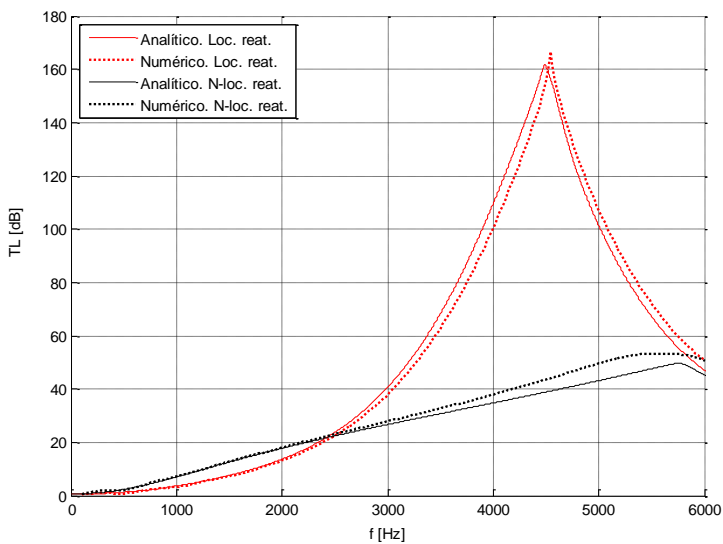


Figura 4.5. Configuração 1 ($r_0 = 25$ mm; $d = 12,5$ mm; fibra A).

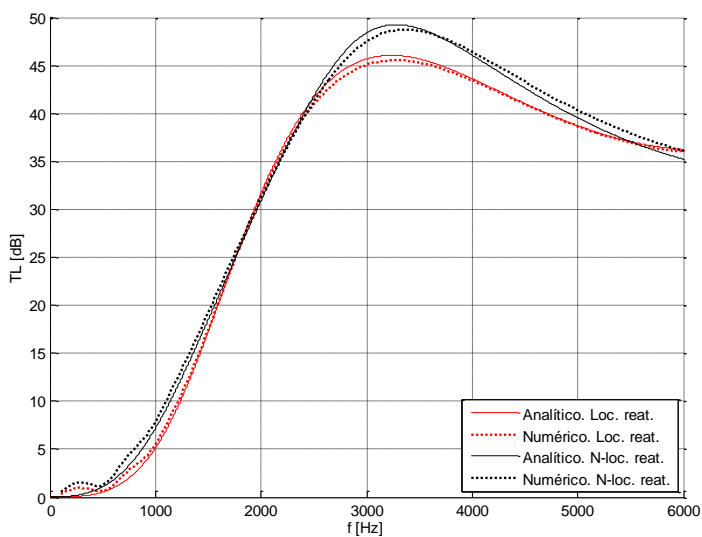


Figura 4.6. Configuração 2 ($r_0 = 25$ mm; $d = 12,5$ mm; fibra B).

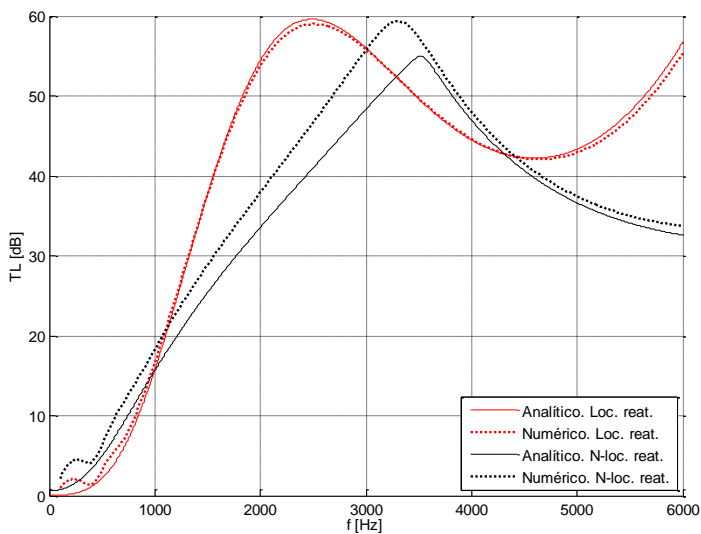


Figura 4.7. Configuração 3 ($r_0 = 25$ mm; $d = 25$ mm; fibra A).

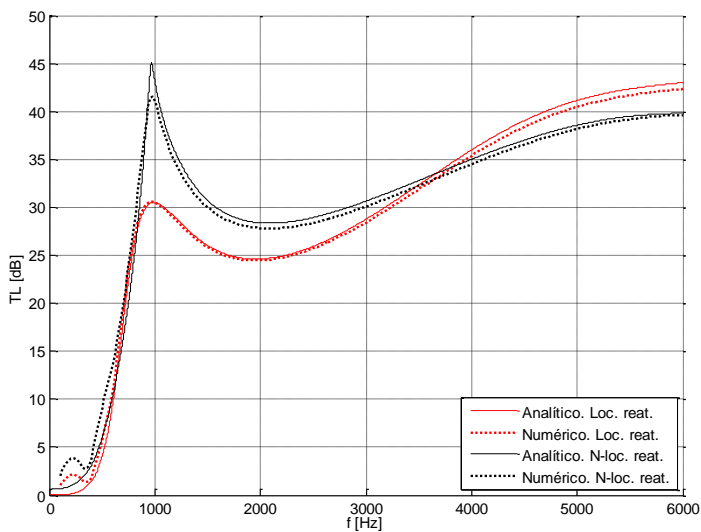


Figura 4.8. Configuração 4 ($r_0 = 25$ mm; $d = 25$ mm; fibra B).

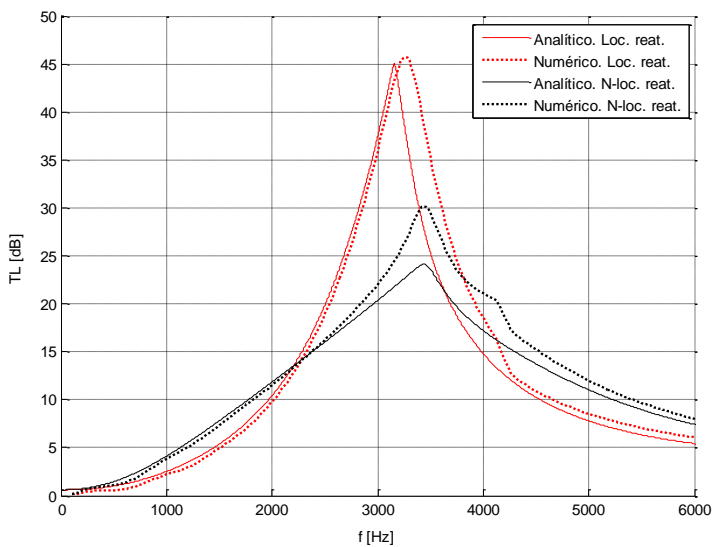


Figura 4.9. Configuração 5 ($r_0 = 50$ mm; $d = 12,5$ mm; fibra A).

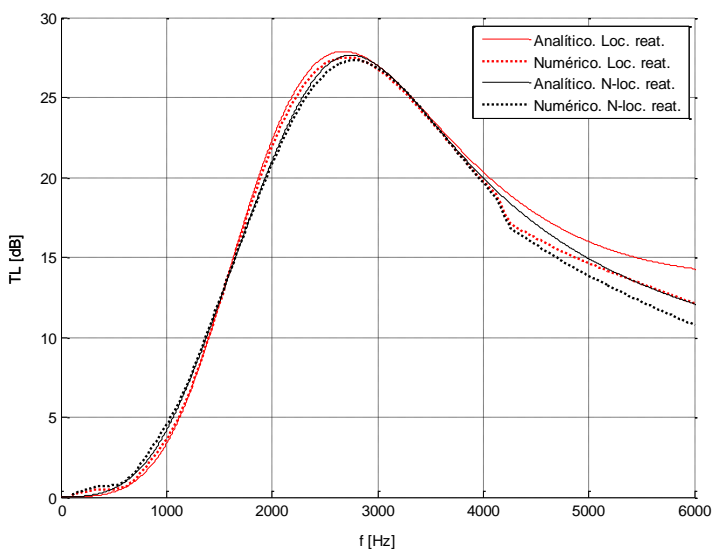


Figura 4.10. Configuração 6 ($r_0 = 50$ mm; $d = 12,5$ mm; fibra B).

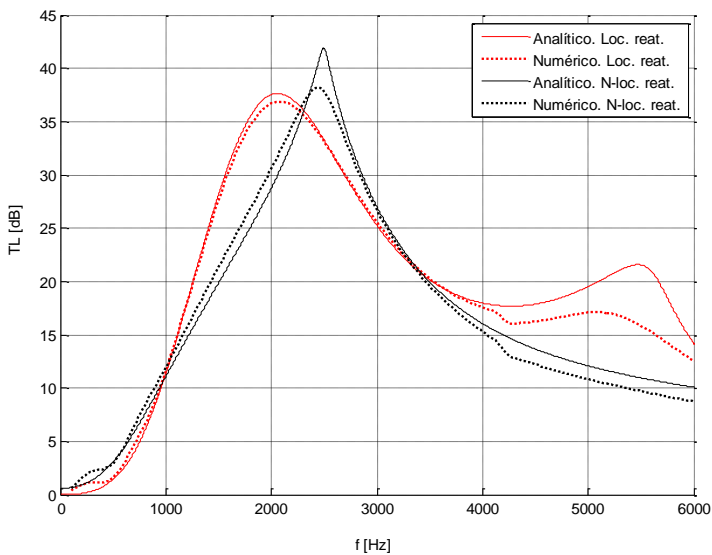


Figura 4.11. Configuração 7 ($r_0 = 50$ mm; $d = 25$ mm; fibra A).

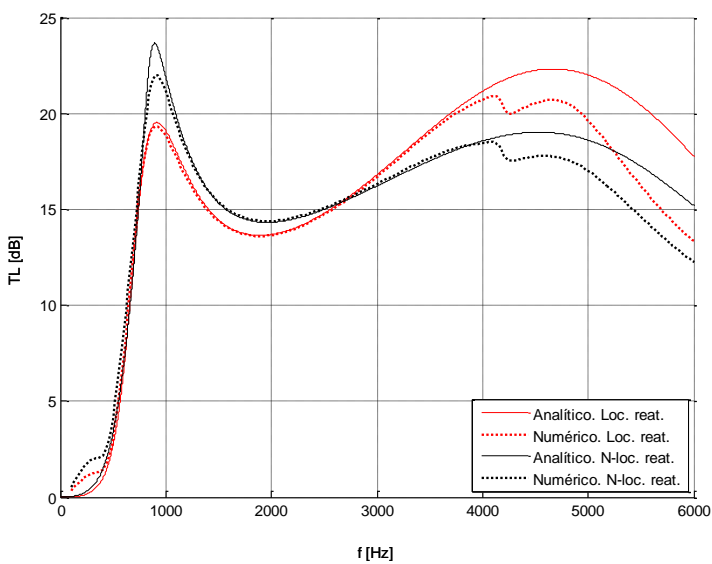


Figura 4.12. Configuração 8 ($r_0 = 50$ mm; $d = 25$ mm; fibra B).

É notório que o modelo analítico, mesmo com todas suas limitações, condiz com o resultado numérico em várias das configurações, principalmente naquelas em que o modo menos atenuado em toda faixa de frequência analisada é o modo (0,0). São esses os casos das configurações: 2, 3, 4, 6, 7 e 8 localmente reativo e 2, 6 e 8 não-localmente reativo. Apesar das diferenças existentes entre os resultados numéricos e analíticos em algumas das configurações, fato que pode ser justificado pelos motivos já citadas no início da seção, nota-se, em geral, boa concordância dos níveis de amplitude no espectro e das frequências onde ocorre máxima atenuação.

Todos os modelos FEM das configurações com $r_0 = 50$ mm apresentaram uma mudança de comportamento próximo de 4150 Hz, frequência de corte do primeiro modo radial do duto de parede rígida (100 mm de diâmetro). Nota-se uma disparidade acentuada entre os modelos numéricos e analíticos a partir dessa frequência nas configurações 6, 7 e 8, enquanto que na configuração 5, observa-se o contrário, uma vez que os resultados dos dois modelos começam a se tornar mais semelhantes a partir de 4150 Hz. Esse fato pode ser melhor entendido ao se considerar a forma como a TL é calculada no modelo FEM e no modelo analítico, como discutido a seguir.

Embora a fonte acústica gere apenas modos de onda plana no modelo FEM, esses modos são convertidos em modos de duto revestido na entrada do atenuador, pelo efeito de espalhamento. Na saída do atenuador, estes modos sofrem outra vez espalhamento, sendo então reorganizados em modos de duto de parede rígida. Os modos circunferenciais não são excitados nesses modelos por causa da geometria axissimétrica. No entanto, os modos radiais de duto de parede rígida são excitados, vindo a se propagarem a partir de suas frequências de corte. Sendo assim, abaixo de 4150 Hz, o campo acústico à jusante do atenuador é composto apenas pelo modo de onda plana, enquanto que acima dessa mesma frequência, há a propagação do modo de onda plana e também do primeiro modo puramente radial, que se torna o modo que carrega mais energia. O *solver* tem a capacidade de realizar uma decomposição modal do campo acústico à jusante do atenuador e determinar numericamente a contribuição de cada um dos modos na potência transmitida. Essencialmente, a potência sonora é calculada pelo *software* Virtual.Lab a partir de uma integral discreta da intensidade sonora sobre uma superfície da seção transversal do duto³. A perda de transmissão resultante é

³ Esta informação foi obtida por meio de contato com suporte técnico do *software* Virtual.Lab.

calculada como a potência injetada pela condição de contorno de “modos de duto específicos” sobre a soma da potência transmitida por cada modo à jusante, soma esta determinada na superfície onde é aplicada a propriedade AML (LMS, 2012b). Nos modelos FEM considerados neste trabalho, somente ondas planas incidem sobre o atenuador.

O modelo analítico, por sua vez, considera apenas a seção revestida e os modos correspondentes a esta seção, como explicado no capítulo 3. O cálculo da TL segue as equações (3.22) e (3.23) e a hipótese de Ramakrishnan e Watson (2002) é usada quando existe mais de um modo menos atenuado na faixa de frequência analisada. Portanto, o modelo analítico utilizado opera somente com os modos de duto revestido, enquanto que o modelo FEM calcula a TL com base nos modos de duto de parede rígida à montante e à jusante do atenuador.

É interessante notar que, mesmo assim, há uma relação entre os modos de duto de parede rígida e os modos de duto revestido. A partir de 4150 Hz, o primeiro modo puramente radial torna-se o mais importante à jusante do atenuador no modelo FEM, como já mencionado. Nas configurações 6, 7 e 8 dos modelos analíticos, o modo menos atenuado acima desta frequência é o (0,0), exceto no modelo não-localmente reativo da configuração 7, no qual o modo que assume esse papel é o modo de revestimento $m_1 = 1$. Nessas configurações, ocorre a referida diferença entre os modelos FEM e analítico. A configuração 5 do modelo analítico, no entanto, tem o modo (0,1) como menos atenuado, que é o modo correspondente ao primeiro modo puramente radial de duto de parede rígida. A semelhança entre os resultados acima de 4150 Hz pode ser notada na Figura 4.9. Como já discutido na seção 3.5, um melhor entendimento da relação dos modos de duto de parede rígida e os modos de duto revestido poderia ser alcançado pelo uso de técnicas como a de *mode-matching* no modelo analítico.

Por último, deve-se destacar a semelhança entre os modelos localmente e não-localmente reativo nas configurações 2, 4, 6 e 8, todas estas contendo a fibra B, de considerável resistividade ao fluxo. Como explicado na seção 3.4, uma alta resistividade ao fluxo corresponde a uma baixa velocidade de propagação do som no interior do material. Quando a velocidade de propagação do som no ar é muito maior que a velocidade de propagação no material ($c_0 \gg \bar{c}$), a onda que incide sobre este com qualquer ângulo de incidência tende a refratar na direção normal à superfície, comportamento próximo a de um material localmente reativo (BRANDÃO, 2011). Observa-se que a semelhança entre os resultados é ainda maior nas frequências mais baixas, pois quanto menor a frequência, menor a velocidade de propagação no interior do material.

4.3 Comparação da TL pelo método dos 3 pontos

Antes de finalizar o capítulo, considera-se proveitoso comparar a TL calculada pelo método da condição de contorno de “modos de duto específicos” e AML, disponível no *software* LMS Virtual.Lab e usada neste trabalho, com a TL predita pelo método dos 3 pontos (ou método dos três microfones), bastante usado na literatura (MUNJAL, 1987; BILAWCHUK; FYFE, 2003; TAO; SEYBERT, 2003). O método dos 3 pontos também faz uso de um modelo FEM que contém o atenuador, um duto de parede rígida à montante e outro à jusante. Uma fonte acústica, que gera somente ondas planas, é colocada em uma das extremidades do modelo, enquanto que uma terminação anecóica é aplicada na outra extremidade. No duto à montante, mede-se a pressão em dois pontos ao longo da direção axial, possibilitando a decomposição do campo estacionário nas parcelas incidente e refletida. O princípio é o mesmo usado com os dois microfones no tubo de impedância, abordado na subseção 2.4.1. À jusante, a onda transmitida é determinada por meio da medição da pressão em um único ponto, graças a terminação não-refletiva do modelo FEM. É importante destacar que o método dos 3 pontos somente é válido nas frequências onde se garante que haja apenas propagação de ondas planas à montante e à jusante do atenuador.

Inicialmente, a comparação é feita usando o mesmo modelo FEM na sua configuração 8 ($r_0 = 50$ mm; $d = 25$ mm; fibra B). As pressões à montante são medidas a 5 e 10 mm da entrada do atenuador. À jusante, a pressão é medida, a princípio, a 10 mm da saída do atenuador. A Figura 4.13 mostra em vermelho a TL correspondente a este primeiro caso. Todas as medições são realizadas tomando o valor de pressão de cada um dos nós da seção transversal nas referidas distâncias, e aplicando uma média aritmética simples desses valores.

Comparada com a TL calculada pelo método da condição de contorno de “modos de duto específicos”, observa-se uma progressiva divergência entre as duas curvas a partir de 2500 Hz, aproximadamente. Acima de 4150 Hz, frequência de corte do primeiro modo puramente radial, o método dos 3 pontos não é mais válido. Como o modelo é axissimétrico (não há excitação de modos circunferências), garante-se que até 4150 Hz não acontece propagação de outros modos além de ondas planas. Porém, o primeiro modo puramente radial existe antes de sua frequência de corte como uma onda evanescente. Essa onda surge na saída do atenuador e sua amplitude decai exponencialmente na direção axial, ao se distanciar do atenuador. Portanto, a influência dessas ondas evanescentes sobre o campo de pressão é mais importante próximo da

saída do atenuador. Como o método dos 3 pontos depende da medição da pressão nos nós para determinar a potência incidente e transmitida, é vital que se garanta que essas medições não estejam sendo “contaminadas” pelas ondas evanescentes.

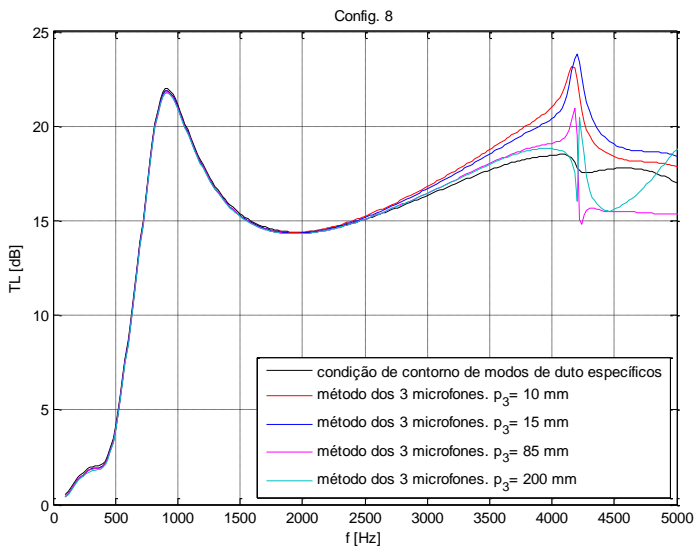


Figura 4.13. Comparação entre diferentes formas de calcular a TL numérica.

Sendo assim, construiu-se um novo modelo FEM, com a única diferença de ter o duto à jusante com 220 mm de comprimento. Com este modelo, repetiu-se o teste mais três vezes, variando a posição do plano de medição à jusante em 15, 85 e 200 mm em relação à saída do atenuador. Os resultados também são apresentados na Figura 4.13. Nota-se que quanto mais afastado da saída do atenuador o plano de medição, menor a influência das ondas evanescentes sobre o resultado, que se aproxima cada vez mais da TL calculada pelo método da condição de contorno de “modos de duto específicos”. Julga-se assim, que tanto estas comparações, como aquelas feitas com o modelo analítico na seção 4.2, dão confiança à TL dos modelos FEM provida pelo *software* LMS Virtual.Lab.

4.4 Síntese do capítulo

Este capítulo descreveu o modelo em elementos finitos de um atenuador dissipativo de seção circular: sua geometria, malha, proprie-

dades aplicadas, condições de contorno, método de cálculo da TL e tempo de processamento. A TL resultante desse modelo é comparada ao modelo analítico apresentado no capítulo 3. Várias configurações de atenuadores são analisadas, variando-se diâmetro do duto, espessura do revestimento e tipo de material de revestimento, através das abordagens de material localmente e não-localmente reativo. Por fim, o método usado para calcular a TL no modelo FEM é comparada ao método dos 3 pontos.

Considera-se que a comparação do modelo numérico e analítico providenciou uma “validação mútua” desses modelos: por meio desta, evidenciou-se que a longa implementação do modelo analítico foi realizada de maneira apropriada, e que o modelo FEM consegue determinar a TL teórica do atenuador dissipativo de maneira rápida e robusta.

Além dos efeitos acústicos na entrada e saída do atenuador, o modelo FEM possui a vantagem de ser flexível quanto à aplicação das condições de contorno. Por exemplo, pode-se aplicar facilmente no modelo FEM uma camada de ar uniforme entre o material poroso e a parede rígida do atenuador. Essa mesma modificação seria complexa e demorada no modelo analítico, pois alteraria sobremaneira as condições de contorno envolvidas e a equação transcendental a ser resolvida.

Nos capítulos seguintes, propõe-se comparar a TL do atenuador calculada pelo modelo FEM com a TL experimental obtida a partir de testes em bancada. O modelo utilizado nos próximos capítulos será somente o não-localmente reativo, devido a sua maior representatividade.

5 TESTES EXPERIMENTAIS: MÉTODO DA SUBSTITUIÇÃO

Este capítulo, juntamente com o próximo, abordam métodos experimentais de laboratório usados para a determinação da TL de atenuadores dissipativos. O objetivo desses testes é, em primeiro lugar, possibilitar a validação do modelo FEM desenvolvido no capítulo 4. Tendo em vista as hipóteses simplificativas consideradas, é de interesse verificar o quão representativo é esse modelo.

O método da substituição, descrito na norma ISO 7235 (2003), apresenta um procedimento experimental que consiste em duas etapas: primeiro, se determina a média espacial do nível de pressão sonora da onda transmitida com o atenuador instalado na bancada. A medição é realizada no interior de uma câmara reverberante que garante condição de campo difuso. Em seguida, troca-se o atenuador por um duto de parede rígida, com mesmo diâmetro e comprimento, e realiza-se nova medição. A perda de inserção do atenuador é determinada a partir da diferença entre essas duas medições.

Para aplicar o método da substituição foi montada uma bancada no LVA que permite avaliar a TL de atenuadores dissipativos tanto na ausência como na presença de um escoamento de ar.

O capítulo inicia com uma descrição da norma ISO 7235 e da bancada construída. Quinze configurações de atenuadores são testadas, os quais diferem no diâmetro, espessura do revestimento e material poroso utilizado. Os resultados obtidos são comparados àqueles preditos pelo modelo FEM e uma discussão das possíveis fontes de incertezas envolvidas conclui o capítulo.

5.1 Norma ISO 7235

A norma ISO 7235 (2003), intitulada “Acústica – Procedimentos de medição em laboratório para silenciadores em dutos e unidades terminais – Perda de inserção, ruído de fluxo e perda de carga total”⁴, foi usada como base para o projeto da bancada de testes e os procedimentos de medição apresentados neste capítulo. Esta norma inclui, entre outras diretrizes, as especificações para a determinação experimental da perda de inserção de atenuadores acústicos instalados em dutos. O método

⁴ Tradução livre de “*Acoustics – Laboratory measurement procedures for ducted silencers and air-terminal units – Insertion loss, flow noise and total pressure loss*”.

indicado pela norma ISO 7235 para a medição da perda de inserção é o método da substituição.

Os testes realizados com o uso de fonte sonora ligada, mas sem vazão de ar, são designados aqui de testes acústicos. Os testes que junto à fonte sonora, adicionam uma vazão de ar, são chamados de testes dinâmicos.

Para ilustrar o funcionamento da bancada, apresenta-se um esquema simplificado de seus componentes na Figura 5.1. Nota-se que o atenuador é referido pelo termo mais abrangente “objeto de teste” e que o duto rígido que substitui o atenuador, o qual possui mesma área de passagem de ar, é chamado de “duto de substituição”. Nas subseções seguintes, buscam-se abordar os pontos da norma ISO 7235 relacionados à bancada de testes montada no LVA.

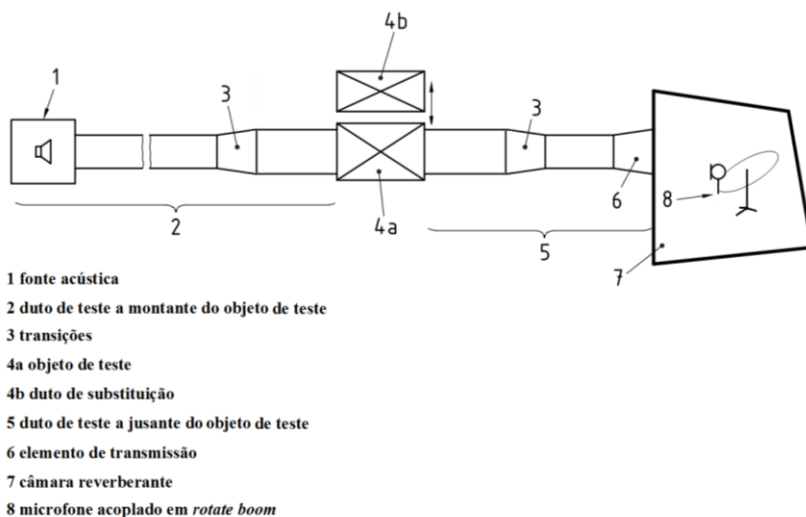


Figura 5.1. Esquema de uma bancada para teste acústico (sem vazão de ar).

Fonte: Adaptado de ISO 7235 (2003).

5.1.1 Perda de inserção

A perda de inserção (IL) é definida como a diferença entre o nível de potência sonora (NWS) radiado por um sistema sem atenuador e o mesmo com atenuador (MUNJAL, 1987).

$$IL = NWS_{II} - NWS_I, \quad (5.1)$$

no qual NWS_I é o nível de potência sonora radiada medido na configuração contendo o atenuador e NWS_{II} é o nível de potência sonora radiada medido na configuração sem atenuador (com duto de substituição).

A norma ISO 3741 (1999) mostra que o NWS de uma fonte de interesse pode ser determinado através de ensaio em câmara reverberante, pela seguinte equação:

$$NWS_{FI} = NWS_R + (\overline{NPS}_{FI} - \overline{NPS}_R), \quad (5.2)$$

sendo

- NWS_{FI} o nível de potência sonora em bandas de 1/3 de oitava da fonte de interesse;
- NWS_R o nível de potência sonora em bandas de 1/3 de oitava de uma fonte de referência;
- \overline{NPS}_{FI} a média temporal e espacial do nível de pressão sonora em bandas de 1/3 de oitava da fonte de interesse;
- \overline{NPS}_R a média temporal e espacial do nível de pressão sonora em bandas de 1/3 de oitava da fonte de referência.

Ao observar a equação (5.2), conclui-se que a diferença entre o NWS de duas fontes distintas é igual à diferença dos respectivos \overline{NPS} medidos na câmara reverberante. Neste trabalho, optou-se por determinar a IL ligando a bancada de testes a uma câmara reverberante com o auxílio de um elemento de transmissão. O \overline{NPS} medido na câmara foi então utilizado para a determinação da IL conforme o método da substituição. A norma ISO 7235 (2003) aponta a medição em câmara reverberante como o método preferencial a ser usado nos testes de IL .

A norma ISO 7235 (2003) destaca que para medições que estejam de acordo com a referida norma, a IL de um atenuador é igual a sua TL . Esta afirmação se apoia na premissa que os coeficientes de reflexão na entrada e saída do atenuador são suficientemente baixos ($R < 0,3$) e que o elemento de transmissão se adequa aos níveis de reflexão estipulados pela referida norma. Desta forma, tem-se a hipótese que a potência sonora transmitida pelo atenuador é equivalente à potência sonora medida na câmara reverberante. E que a potência incidente sobre o atenuador é

equivalente à potência medida na câmara reverberante quando se usa o duto de substituição.

5.1.2 Nível de ruído de fundo e perda de inserção limite

O nível de ruído de fundo é o \overline{NPS} medido na câmara reverberante quando o duto de substituição está posicionado na bancada e a fonte sonora está desligada. As principais causas do ruído de fundo são o ruído elétrico no equipamento de medição e o ruído de fluxo do ventilador (caso os testes sejam feitos com uma vazão de ar). A este último, somam-se os efeitos do ruído de fluxo gerado no microfone, no sistema de dutos e o ruído que eventualmente se propaga do ventilador para a bancada, via estrutural ou via aérea.

A perda de inserção limite é a IL máxima possível de ser obtida para o sistema de testes montado. A perda de inserção limite é determinada com a bancada operando sem vazão de ar e com a fonte sonora ligada. Porém, neste caso, impede-se que o ruído gerado pela fonte seja transmitido pelo interior do sistema de dutos. Uma das maneiras indicadas pela norma ISO 7235 para se cumprir isso, é tampar a entrada do atenuador instalado com madeira maciça ou placa de gesso, de forma hermética. O motivo disto é avaliar a porção de ruído gerado pela fonte que se propaga por vias indesejadas ao longo da bancada,

- seja via estrutural, em forma de vibração mecânica (designada pelo termo em inglês de “*flanking transmission*”);
- ou também via aérea, quando o ruído “escapa” da bancada antes de incidir no atenuador (devido a frestas ou a baixa perda de transmissão da parede dos dutos) e “retorna” a mesma, incidindo nos dutos após o atenuador (esses fenômenos são conhecidos em inglês como *break-out noise* e *break-in noise*).

Deve-se certificar que as medições de IL para cada atenuador sejam 10 dB abaixo da perda de inserção limite. Desta forma, garante-se que o resultado obtido não está sendo contaminado pelas fontes de ruído citadas acima (ISO 7235:2003, 2003).

5.1.3 Componentes da bancada para testes acústicos

Para melhor entendimento, a bancada pode ser dividida em três partes:

- Lado da fonte sonora: compreende a fonte acústica e todos os outros componentes que se encontram à montante da entrada do objeto de teste;
- Objeto de teste: o próprio atenuador;
- Lado do receptor: contém todos os componentes à jusante do objeto de teste, incluindo também a câmara reverberante com microfone.

5.1.3.1 Lado da fonte sonora

Consiste nos equipamentos que proporcionam a excitação do campo acústico, com predominância de ondas planas, à montante do objeto de testes. São estes:

- Equipamento eletrônico e alto-falante: Um gerador de ruído aleatório e um amplificador alimentam um alto-falante. Cuidado deve ser tomado para que o alto-falante não transmita ruído estrutural ou via aérea à bancada.
- Filtro modal: é comumente um trecho de duto revestido com material dissipativo que provê uma pequena atenuação do modo fundamental e uma atenuação substancial dos modos transversais. Desta forma, provê-se um meio para que se tenha predominância de ondas planas incidindo no objeto de teste. Além disso, o filtro modal serve para desacoplar a fonte sonora do objeto de teste/duto de substituição (ISO 7235:2003, 2003).
- Elemento de transição: deve ser rígido para evitar a transmissão sonora através de suas paredes. Pode ser posicionado entre o alto-falante e o filtro modal ou entre o filtro modal e o objeto de testes. Se o elemento de transição for cônico, é indicado que seja construído com um ângulo de abertura entre as paredes de aproximadamente 10°, de forma a minimizar a geração de ruído de fluxo neste elemento ao se proceder com os testes dinâmicos.
- Duto de teste: duto reto e rígido, de seção transversal constante, ligado à entrada do objeto de teste.

5.1.3.2 Objeto de teste e duto de substituição

O objeto de teste é o próprio atenuador em condição operacional. O duto de substituição é o elemento que substitui o objeto de teste em uma das etapas de medição, fornecendo a condição “sem atenuador”.

Possui mesma área de passagem de ar que o objeto de teste. As paredes do duto de substituição devem garantir dissipação acústica desprezível, transmissão sonora (através destas) também insignificante, além de impedir transmissão estrutural do som.

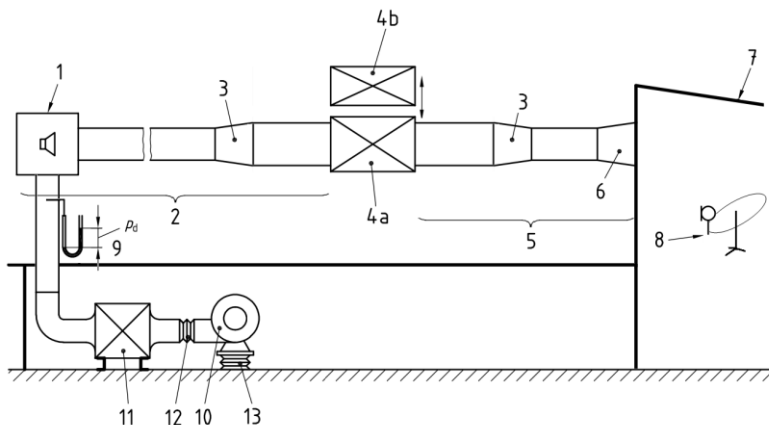
5.1.3.3 Lado do receptor

Os componentes do lado do receptor devem permitir a medição do NPS para a determinação da IL do objeto de teste. Três alternativas de configuração são apresentadas na norma ISO 7235: objeto de teste conectado a câmara reverberante por intermédio de elemento de transmissão; duto de teste com terminação anecóica; e condição essencialmente de campo livre na saída do objeto de teste/ duto de substituição. Dentre essas opções, a norma indica preferencialmente a configuração que faz uso da câmara reverberante, sendo esta utilizada neste trabalho. Portanto, o lado do receptor é formado por:

- Duto de teste: conectado a saída do atenuador. É uma réplica do duto de teste à montante.
- Elemento de transmissão: liga a bancada à câmara reverberante. Deve impor um baixo nível de reflexão à onda transmitida. Devido a ter também a função de difusor no teste dinâmico, um formato cônico, tendo no máximo 15° de ângulo de abertura entre paredes, é indicado. Suas paredes devem garantir alta perda de transmissão, baixa eficiência de radiação e que não produzam ruído de fluxo na passagem de ar.
- Câmara reverberante: deve permitir medições segundo as exigências da norma ISO 3741.

5.1.4 Testes dinâmicos

Todos os componentes citados na subseção 5.1.3 também são usados nos testes de perda de inserção de atenuadores na presença de escoamento de ar. Inclui-se ainda nesta configuração, o ventilador, os equipamentos relacionados a este e o medidor de vazão. A Figura 5.2 identifica os componentes usados neste teste.



- | | |
|---|-------------------------------------|
| 1 fonte acústica | 8 microfone acoplado em rotate boom |
| 2 duto de teste a montante do objeto de teste | 9 medidor de vazão |
| 3 transições | 10 ventilador |
| 4a objeto de teste | 11 silenciador para ventilador |
| 4b duto de substituição | 12 seção flexível |
| 5 duto de teste a jusante do objeto de teste | 13 isolador de vibrações |
| 6 elemento de transmissão | |
| 7 câmara reverberante | |

Figura 5.2. Esquema de uma bancada para teste dinâmico (com vazão de ar).
Fonte: Adaptado de ISO 7235 (2003).

O teste dinâmico serve para verificar a contribuição do ruído de fluxo (ruído regenerado) sobre a *IL*. O ventilador permite regular a vazão de ar fornecida e, conseqüentemente, a velocidade média do escoamento de ar que atravessa o atenuador. O projeto do lado do receptor da bancada, especialmente do elemento de transmissão, deve garantir perdas dissipativas desprezíveis e a mínima produção de ruído de fluxo, a ponto de não interferir sobre o ruído de fluxo produzido pelo atenuador.

A norma ISO 7235 indica que atenuadores absorptivos submetidos a uma velocidade máxima de escoamento de 20 m/s no seu interior, dificilmente terão a perda de inserção afetada pelo escoamento. Na prática, distribuições não-uniformes de escoamento ocorrerão, o que motivou a construção da bancada com capacidade de realizar o teste dinâmico.

5.1.5 Incertezas de medição

Como enunciado na norma ISO 7235 (2003), informações exatas sobre a qualidade do sistema e dos procedimentos necessários para se ter uma precisão esperada, ainda não podem ser prescritos. Sabe-se que entre os parâmetros importantes estão: a razão entre as dimensões geométricas e o comprimento de onda, a perda de transmissão das paredes dos dutos, as propriedades absorptivas do objeto de teste, e a velocidade do escoamento de ar.

A norma ISO 7235 estima o desvio padrão de reprodutibilidade para a IL de um atenuador com lamelas paralelas, de 1 m de comprimento, como: 1 dB entre 125 a 500 Hz (bandas 1/3 oitava), 2 dB entre 630 a 1250 Hz, e 3 dB entre 1600 e 10000 Hz. Estimativa semelhante para um atenuador de seção transversal circular não é apresentada na norma ISO 7235, mas é apenas referenciada. Infelizmente, não se obteve acesso a esta referência. Na falta de conhecimento mais detalhado do problema, a norma ISO 7235 recomenda que a incerteza de medição para se obter uma região de probabilidade de 95% seja reportada como o dobro dos valores citados anteriormente.

5.2 Projeto e montagem da bancada de testes

A bancada de testes foi projetada com o fim de permitir a determinação da IL de atenuadores dissipativos. Os testes podem ser realizados na ausência ou na presença de uma vazão de ar, fornecida por um ventilador centrífugo. O projeto da bancada foi baseado, embora não estritamente, na norma ISO 7235 (2003), a qual foi apresentada na seção 5.1.

A bancada foi montada no interior da câmara reverberante 1 do Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA – UFSC). O elemento de transmissão faz a ligação da bancada com a câmara reverberante 2, onde são feitas as medições de \overline{NPS} . O ventilador usado nos testes dinâmicos foi instalado no lado de fora das câmaras. A Figura 5.3 apresenta fotos da bancada de testes montada na câmara reverberante 1 e a Figura 5.4 esquematiza a bancada, indicando a posição de cada componente.

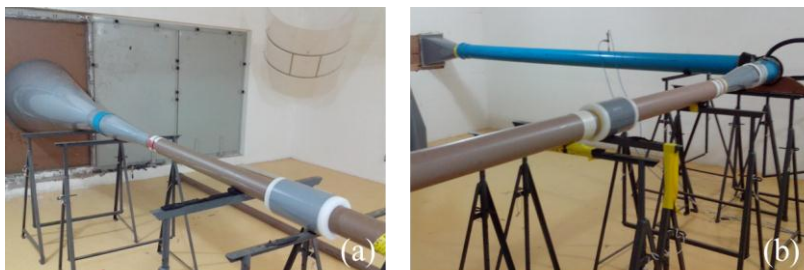


Figura 5.3. Bancada de testes: a) lado do receptor; b) lado da fonte.

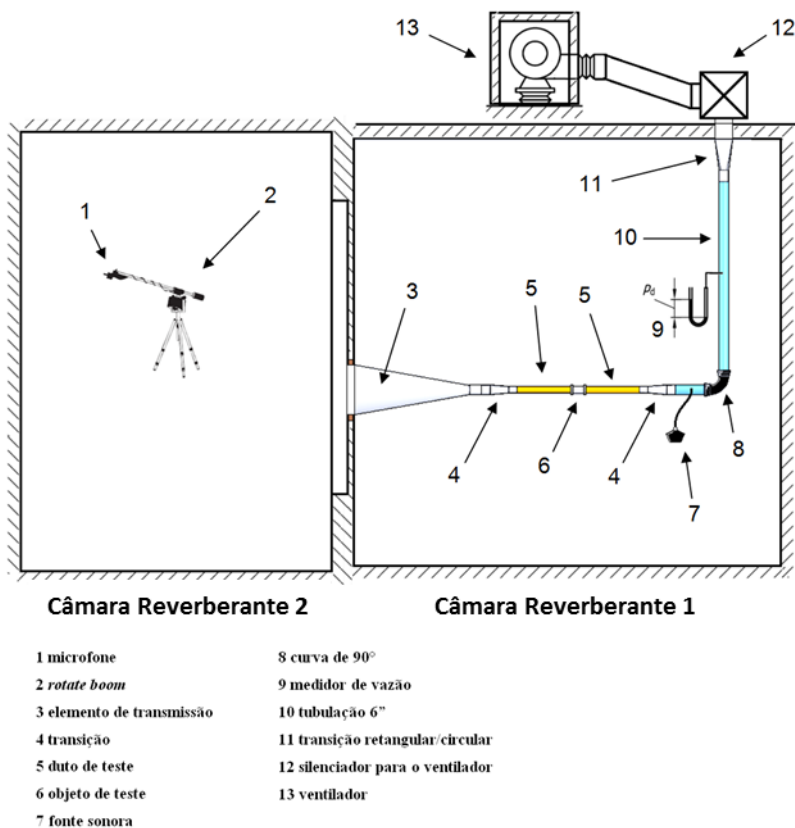


Figura 5.4. Esquema da bancada de testes montada no LVA, identificando cada componente.

As subseções seguintes abordam cada um dos componentes da bancada mostrados na Figura 5.4, incluindo detalhes técnicos dos mesmos.

5.2.1 Câmara reverberante 2, microfone e *rotating boom*

A câmara reverberante 2 do LVA possui volume aproximado de 200 m^3 . O campo acústico no interior de uma câmara reverberante pode ser considerado difuso a partir da sua frequência de Schroeder (COX; D'ANTONIO, 2009), que é função do volume e do tempo de reverberação da câmara. A partir de medições do tempo de reverberação feitas na câmara reverberante 2 (CARVALHO, 2008), calcula-se a frequência de Schroeder, que é de aproximadamente 170 Hz.

A câmara reverberante 2 possui ligação com a câmara reverberante 1 através de uma abertura retangular, como ilustrado na Figura 5.4. Esta abertura possui 1,80 m de altura e 1,13 m de largura. Quatro pequenas aberturas circulares, com diâmetro aproximado de 90 mm cada, fazem ligação da câmara reverberante 2 com o meio externo. O objetivo dessas pequenas aberturas é manter a pressão estática estável no interior da câmara reverberante 2 durante os testes dinâmicos. Estas foram deixadas abertas em todos os testes realizados.

Com o intuito de determinar o \overline{NPS} no interior da câmara, optou-se pelo uso de um microfone acoplado a um *rotating boom* B&K, 3923.

O microfone utilizado é um microfone de 1/2 polegada, de campo difuso e com pré-amplificador integrado, da fabricante PCB, modelo 378B20. O microfone é calibrado antes de se iniciar os testes.

O *rotating boom* é montado sobre um tripé. A este é presa uma lança na qual é acoplado o microfone em sua extremidade. Esta lança é rotacionada, fazendo com que o microfone percorra uma trajetória circular. Ajusta-se o *rotating boom* de forma que essa circunferência descrita pelo microfone não seja paralela ao plano do piso da câmara, mas tenha certa angulação, como mostrado na Figura 5.5. Este equipamento permite obter o \overline{NPS} na câmara reverberante usando apenas um microfone, em um único ensaio.



Figura 5.5. Microfone em *rotating boom* na câmara reverberante 2.

5.2.2 Elemento de transmissão

O elemento de transmissão tem formato cônico e é fabricado em chapa de aço SAE 1020 galvanizado de espessura 2 mm. Considerando o sentido da passagem do escoamento de ar, sua entrada tem diâmetro interno igual a 156 mm e sua saída, um diâmetro interno de aproximadamente 0,9 m. Seu comprimento é igual a 2,5 m. O ângulo de abertura entre as paredes é de aproximadamente 20° . Sua geometria e acabamento interno fazem do elemento de transmissão um difusor com baixa produção de ruído de fluxo.

Sua terminação é flangeada, como pode ser observado na Figura 5.5. Sua flange é parafusada à placa de MDF usada para isolar a abertura entre as câmaras. A propósito, este isolamento é constituído de duas placas de MDF em conjunto, tendo cada uma 30 mm de espessura. Massa de calafetar foi usada para vedar as frestas.

O coeficiente de reflexão do elemento de transmissão não foi determinado.

5.2.3 Dutos de teste

Os dutos de teste são fabricados em PVC rígido e são acoplados à entrada e saída do objeto de teste. Trata-se de uma seção de tubulação reta com seção transversal circular. Os dutos de teste usados na entrada

e saída do atenuador têm mesmo comprimento e seu diâmetro interno é igual ao diâmetro da passagem de ar do atenuador.

Para se adequar ao atenuador testado, dois dutos de teste com diâmetros internos diferentes são utilizados. Estes são referidos no restante do capítulo como: duto DN 3" e duto DN 4". A Tabela 5.1 contém as especificações dos dutos de teste.

Tabela 5.1. Especificações dos dutos de teste

Duto de teste	Diâm. Ext. (mm)	Diâm. Int. (mm)	Espessura de parede (mm)	Comprimento (mm)	Razão espessura/diâm. int.
DN 3"	85	77,2	3,9	904	0,051
DN 4"	110	100	5	995	0,050

5.2.4 Transições

As transições têm a função de conectar dutos de diâmetros diferentes, com o requisito de imporem baixa reflexão acústica e serem aerodinamicamente aceitáveis. As transições utilizadas correspondem com o diâmetro do duto de teste. A bancada possui duas transições: uma liga o duto de teste da saída do atenuador ao elemento de transmissão; e a outra une o duto de teste à seção de duto onde é inserida a fonte acústica (ver Figura 5.4).

Essas transições são fabricadas a partir de chapas de aço SAE 1020 galvanizado de espessura de 2 mm. Têm formato cônico, com ângulo de abertura aproximado de 10° entre paredes. A Tabela 5.2, acompanhada da Figura 5.6, apresenta os dados geométricos das transições.

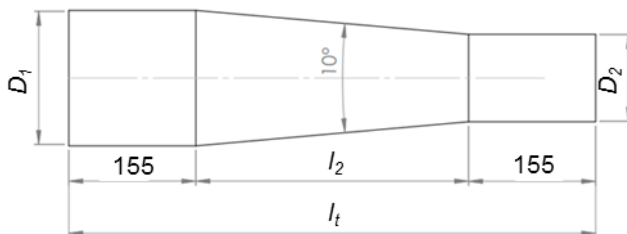


Figura 5.6. Dimensões da transição referentes à Tabela 5.2.

Tabela 5.2. Dimensões da transição relativas às cotas apresentadas na Figura 5.6.

Transição	D_1 (mm)	D_2 (mm)	l_2 (mm)	l_t (mm)
DN 6"/ DN 3"	156	77	435	745
DN 6"/ DN 4"	156	100	325	635

Utilizou-se uma espécie de luva, fabricada a partir de tubulação de PVC usinada, para conectar o elemento de transmissão à transição. A outra extremidade da transição é acoplada a uma conexão de PVC, como pode ser visto na Figura 5.7(b). A junção da transição com o duto de teste é feita topo a topo, com fita isolante realizando a união. Em seguida, uma espécie de luva de PVC envolve a conexão e uma abraçadeira é presa ao conjunto. Essas conexões têm o objetivo de manter uma regularidade da superfície interna na junção entre os componentes citados. Frestas foram preenchidas com silicone.

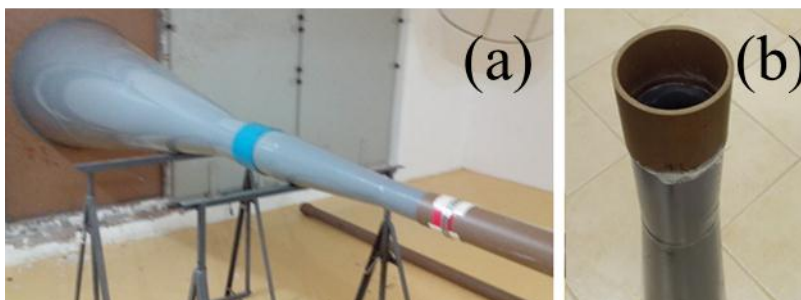


Figura 5.7. Exemplos das conexões usadas: a) conexão entre o elemento de transmissão e transição e entre transição e duto de teste; b) conexão de PVC acoplada à ponta da transição.

5.2.5 Objeto de teste e duto de substituição

O objeto de teste usado nos experimentos é uma câmara de expansão formada por um cilindro, fabricado em aço SAE 1020 galvanizado de espessura de 2 mm, e duas tampas usinadas em nylon. Essas tampas encaixam em cada extremidade do cilindro e possuem uma abertura com rebaixo no centro, onde é acoplado o duto de teste.

Dentro da câmara de expansão é adicionado o material poroso, que reveste internamente o cilindro. O objetivo é recriar um atenuador dissipativo semelhante ao modelado em FEM no capítulo 4. Para manter

o material poroso no seu espaço designado, utiliza-se um tubo cilíndrico feito em tela com elevada razão de área aberta. Entre o material poroso e a tela, adiciona-se uma camada de tecido não tecido (TNT), a fim de proteger o material da erosão que pode ser causada pelo escoamento de ar. No sistema de ar-condicionado real, o revestimento protetor do material poroso é importante para evitar que o ar seja contaminado por particulados que venham a se desprender do material de revestimento.

A Figura 5.8 apresenta um esquema da montagem do atenuador, formado pelos componentes descritos acima. Os materiais porosos utilizados, assim como a tela e o TNT, serão discutidos em maior detalhe na seção 5.3.

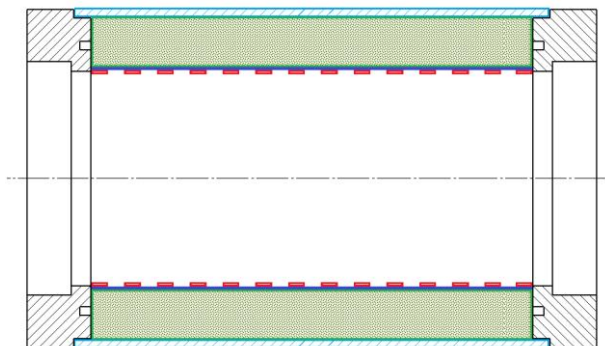


Figura 5.8. Vista em corte do atenuador. Em verde: material poroso; roxo: TNT; vermelho: tela; azul: cilindro de aço; e preto: tampas em nylon.

Quatro câmaras de expansão diferentes são testadas, sendo duas para operar com os dutos de teste DN 3'' e as outras duas com dutos DN 4''. Cada cilindro foi projetado para acomodar certa espessura máxima de material poroso. A Tabela 5.3 contém informações sobre esses cilindros.

Tabela 5.3. Dados dos cilindros do atenuador.

Duto de teste	Espessura máx. do material poroso (mm)	DI do cilindro (mm)	Comprimento do cilindro (mm)
DN 3''	25,4	128	200
DN 3''	12,7	103	200
DN 4''	25,4	151	200
DN 4''	12,7	126	200

Dois pares de peças, denominadas tampas do atenuador, foram projetadas e fabricadas em nylon. Um par de tampas é usado na configuração com dutos DN 3" e outro com os dutos DN 4". Os encaixes são feitos por ajuste prensado, tanto no cilindro quanto nos dutos de teste. Um mecanismo usando fusos, arruelas e porcas foi adicionado para garantir boa fixação das tampas de nylon no cilindro de aço. A Figura 5.9 mostra a foto de um atenuador testado.



Figura 5.9. Foto de um atenuador testado para duto de DN 3" e 12,7 mm de espessura de revestimento.

Para duto de substituição, utilizou-se uma seção de duto de PVC rígido, com mesmo diâmetro e características do duto de teste usado. Seu comprimento é igual ao do atenuador substituído.

5.2.6 Fonte sonora

Utilizou-se como fonte sonora um *driver* da marca JBL Selenium, modelo D4400Ti. O *driver* é ligado à bancada por meio de uma mangueira flexível, como mostra a Figura 5.10(a). Uma função importante da mangueira é desacoplar estruturalmente a fonte do restante da bancada.

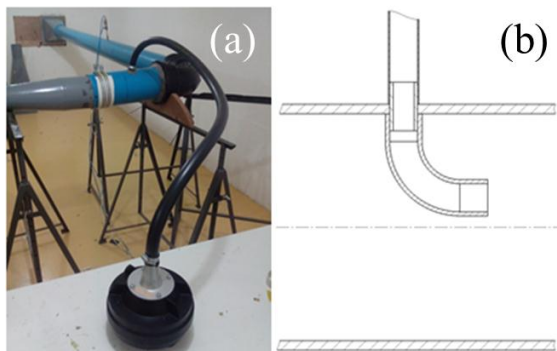


Figura 5.10. Fonte sonora: a) driver e mangueira flexível ligada à bancada; b) esquema da conexão da mangueira à bancada.

Uma peça cônica conecta o *driver* à mangueira. Na outra extremidade, a mangueira é ligada a uma pequena peça metálica cilíndrica. Esta peça encontra-se rosqueada, de forma passante, na parede do duto mostrado na Figura 5.10(b). Como esta configuração propicia uma incidência de onda na direção transversal do duto, optou-se por acoplar uma pequena curva de 90° , feita em PVC, à peça cilíndrica. Dessa forma, alinhou-se a saída da curva de 90° à direção longitudinal do duto. Um esquema simplificado da montagem descrita é mostrado na Figura 5.10(b). O duto ligado à mangueira tem comprimento de 440 mm, diâmetro interno de 156,4mm e espessura de parede igual a 6,8 mm.

5.2.7 Curva de 90° , tubulação de 6" e transição retangular/circular

A curva de 90° feita em ferro fundido possui conexões com bolsa, nos quais cada duto ligado a estas é fixado com o auxílio de um anel de borracha. A curva de 90° tem diâmetro interno de 150 mm e massa aproximada de 23 kg.

A tubulação representada pelo item 10 na Figura 5.4 é um duto reto, de seção transversal circular e de comprimento 3,58 m. Tal qual o duto no qual é acoplada a mangueira da fonte sonora, este é fabricado em PVC rígido, tendo diâmetro interno de 156,4 mm, espessura da parede igual a 6,8 mm e densidade linear de 5,3 kg/m. O medidor de vazão, tratado na subseção 5.2.8, é montado nessa tubulação.

Considerando que a entrada de ar na câmara reverberante 1 tem seção transversal retangular, e que os dutos usados na bancada possuem seção circular, projetou-se um componente que faz a transição gradual entre essas seções. Este componente também é fabricada em chapa de

aço SAE 1020 galvanizado de espessura 2 mm, com ângulo de abertura aproximado de 10° entre paredes.

5.2.8 Medidor de vazão

O medidor de vazão da série DS 300-6, fabricante Dwyer, segue o mesmo princípio do tubo de Pitot convencional, todavia possui múltiplas tomadas de medição de pressão total e pressão estática, permitindo estimar a média espacial da velocidade do fluido no interior do duto (escoamento com perfil de velocidade conhecido) sem movimentar o medidor após instalação. A Figura 5.11(a) mostra uma foto do medidor de vazão usado, onde podem ser observadas as quatro tomadas de pressão total. O desenho da Figura 5.11(b) mostra o medidor de vazão instalado em um duto.

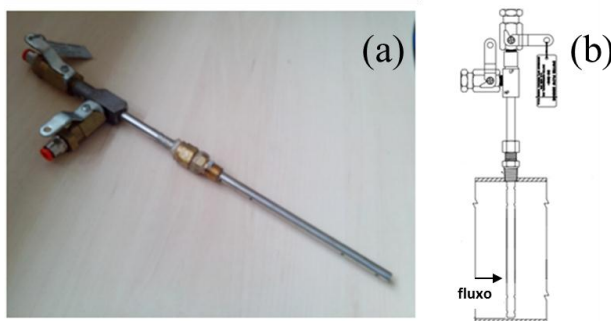


Figura 5.11. a) Medidor de vazão; b) Montagem do medidor de vazão no duto.

O medidor é conectado a um manômetro de pressão diferencial através de duas mangueiras de 6 mm de diâmetro e 1 mm de espessura de parede. O manômetro é integrado ao controlador de pressão diferencial da fabricante Dwyer, série DH Digihelic. O fabricante indica o uso combinado deste controlador com o medidor já referido, pois, através da pré-configuração de alguns parâmetros (seção do duto, diâmetro, fator do medidor para o perfil de velocidade e faixa de vazão), é indicado no mostrador digital velocidade média do escoamento, diferencial de pressão e vazão de ar.

A norma ANSI/ASHRAE 51 (1999) define que o duto no qual é instalado o medidor de vazão deve ter comprimento mínimo de 10 diâmetros, sendo que o plano do sensor deve estar posicionado a 8,5 diâmetros da entrada do duto (sentido do escoamento), para assegurar existên-

cia de um perfil de velocidade plenamente desenvolvido. O medidor de vazão é instalado na tubulação de 6" especificada na subseção 5.2.7, como ilustrado na Figura 5.4. A velocidade do escoamento no interior do atenuador é estimada por uma relação de áreas entre as seções transversais da tubulação de 6" e o atenuador testado (conservação da massa para fluido incompressível), considerando vazão constante.

5.2.9 Ventilador

Utilizou-se um ventilador centrífugo do fabricante IBRAM, modelo VTI-300, cuja vazão e pressão estática máxima é de, respectivamente, 2280 m³/h e 3118 Pa. Ajusta-se a vazão fornecida pelo controle da rotação do ventilador, este feito por meio de um inversor de frequência. O controle é realizado em malha aberta.

O ventilador foi montado no exterior das câmaras reverberantes e enclausurado para que o ruído externo gerado por este não influencie no ruído de fundo das câmaras reverberantes 1 e 2. O duto que sai do ventilador é ligado a um grande atenuador, também instalado fora das câmaras, cujo objetivo é controlar o ruído gerado pelo ventilador. Este atenuador possui a forma de uma câmara de expansão de três passagens contendo curvas (*chicanes*). Toda superfície interna do atenuador é revestida com lã de rocha de 100 mm de espessura e densidade de 128 kg/m³. Mais informações sobre os componentes tratados nesta subseção podem ser encontradas em (HERMES, 2011).

5.2.10 Analisador de sinais e gerador de sinais

A aquisição do sinal enviado pelo microfone foi feita através do analisador de sinais *LMS SCADAS III*. Este possui um gerador de sinais integrado. O sinal gerado passa por um amplificador (B&K, 2718), que, então, é enviado ao *driver*. O ajuste de parâmetros, visualização e análise dos resultados é feita com o auxílio do *software LMS Test.Lab*.

5.3 Atenuadores testados

O objeto de teste instalado na bancada é um atenuador dissipativo constituído pelos componentes descritos na subseção 5.2.5. Cada configuração de atenuador é caracterizada pelos seguintes parâmetros: diâmetro de passagem de ar ($= 2r_0$), espessura de revestimento d e tipo de material poroso. Os materiais usados como revestimento são os mesmos materiais fibrosos caracterizados nas seções 2.6 e 2.7, sendo estes: lã de

rocha, fibra A, fibra B e fibra A submetida a uma taxa de compressão $n_c = 2$. As Tabela 5.4 e Tabela 5.5 relacionam as configurações de atenuadores testados a seus parâmetros. As células marcadas com um traço indicam que aquela configuração específica não foi testada.

Tabela 5.4. Configurações de atenuadores testados na bancada com dutos de teste DN 3”.

diâmetro = 77 mm				
	Lã de rocha	Fibra A	Fibra B	Fibra A ($n_c = 2$)
$d = 12,7$ mm	Config. 1	Config. 2	Config. 3	Config. 4
$d = 25,4$ mm	Config. 5	Config. 6	Config. 7	Config. 8

Tabela 5.5. Configurações de atenuadores testados na bancada com dutos de teste DN 4”.

diâmetro = 100 mm				
	Lã de rocha	Fibra A	Fibra B	Fibra A ($n_c = 2$)
$d = 12,7$ mm	Config. 9	Config. 10	Config. 11	Config. 12
$d = 25,4$ mm	Config. 13	Config. 14	Config. 15	–

Por questões de encaixe do cilindro com as tampas de nylon, todos os atenuadores das configurações com revestimento de espessura $d = 12,7$ mm têm comprimento $l = 195$ mm, enquanto que aqueles com revestimento de $d = 25,4$ mm têm comprimento $l = 185$ mm.

A fim de manter o material de revestimento próximo à parede interna do atenuador e garantir que a região central deste tenha uma área livre com diâmetro igual ao do duto de teste, foram fabricados dois cilindros em tela, com 77 e 100 mm de diâmetro interno. A tela é uma chapa expandida de alumínio galvanizado, com furos losangulares. Esta tem unicamente propósito estrutural, pois considerando que sua razão de área aberta é de aproximadamente 45%, pode-se considerar que a tela é “acusticamente transparente” (BIES; HANSEN, 2003; INGARD, 2010; FUCHS, 2013). A tela foi conformada e soldada para adquirir o formato mostrado na Figura 5.12. Uma camada de TNT reveste a tela com o propósito de proteger o revestimento de danos causados pelo escoamento de ar, como discutido na subseção 5.2.5. Os efeitos da tela e do revestimento de TNT, observados nos testes, são discutidos na subseção 5.5.2.

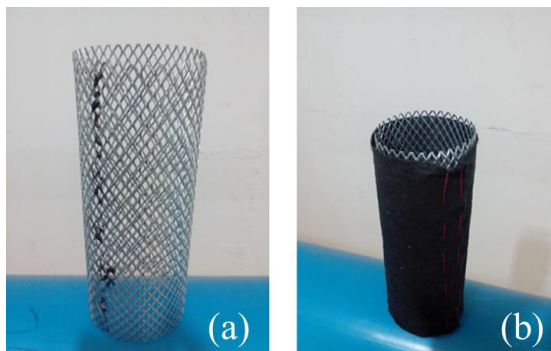


Figura 5.12. a) Tubo cilíndrico de tela; b) tela revestida com TNT.

A amostra do material fibroso testado é cortada da manta em formato retangular, de forma a ter mesmo comprimento do atenuador e largura aproximada ao perímetro da base do cilindro. A amostra é enrolada em volta da tela com TNT e esse conjunto é inserido com cuidado no cilindro do atenuador.

Visto a espessura das mantas disponíveis (ver Tabela 2.3) e o espaço reservado no atenuador para o revestimento (distância entre a tela e a parede do cilindro), utilizou-se o seguinte número de camadas de material em cada configuração:

- Para as configurações 1, 2, 9 e 10, cortou-se a manta de forma a reduzir a sua espessura original pela metade, obtendo uma amostra com aproximadamente 12,7 mm de espessura. Uma camada desta é utilizada;
- Para as configurações 5, 6, 13 e 14, a amostra tem a espessura original da manta, ou seja, 25,4 mm. Uma camada é utilizada;
- Nas configurações 3 e 11, manteve-se a espessura original da manta (9,5 mm) e utilizou-se apenas uma camada. Portanto, um volume importante reservado ao revestimento não é ocupado pelo material;
- Para as configurações 7 e 15 foram utilizadas 3 camadas da amostra com 9,5 mm de espessura cada. As amostras instaladas são submetidas a uma leve compressão ($n_c \approx 1,1$);
- As configurações 4 e 12 são constituídas de uma amostra, com espessura original de 25,4 mm, submetida a uma taxa de compressão $n_c \approx 2$;
- Por sua vez, a configuração 8 é formada por duas camadas, também submetidas a taxa de compressão $n_c \approx 2$.

5.4 Procedimentos de teste

Os testes foram conduzidos seguindo os procedimentos especificados na seção 5.1. Os principais parâmetros configurados no software LMS Test.Lab são:

- Parâmetros de aquisição: faixa de frequência de análise = 0 – 8192 Hz; resolução = 1,0 Hz; tempo de aquisição = 1,0 s;
- Número de médias: 60;
- Parâmetros do sinal gerado: ruído branco limitado na faixa entre 500,48 a 5800,96 Hz.

Os testes feitos para a determinação da perda de inserção limite fizeram uso de dois tampões cilíndricos de MDF, espessura 30 mm cada, de mesmo diâmetro que o diâmetro interno do duto de teste. Esses tampões são posicionados no interior do duto de teste, próximos à entrada do atenuador, conforme mostrado na Figura 5.13.

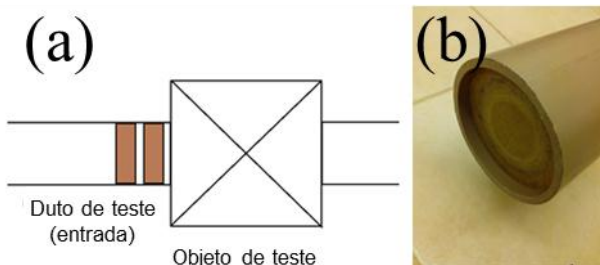


Figura 5.13. a) Posição dos tampões para teste de IL limite; b) foto do tampão.

5.5 Resultados experimentais

Dentre as configurações de atenuadores testados na bancada, algumas dessas fora do escopo do presente trabalho, reservaram-se 15 atenuadores de diferentes configurações para serem avaliados. Os resultados são apresentados em bandas de 1/3 de oitava, na faixa de interesse que compreende as bandas entre 500 e 5000 Hz. Os valores indicados no eixo das ordenadas são apresentados na escala dB.

Mesmo que haja uma diferença de definição entre *IL* e *TL*, a norma ISO 7235 cita que as medições que seguem suas diretrizes têm a *IL* igual à *TL*. Sendo assim, nas discussões que se seguem nesse capítulo,

optou-se por fazer referência à TL experimental, mesmo que os testes na bancada meçam a IL do atenuador, a fim de estabelecer conformidade com o restante do trabalho.

5.5.1 Nível de ruído de fundo e perda de inserção limite medidos

A Figura 5.14(a) mostra o nível de ruído de fundo medido na câmara reverberante 2, para a configuração da bancada montada com o duto de substituição DN 3", fonte sonora desligada e sem escoamento de ar. O nível medido é suficientemente baixo para garantir que todas outras medições realizadas estão 10 dB acima do ruído de fundo na faixa de frequência de interesse.

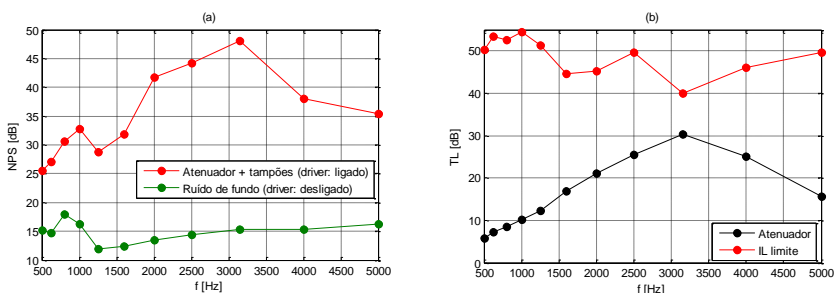


Figura 5.14. a) Nível de ruído de fundo; b) comparação da TL do atenuador DN 3", espessura 25,4 mm e lâ de rocha, com a perda de inserção limite.

A perda de inserção limite é mostrada na Figura 5.14(b) com o atenuador DN 3", espessura 25,4 mm e lâ de rocha, juntamente com a TL desse mesmo atenuador. Para determinar a perda de inserção limite posicionam-se os tampões especificados na seção 5.4 à montante do atenuador e liga-se a fonte sonora. Observa-se que a perda de inserção limite é ≥ 10 dB para cada banda de frequência medida em relação a TL do atenuador sozinho. Analisando as Figura 5.14(a) e (b) percebe-se que existe transmissão do som na bancada por vias indesejadas (estrutural e aérea), porém em um nível que não influencia a TL do atenuador medido.

5.5.2 Efeitos da tela e revestimento de TNT

Compara-se a TL do atenuador DN 3", espessura 25,4 mm e lâ de rocha, em três configurações: contendo a tela e o revestimento de TNT (configuração padrão); contendo a tela, mas sem o TNT; e excluindo a

tela e o TNT. A Figura 5.15 mostra a TL correspondente a cada uma dessas configurações. A máxima diferença observada em cada banda é inferior a 2 dB, valor situado dentro da faixa de incerteza do experimento.

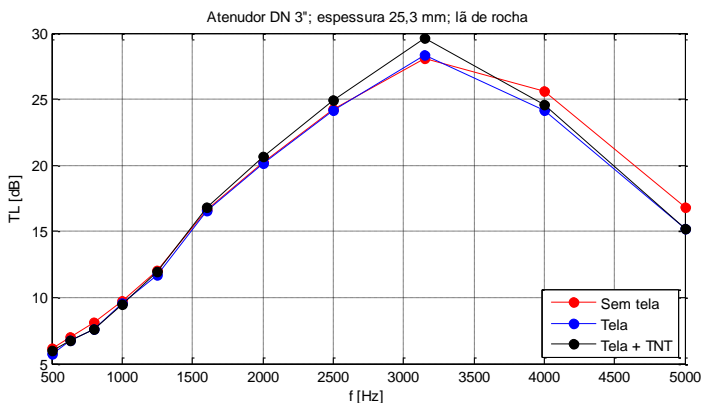


Figura 5.15. Efeitos da tela e revestimento TNT sobre a TL do atenuador. Resultados experimentais.

Ingard (2010) ressalta que o efeito de uma face perfurada de elevada razão de área aberta, no atenuador dissipativo, torna-se importante com o aumento da frequência. O uso combinado da tela e do revestimento TNT também mostrou leve diferença na banda que apresenta o pico de atenuação. No entanto, as diferenças observadas podem também estar associadas à precisão de montagem do atenuador, visto a natureza do material poroso (como discutido no capítulo 2) e o posicionamento dos componentes internos do atenuador. Portanto, através deste exemplo, julga-se que o uso da tela e do revestimento TNT nos testes não compromete significativamente o desempenho dos atenuadores dissipativos testados.

5.5.3 Efeitos do escoamento de ar

Outra importante verificação é quanto ao efeito da velocidade do escoamento de ar. As normas que tratam de sistemas de ventilação e ar-condicionado como SAE AIR1826 (1989), ASHRAE Handbook (1999) e ESDU 81043 (2007), indicam que a velocidade do escoamento de ar no interior dos dutos não deve exceder 7,5 – 10 m/s, sendo que a velocidade em determinados trechos do sistema é ainda mais restrita. A norma

ISO 7235 cita que atenuadores dissipativos cuja velocidade máxima do escoamento no seu interior não alcança 20 m/s, dificilmente terão sua TL afetada por este motivo. Frente a isto, decidiu realizar o teste dinâmico com três velocidades médias de escoamento no interior do atenuador: 5 m/s, 10 m/s e 15 m/s.

Dois exemplos são mostrados nas Figura 5.16 e Figura 5.17, nos quais a velocidade média mais crítica entre as três (15 m/s) é avaliada para dois atenuadores diferentes. Observa-se um leve decréscimo da TL ao se incluir o escoamento, no entanto, esta diferença não passa de 1,5 dB em nenhuma banda medida, valor que está dentro da faixa de incerteza do experimento. Testes com outros atenuadores levaram a resultados semelhantes, o que reitera a declaração da norma ISO 7235 quanto a pouca influência do escoamento de baixa velocidade na TL de atenuadores dissipativos. Assim sendo, todos os resultados mostrados nas seções seguintes são referentes a testes realizados sem escoamento de ar na bancada, e todos os modelos FEM são modelados também sem escoamento de ar, o que reduz sobremaneira o tempo computacional.

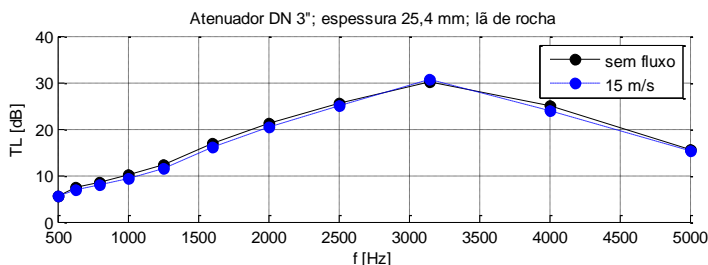


Figura 5.16. Efeito do escoamento de 15 m/s sobre a TL do atenuador DN 3'', espessura 25,4 mm e lã de rocha. Resultados experimentais.

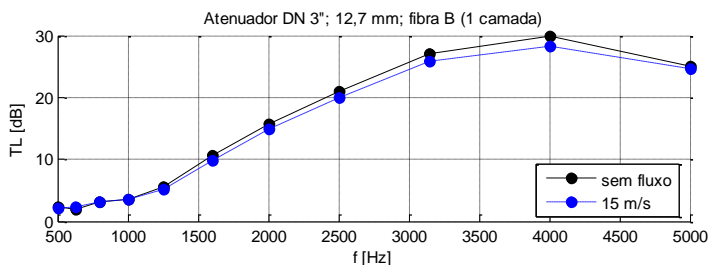


Figura 5.17. Efeito do escoamento de 15 m/s sobre a TL do atenuador DN 3'', espessura 12,7 mm e fibra B (1 camada). Resultados experimentais.

5.5.4 Influência da amostra na TL

Neste exemplo, uma mesma configuração (config. 6) de atenuador DN 3", espessura 25,4 mm, fibra A, foi testada três vezes. No entanto, em cada um dos testes, utilizou-se uma amostra diferente da fibra A. A TL dos referidos atenuadores é mostrada na Figura 5.18. As diferenças em cada banda, embora sejam maiores do que aquelas vistas nas análises das subseções 5.5.2 e 5.5.3, não excedem 3 dB.

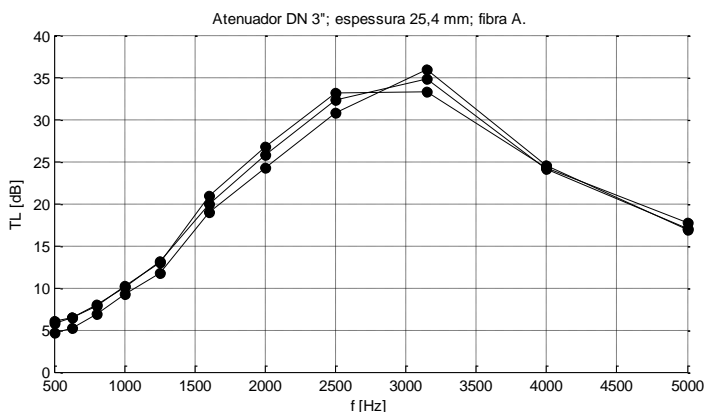


Figura 5.18. TL da mesma configuração, porém com amostras diferentes.

Entre os motivos para esta dispersão, podem ser apontados a não-homogeneidade intrínseca dos materiais fibrosos, as pequenas diferenças de geometria das amostras e a influência do processo de montagem do atenuador sobre o desempenho acústico do mesmo.

5.5.5 Comparação com resultados numéricos

Compara-se a TL obtida experimentalmente para cada um dos atenuadores descritos na seção 5.3, com a TL numérica, obtida a partir do modelo FEM apresentado no capítulo 4. O modelo usado é não-localmente reativo e segue o mesmo padrão de geometria, inclusive dos elementos, descrito no capítulo 4. As exceções são as configurações 3 e 11 (Tabela 5.4 e Tabela 5.5), as quais têm os elementos que constituem o revestimento com 1 mm de comprimento na direção radial, ao invés de 2 mm. O motivo disto é que nessas duas configurações deixa-se um espaçamento de 3 mm entre o material e a parede do atenuador, buscan-

do simular o espaçamento de ar que existe nesses atenuadores devido a espessura da amostra (9,5 mm).

As dimensões dos modelos são baseadas nas dimensões do atenuador correspondente e são mostradas na Figura 5.19 e na Tabela 5.6. O material poroso é representado como um fluido equivalente, no qual se utiliza o modelo JCA_R para caracterizar a lâ de rocha e o modelo JCA_L para as demais fibras.

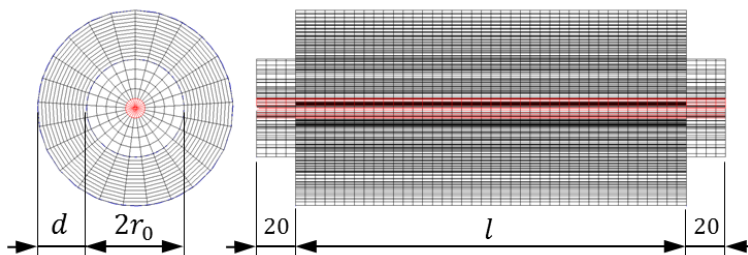


Figura 5.19. Dimensões principais do modelo FEM.

Tabela 5.6. Dimensões referentes aos modelos FEM de atenuador. Cotas mostradas na Figura 5.19.

	DN 3"	DN 3"	DN 4"	DN 4"
	$d = 12,7$ mm	$d = 25,4$ mm	$d = 12,7$ mm	$d = 25,4$ mm
l (mm)	195	185	195	185
d (mm)	12,7	25,4	12,7	25,4
$2r_0$ (mm)	77	77	100	100

As Figura 5.20 a Figura 5.34 comparam a TL experimental, obtida pelo teste acústico (sem escoamento de ar), com a TL predita pelo modelo FEM, para cada uma das quinze configurações testadas.

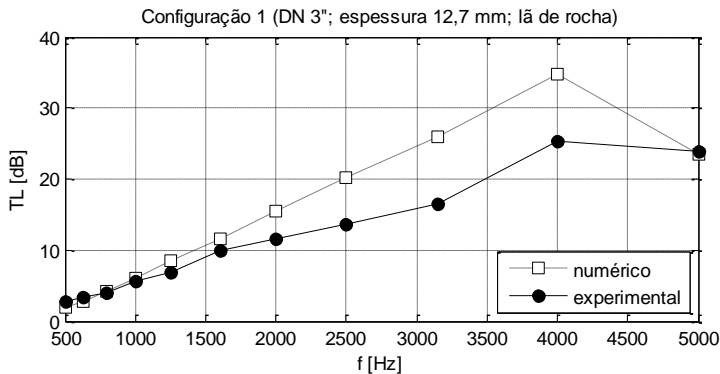


Figura 5.20. *TL* numérica e experimental para configuração 1.

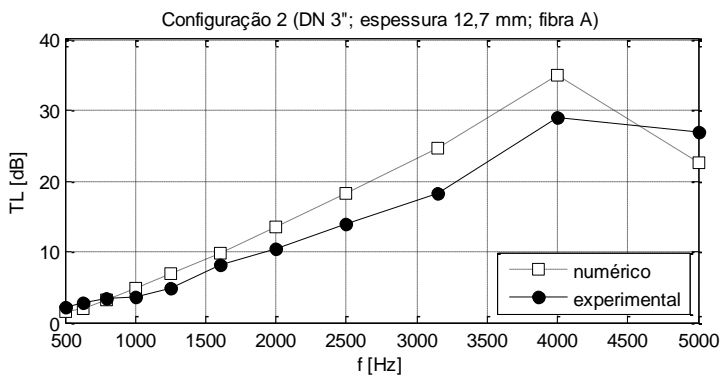


Figura 5.21. *TL* numérica e experimental para configuração 2.

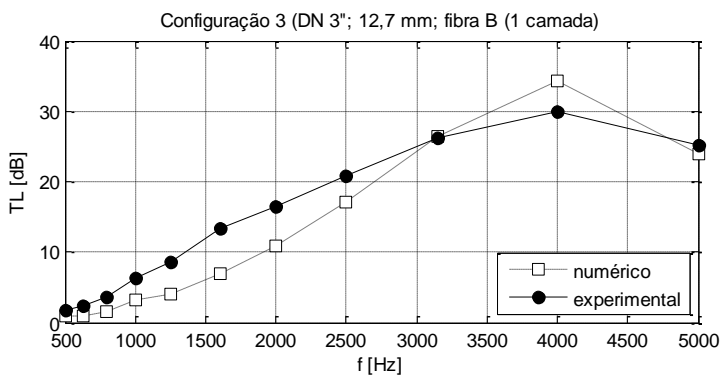


Figura 5.22. *TL* numérica e experimental para configuração 3.

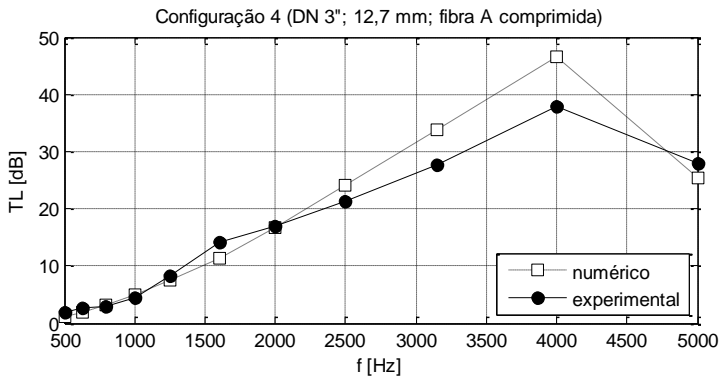


Figura 5.23. *TL* numérica e experimental para configuração 4.

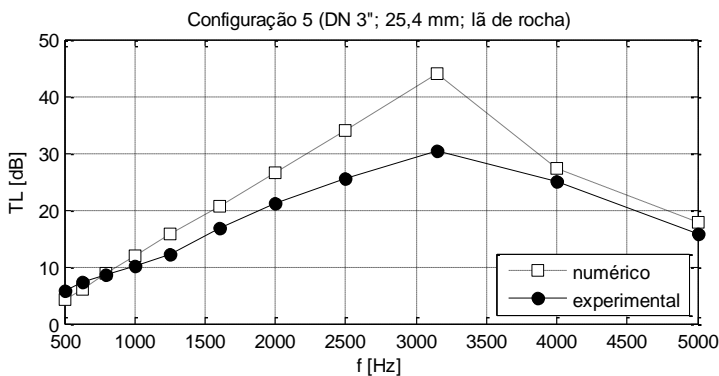


Figura 5.24. *TL* numérica e experimental para configuração 5.

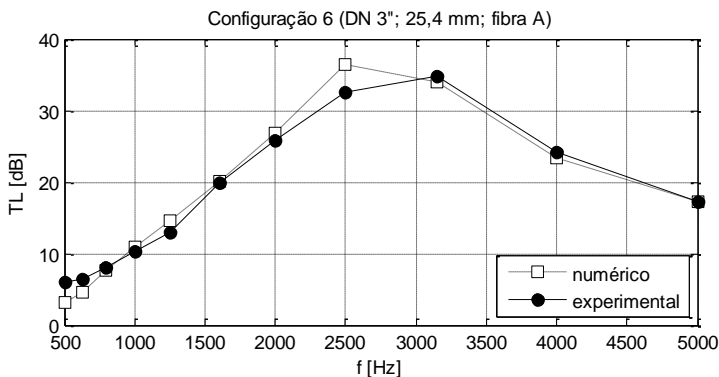


Figura 5.25. *TL* numérica e experimental para configuração 6.

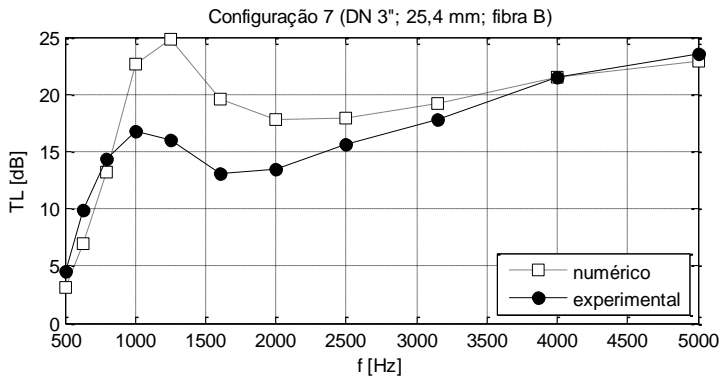


Figura 5.26. *TL* numérica e experimental para configuração 7.

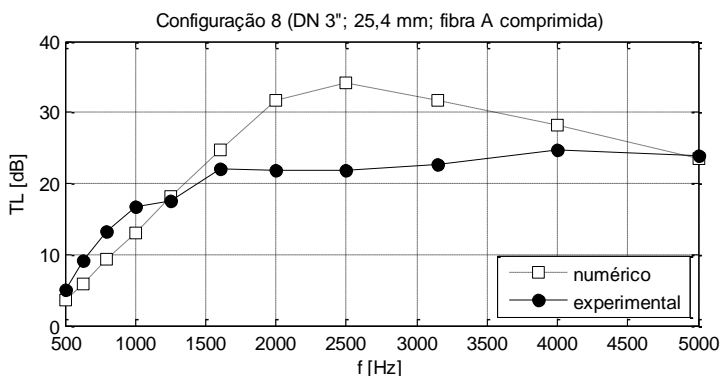


Figura 5.27. *TL* numérica e experimental para configuração 8.

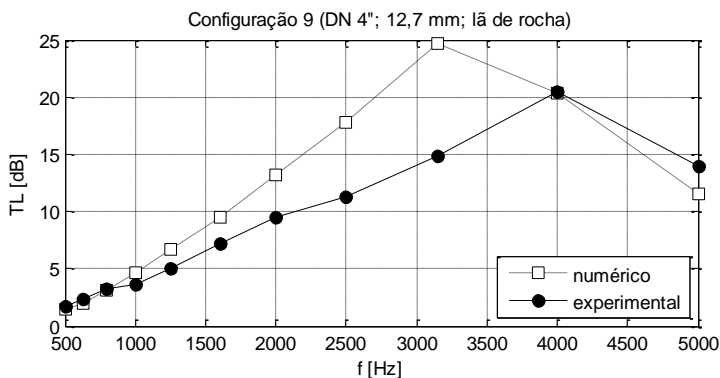


Figura 5.28. *TL* numérica e experimental para configuração 9.

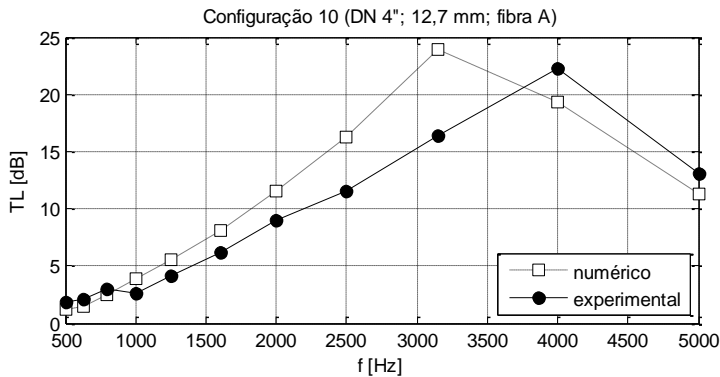


Figura 5.29. *TL* numérica e experimental para configuração 10.

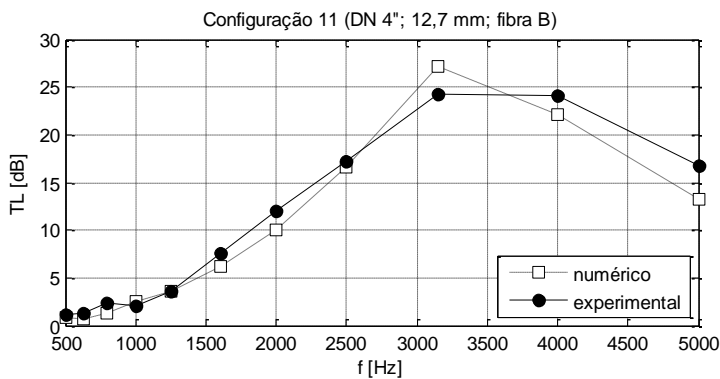


Figura 5.30. *TL* numérica e experimental para configuração 11.

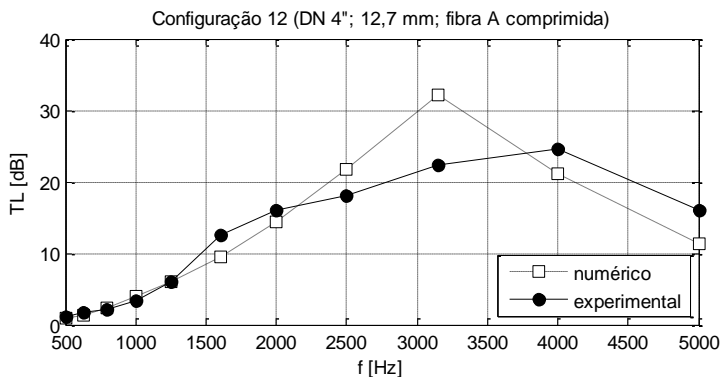


Figura 5.31. *TL* numérica e experimental para configuração 12.

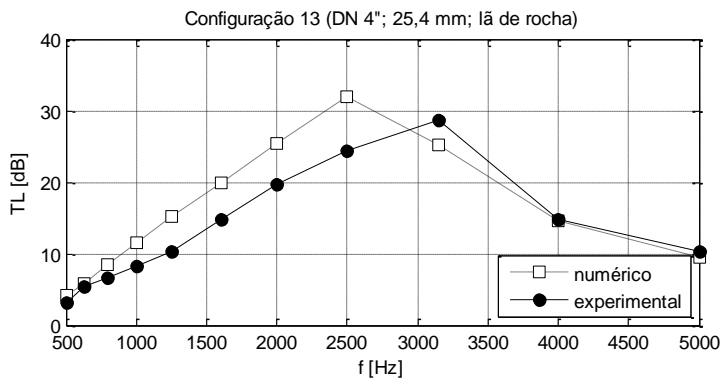


Figura 5.32. *TL* numérica e experimental para configuração 13.

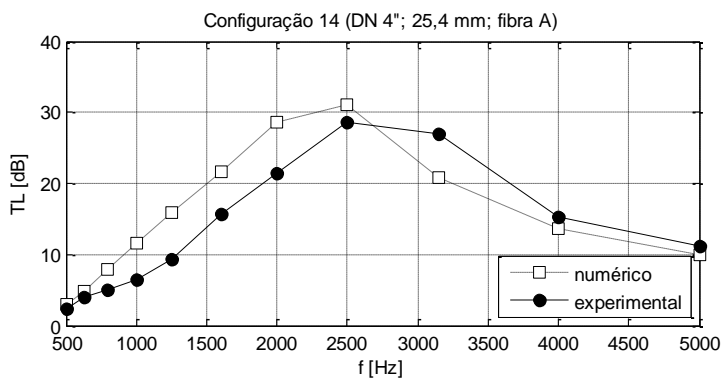


Figura 5.33. *TL* numérica e experimental para configuração 14.

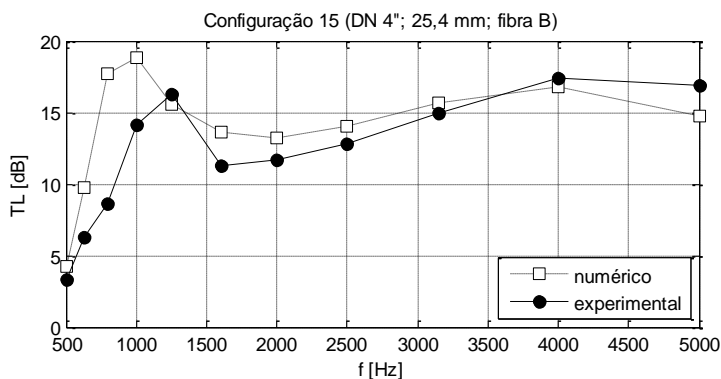


Figura 5.34. *TL* numérica e experimental para configuração 15.

O primeiro ponto a ser levantado é que as discrepâncias entre a TL experimental e numérica não mostram seguir um padrão lógico em todos os resultados. Em geral, as configurações contendo fibra A e fibra B apresentaram melhores resultados, em relação àquelas compostas de lã de rocha e fibra A comprimida. Também, em geral, nota-se que o resultado numérico tende a superestimar o resultado experimental e que nas configurações DN 4”, a frequência de máxima TL no resultado numérico é inferior à experimental. Em muitos casos, a diferença entre TL experimental e numérica está em torno de 10 dB, chegando mesmo a valores superiores a este. Todavia, possuem comportamento semelhante.

Antes de se apontar as possíveis causas dessas discrepâncias, considera-se interessante iniciar a discussão por uma análise somente dos resultados experimentais obtidos. Observa-se que para um mesmo material de revestimento e mesmo diâmetro de duto, a redução da espessura do revestimento desloca a TL máxima para uma frequência mais elevada. Conservando o mesmo material de revestimento e espessura e aumentando o diâmetro do duto, tem-se uma queda da amplitude da TL , que é mais perceptível nas frequências superiores à frequência correspondente à máxima TL . Além disso, esse aumento do diâmetro do duto reduz a frequência na qual ocorre a máxima TL . Quanto à resistividade ao fluxo do revestimento, é possível verificar que para a espessura de 12,7 mm, os materiais com resistividade ao fluxo mais elevada se mostram mais favoráveis para o aumento da TL . Já para a espessura de 25,4 mm, a resistividade ao fluxo elevada se mostra vantajosa apenas nas frequências mais baixas. A frequência na qual se localiza a máxima TL está fortemente relacionada à frequência de máximo coeficiente de absorção do revestimento, que por sua vez, depende principalmente do par resistividade ao fluxo e espessura (INGARD, 1994). Todas essas considerações estão de acordo com as análises feitas com base no modelo analítico na seção 3.4.

As discrepâncias entre as TL experimental e numérica podem ser provenientes tanto de causas relativas à construção e montagem da bancada e os procedimentos de medição, como também devido ao modelo FEM, que não seria suficientemente representativo.

A primeira suspeita sobre os resultados experimentais recai sobre a possibilidade de transmissão do som por caminhos indesejados, como via estrutural, na bancada (FUCHS, 2013). Porém, a análise apresentada na subseção 5.5.1 mostra que a perda de inserção limite se encontra suficientemente acima das TL medidas, não sendo esta, portanto, uma fonte de problema nos experimentos.

Um segundo possível problema é a ausência do filtro modal na bancada, que se encontraria situado entre a fonte sonora e o atenuador, com o propósito de fornecer um campo acústico incidente com predominância de ondas planas. Pode-se afirmar que não se conhece a composição modal do campo acústico que incide no atenuador, e nem se esse campo acústico tem composição modal igual no caso com atenuador e no caso com o duto de substituição instalado. Roland (1981), tratando sobre o método da substituição, afirma que a fonte sonora não radia a mesma potência sonora quando conectada a diferentes impedâncias no duto, o que de certa forma afeta a validade da premissa adotada na norma ISO 7235, que considera a IL medida igual à TL . Algo que aumenta ainda mais esta dúvida é o fato de não se ter medido os coeficientes de reflexão na entrada e saída do atenuador e nem do elemento de transmissão.

Outras possíveis fontes de incertezas estão na montagem do atenuador. Como já abordado, as propriedades acústicas do material poroso são altamente influenciadas por efeitos instalativos, como compressão do material e as condições de contorno (CASTAGNÈDE *et al.*, 2000; ATALLA, 2002; CAMPOLINA *et al.*, 2012). A metodologia de instalação do material fibroso no interior do atenuador, conforme explicado na seção 5.3, não possibilita um controle adequado das condições reais do material de revestimento após a montagem. Compressões locais e o aparecimento de espaçamentos de ar indesejados reforçam as heterogeneidades espaciais do material, que distanciam ainda mais o revestimento real daquele modelado como um fluido equivalente isotrópico e homogêneo. É necessário também lembrar que as configurações 1, 2, 9 e 10 têm amostras com a metade da espessura das mantas das quais são originárias. Esse processo de corte manual pode ter afetado de maneira considerável as características dos materiais fibrosos.

Outro importante aspecto refere-se à validade dos parâmetros macroscópicos estimados e atribuídos aos materiais fibrosos empregados. Como já discutido, esses parâmetros são fortemente dependentes da condição de instalação do material na sua condição de operação. Por isso, é importante verificar se as condições do material fibroso quando sujeito à caracterização inversa das propriedades acústicas, são comparáveis às condições quando instalado no atenuador dissipativo. Julga-se que a lã de rocha e a fibra A comprimida possam estar incluídas neste problema. A lã de rocha, de estrutura rígida, pode ter tido sua estrutura modificada, ou melhor, suas fibras rompidas, ao ser repetidamente enrolada ao redor da tela durante os testes, o que ocasionaria uma mudança de suas propriedades macroscópicas (e mesmo da espessura da amostra).

A fibra A comprimida, por sua vez, pode não se adequar à hipótese de material isotrópico. Sabe-se que a fibra de vidro é composta de várias camadas superpostas decorrentes do processo de fabricação (TARNOW, 2002; COX; D'ANTONIO, 2009), estrutura que confere uma natureza anisotrópica ao material. No tubo de impedância (caracterização inversa) as ondas incidem normal ao plano dessas camadas, enquanto que no atenuador dissipativo existe também propagação das ondas na direção axial (paralela ao plano das camadas), pois o material é não-localmente reativo. Essa anisotropia do material fibroso é acentuada quando este é submetido à compressão (CASTAGNÈDE; MOUSSATOV; TARNOW, 2001). Todos esses fatos se tornam agravantes perante todas as incertezas listadas.

Outras fontes de incertezas podem estar associadas ao próprio modelo FEM, assunto tratado na seção seguinte.

5.6 Análise de sensibilidade do modelo FEM

O modelo FEM considerado até este ponto do trabalho tem o material poroso, representado por um fluido equivalente, fazendo fronteira com o ar apenas na interface revestimento/cilindro central (passagem de ar). Todas suas outras superfícies fazem fronteira com paredes rígidas. Porém, ao se examinar os atenuadores montados durante o teste na bancada, verifica-se que essas condições de contorno podem não ser tão representativas, em virtude dos visíveis espaçamentos formados entre o material e as paredes do duto.

Escolhe-se a configuração 14 (atenuador DN 4", espessura 25,4 mm, com fibra A) para ser submetida inicialmente a três rápidas análises de sensibilidade, na qual se substitui a propriedade de fluido equivalente por ar em determinados conjuntos de elementos. Na análise (a) o ar é adicionado em espaçamentos que variam na direção radial, na análise (b) na direção circunferencial e na análise (c) na direção longitudinal. A Figura 5.35 destaca nas cores verde e vermelha os conjuntos de elementos com propriedades do ar :

- na Figura 5.35(a) é adicionado ar na direção radial, sendo que em verde este espaçamento está localizada junto à “tela” e em vermelho o ar é adicionado próximo ao “cilindro”;
- na Figura 5.35(b) é adicionado ar na direção circunferencial, representando um eventual espaçamento de ar formado após a montagem entre as extremidades da amostra enrolada;

- na Figura 5.35(c) é adicionado ar na direção longitudinal, na qual em verde se representa um espaçamento entre o material e a “tampa” à montante e em vermelho entre o material e a “tampa” à jusante.

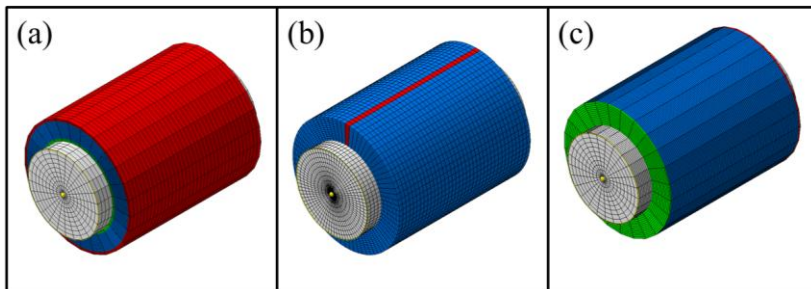


Figura 5.35. Modelos FEM usados na análise de sensibilidade: a) espaçamentos de ar na direção radial; b) espaçamento na direção circunferencial; c) espaçamentos na direção longitudinal. Branco: cilindro central com ar; azul: material poroso; verde e vermelho: elementos com propriedade ar.

Para cada uma das três análises se utilizou uma malha diferente, na qual a variação em relação à malha padrão do capítulo 4 é a seguinte: (a) elementos no revestimento têm 1 mm na direção radial; (b) há 75 elementos na direção circunferencial, sendo que o comprimento do elemento nessa direção varia entre aproximadamente 4 e 6 mm; (c) elementos com 2 mm na direção longitudinal. O motivo do refinamento dessas malhas é unicamente para permitir pequenas variações das brechas.

A análise de sensibilidade (a) avalia o efeito da adição de um espaçamento de ar, primeiramente, próximo ao centro e depois, próximo à parede. As Figura 5.36 e Figura 5.37 mostram a mudança da TL para um espaçamento de 1 mm, 2 mm e 3 mm.

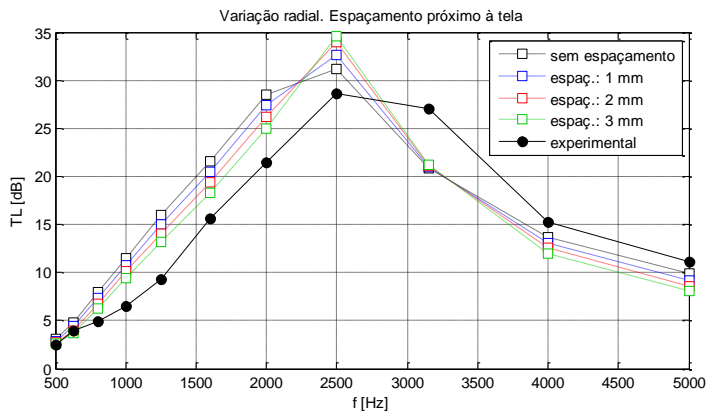


Figura 5.36. Análise de sensibilidade (a). Espaçamento próximo à tela.

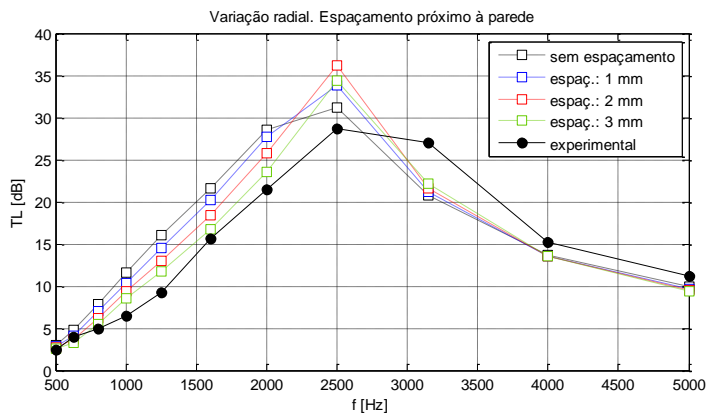


Figura 5.37. Análise de sensibilidade (a). Espaçamento próximo ao cilindro.

É notável a grande influência dos espaçamentos na direção radial na TL numérica, principalmente nas frequências que se estendem até a frequência de TL máxima. Essas diferenças alcançam a ordem de 4 a 5 dB para o espaçamento de 3 mm, comparado ao modelo sem espaçamento. A inclusão desses espaçamentos de ar no modelo, mesmo que pequenas, repercute no formato dos modos que compõem o campo acústico no interior do atenuador, e conseqüentemente, isso tem efeito na TL .

As Figura 5.38 e Figura 5.39 mostram, respectivamente, os resultados da análise de sensibilidade (b) e (c). Observa-se que os espaçamentos de ar adicionados nessas direções não acarretam efeitos impor-

tantes na TL . Por isso, não será dada atenção suplementar a esses resultados.

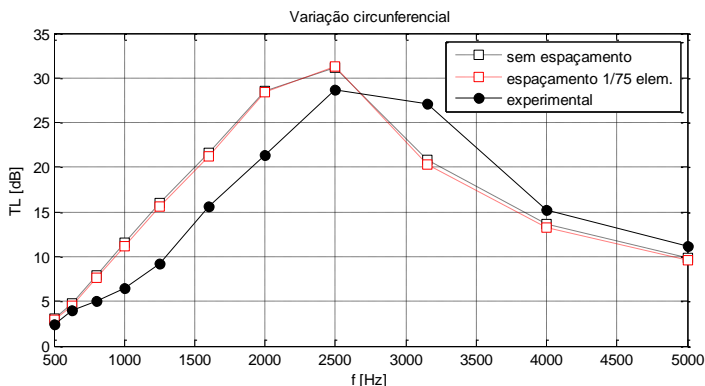


Figura 5.38. Análise de sensibilidade (b).

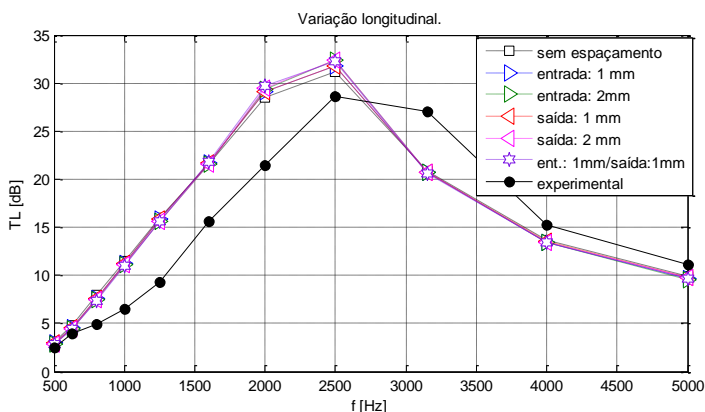


Figura 5.39. Análise de sensibilidade (c).

Outra análise de sensibilidade de interesse diz respeito à variação da resistividade ao fluxo, parâmetro dominante no comportamento acústico do material poroso. Baseado na Tabela 2.6, decide-se variar a resistividade ao fluxo da fibra A em ± 10000 Rayls/m. Os outros parâmetros macroscópicos não são modificados nesta análise. A Figura 5.40 apresenta a TL relativa a cada resistividade ao fluxo, na qual pode ser notada uma variação de magnitude considerável em algumas bandas, principalmente na banda de 2500 Hz.

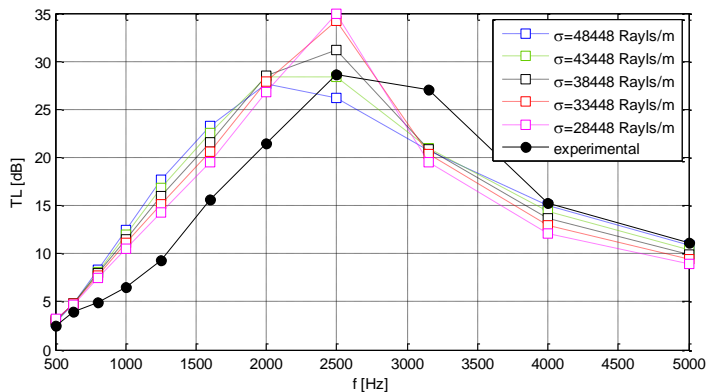


Figura 5.40. Análise de sensibilidade. Variação da resistividade ao fluxo da fibra A.

Baseado nas análises de sensibilidade realizadas, conclui-se que os espaçamentos de ar na direção radial, tanto aquelas próximas à tela como as próximas ao cilindro, assumem um papel importante na determinação da TL do atenuador. Quanto à análise de sensibilidade da resistividade ao fluxo, salienta-se que esse parâmetro macroscópico, determinado nas seções 2.6 e 2.7, diz respeito aqui a um valor médio, atribuído ao material a partir de um conjunto de amostras testadas. Por isso, é natural que a resistividade de determinada amostra apresente desvio do valor médio. Este último, no entanto, permanece sendo o valor mais representativo.

5.7 Síntese do capítulo

Esse capítulo tratou da etapa experimental do trabalho na qual foi utilizado o método da substituição, descrito na norma ISO 7235, para a determinação da IL de um atenuador dissipativo. Baseado nessa norma, fez-se menção aos principais termos e procedimentos do método da substituição, assim como aos elementos que compõem uma bancada capaz de realizar os testes na ausência, ou presença, de uma vazão de ar.

Após a apresentação dos pontos de interesse da norma ISO 7235, foi descrito o projeto e construção dessa bancada no LVA, sendo cada um dos seus componentes especificados e discutidos. Atenção foi dada ao objeto de teste, que é basicamente uma câmara de expansão de seção circular revestida com material fibroso. Foram testados atenuadores com diferentes dimensões e materiais.

As TL relativas às quinze configurações testadas são comparadas àquelas do modelo FEM, apresentado no capítulo 4. Embora discrepâncias em algumas bandas de 1/3 de oitava sejam consideráveis, observa-se semelhança entre os resultados experimentais e numéricos. As possíveis fontes de incertezas foram discutidas, passando pelas dificuldades no controle de qualidade da montagem do atenuador, até uma análise de sensibilidade realizada no modelo FEM, onde se constata a importante influência dos espaçamentos de ar, entre material poroso e parede, na TL do atenuador.

Como citado, a norma ISO 7235 (2003) não detalha as incertezas de medição. No entanto, a norma norte-americana análoga, ASTM E477 (2013), expõe que a precisão do teste, determinada a partir de testes em cerca de seis laboratórios diferentes, pode ser estabelecida como: para um limite de 95% de confiança de repetibilidade (atenuador instalado, testado, removido e reinstalado), tem-se uma variação na faixa de 2 a 3 dB acima de 125 Hz, enquanto que para um limite de 95% de confiança de reprodutibilidade (teste em diferentes laboratórios) essa variação encontra-se na faixa de 4 a 12 dB. Observa-se assim, que o método da substituição possui incertezas consideráveis (ROLAND, 1981; KIRBY *et al.*, 2014).

Tendo se certificado que uma baixa velocidade de escoamento tem influência desprezível sobre o desempenho acústico do atenuador, parte-se para outro método experimental de definição da TL , mais simples e sujeita a menos fontes de incertezas que o método da substituição. Este método, baseado no método da matriz de transferência, é apresentado no próximo capítulo.

6 TESTES EXPERIMENTAIS: MÉTODO DA MATRIZ DE TRANSFERÊNCIA

O método da matriz de transferência, para avaliação da perda de transmissão por incidência normal, se assemelha muito ao teste no tubo de impedância, descrito na subseção 2.4.1, uma vez que também usa um tubo com uma fonte sonora conectada a uma de suas extremidades e que o objeto de teste é montado no tubo. Porém, a outra extremidade do tubo contém uma terminação anecóica, enquanto que o objeto de teste é instalado no meio do tubo. Utilizam-se quatro microfones dispostos rentes à parede, dois deles localizados à montante e dois à jusante, e através da medição simultânea da pressão sonora nesses quatro pontos se decompõe o campo estacionário nas componentes propagantes em ambos os sentidos. A partir disso, é possível calcular a matriz de transferência, que relaciona a pressão e velocidade de partícula na entrada do objeto de teste com essas mesmas grandezas na sua saída. Dessa matriz de transferência pode se extrair o coeficiente de transmissão e, conseqüentemente, a TL do objeto de teste (SONG; BOLTON, 2000). O método é detalhado na norma ASTM E2611 (2009).

Geralmente, o objeto de teste usado é uma amostra de determinado material que é inserido no tubo, entre os dois pares de microfones. No entanto, o método da matriz de transferência pode ser perfeitamente adaptado, substituindo a seção do tubo destinada ao objeto de teste por um atenuador.

O método da matriz de transferência possui vantagens e desvantagens quando comparado ao método da substituição, discutido no capítulo 5. A primeira vantagem, evidentemente, é que o parâmetro medido é de fato a TL , visto que a terminação anecóica e o conjunto de microfones permitem determinar a potência incidente e a potência transmitida no atenuador. Além disso, Roland (1980) aponta que este método, diferente do método da substituição, fornece resultados que são independentes das características da fonte sonora. Em contrapartida, o método da matriz de transferência tem sua faixa de frequência de operação restrita à região na qual se garante propagação unicamente de ondas planas, o que está relacionado diretamente ao diâmetro do tubo. Além disso, a execução de um teste com escoamento de ar se torna uma tarefa mais elaborada, visto a dificuldade de se medir no interior do tubo na presença de escoamento e a necessidade de se adaptar a bancada. Essas razões motivaram iniciar o trabalho pelo emprego do método da substituição. Constatado que o escoamento de baixa velocidade não afeta a TL de maneira importante, e perante as questões levantadas na avaliação dos

resultados no capítulo 5, finaliza-se este trabalho com a aplicação do método da matriz de transferência, a fim de validar o modelo FEM proposto no capítulo 4.

O capítulo inicia descrevendo em linhas gerais a norma ASTM E2611, com enfoque na obtenção da TL do atenuador. A bancada e os atenuadores testados são apresentados. Em seguida, as TL relativas a doze configurações de atenuadores são mostradas e discutidas. Boa concordância é obtida.

6.1 Norma ASTM E2611

Como mencionado, a norma ASTM E2611 (2009) descreve o método de medição de TL por incidência normal baseado no método da matriz de transferência.

6.1.1 Aparato de testes e restrições

O aparato de testes consiste em um tubo segmentado em duas partes, de mesmo diâmetro interno, cada qual contendo um par de microfones espaçados longitudinalmente. O diafragma de cada microfone fica posicionado praticamente rente à parede. Em uma extremidade do tubo, encontra-se a fonte sonora (um alto-falante), enquanto a outra extremidade contém uma terminação intercambiável. Entre as duas seções do tubo é posicionado o objeto de teste, que no presente trabalho é um atenuador dissipativo. A Figura 6.1 esquematiza o aparato de testes.

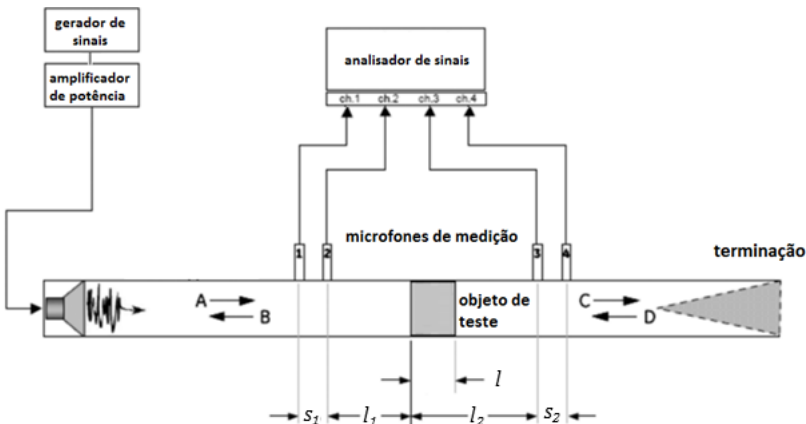


Figura 6.1. Principais componentes do aparato de testes usado no método da matriz de transferência.

As setas A, B, C e D indicam, respectivamente, as ondas incidente e refletida à montante e as ondas transmitida e refletida à jusante do objeto de teste. A terminação, idealmente, deveria ser totalmente anecóica. Com isso, a componente D da onda seria inexistente, descartando a necessidade do microfone 4. Como a terminação anecóica não é ideal, faz-se uso do método das duas cargas, conhecido também como o método das duas impedâncias (TAO; SEYBERT, 2003), que consiste na execução de duas séries de medição idênticas, porém com terminações de diferentes coeficientes de reflexão em cada uma dessas séries.

A fonte sonora emite um ruído aleatório que tem densidade espectral uniforme em toda a faixa de frequência de interesse. A amplitude do ruído gerado deve garantir que durante todas as medições, tenha-se um sinal medido pelos microfones no mínimo 10 dB maior que o ruído de fundo. Os microfones são ligados a um analisador de sinais que permite a conversão dos sinais no domínio do tempo para o domínio da frequência.

A faixa de frequência de operação é limitada exatamente pelos mesmos fatores já descritos na subseção 2.4.1, espaçamento entre os microfones de cada par e o diâmetro do tubo, de tal forma que as equações (2.25) e (2.26) continuam sendo adequadas para delimitar as frequências máxima e mínima de medição. A norma ASTM E2611, entretanto, é menos rígida quanto à frequência mínima de medição, especificando que o espaçamento entre microfones do mesmo par deve ser no mínimo 1% maior que o comprimento de onda dessa frequência de interesse.

A distância mínima entre a fonte sonora e o microfone 1 deve ser de três diâmetros do tubo. A razão disso é evitar que as medições sejam contaminadas por eventuais modos de alta-ordem que existam como ondas evanescentes no campo próximo à fonte. A norma ASTM E2611 indica também que a distância mínima entre o microfone 2 e a entrada do objeto de teste deve ser de meio diâmetro do duto, enquadrando os atenuadores testados na mesma categoria dos objetos de teste com superfície plana.

As paredes do tubo devem ser suficientemente espessas e rígidas, de tal forma que a transmissão acústica pelas paredes seja desprezível em relação à transmissão através do objeto de teste. Qualquer fresta indesejada encontrada ao longo da bancada pode interferir de forma importante nos resultados.

6.1.2 Procedimentos de medição e cálculo da TL

A norma ASTM E2611 descreve seis configurações de medição possíveis, as quais se distinguem: pelo número de canais usados do analisador, pelo número de microfones e pela referência usada para as funções de transferência. A configuração adotada neste trabalho utiliza apenas dois microfones, ligados a dois canais, sendo o microfone 1 a referência para todas as funções de transferência medidas. As terminações usadas no método das duas cargas são uma terminação anecóica e uma terminação fechada. As medições seguem os seguintes passos:

- O microfone 1 permanece na posição 1, e ligado ao canal 1, em todas as medições. O microfone 2 muda de posição em cada medição, mas permanece sempre ligado ao canal 2. As posições são numeradas de acordo com a Figura 6.1.
- Posiciona-se o objeto de teste e a terminação anecóica.
- Na primeira medição, posiciona-se o microfone 2 na posição 2. Os orifícios das posições não ocupadas por microfones são ocupadas por tampões. A medição da função transferência H_{21} (microfone 2 na posição 2 em relação ao microfone 1) é feita.
- Em seguida, muda-se o microfone 2 para a posição 3 e efetua-se a medição da função transferência H_{31} (microfone 2 na posição 3 em relação ao microfone 1).
- O microfone 2 é colocado na posição 4, sendo feita a medição da função transferência H_{41} .
- Após essas três medições, repete-se todo o processo, mas agora com a terminação fechada. Desse modo, cada objeto de teste necessita de seis medições para ter sua matriz de transferência determinada.

A configuração descrita, usando dois microfones, tem a vantagem de não necessitar de nenhuma correção de amplitude e fase das funções de transferência, segundo a norma ASTM E2611. As configurações que utilizam quatro microfones simultaneamente, pelo contrário, necessitam dessas correções, o que não as tornam mais rápidas ou práticas, pois essas correções são obtidas através de medições extras.

Considerando que o objeto de teste tem um comprimento l , estabelece-se que a entrada do objeto de teste está em $x = 0$ e que a sua saída está em $x = l$. O objeto de teste é caracterizado por uma matriz de transferência que relaciona a pressão e velocidade de partícula em $x = 0$

com a pressão e velocidade de partícula em $x = l$. As equações (6.1) e (6.2) mostram a matriz de transferência 2×2 , que contém quatro incógnitas. Sendo o índice “a” relacionado à terminação anecóica e “b” à terminação fechada, pode-se formar um sistema linear com quatro equações e quatro incógnitas.

$$\begin{bmatrix} p_a \\ u_a \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_a \\ u_a \end{bmatrix}_{x=l}, \quad (6.1)$$

$$\begin{bmatrix} p_b \\ u_b \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_b \\ u_b \end{bmatrix}_{x=l}. \quad (6.2)$$

Antes de determinar as incógnitas, é necessário calcular as pressões e velocidades de partícula em $x = 0$ e $x = l$. Parte-se das medições realizadas para cada terminação, determinando-se, primeiramente, as parcelas da onda A , B , C e D , indicadas na Figura 6.1 e apresentadas nas equações (6.3) a (6.6):

$$A = j \frac{H_{11}e^{-jk_0l_1} - H_{21}e^{-jk_0(l_1+s_1)}}{2\text{sen}(k_0s_1)}, \quad (6.3)$$

$$B = j \frac{H_{21}e^{jk_0(l_1+s_1)} - H_{11}e^{jk_0l_1}}{2\text{sen}(k_0s_1)}, \quad (6.4)$$

$$C = j \frac{H_{31}e^{jk_0(l_2+s_2)} - H_{41}e^{jk_0l_2}}{2\text{sen}(k_0s_2)}, \quad (6.5)$$

$$D = j \frac{H_{41}e^{-jk_0l_2} - H_{31}e^{-jk_0(l_2+s_2)}}{2\text{sen}(k_0s_2)}, \quad (6.6)$$

nas quais l_1 , l_2 , s_1 e s_2 são as distâncias indicadas na Figura 6.1. A função de transferência H_{11} é um valor unitário. Assim, é possível determi-

nar as pressões e velocidades de partícula na entrada e saída do objeto de teste:

$$\begin{aligned}
 p_0 &= A + B, \\
 u_0 &= (A - B)/\rho_0 c_0, \\
 p_1 &= C e^{-jk_0 l} + D e^{jk_0 l}, \\
 u_1 &= (C e^{-jk_0 l} - D e^{jk_0 l})/\rho_0 c_0.
 \end{aligned} \tag{6.7}$$

Realizado esse procedimento para ambas as terminações, é possível então calcular as incógnitas da matriz de transferência a partir das equações (6.1) e (6.2). Sendo T a matriz de transferência, tem-se:

$$T = \begin{bmatrix} \frac{p_{0a}u_{lb} - p_{0b}u_{la}}{p_{la}u_{lb} - p_{lb}u_{la}} & \frac{p_{0b}p_{la} - p_{0a}p_{lb}}{p_{la}u_{lb} - p_{lb}u_{la}} \\ \frac{u_{0a}u_{lb} - u_{0b}u_{la}}{p_{la}u_{lb} - p_{lb}u_{la}} & \frac{p_{la}u_{0b} - p_{lb}u_{0a}}{p_{la}u_{lb} - p_{lb}u_{la}} \end{bmatrix}. \tag{6.8}$$

na qual os subíndices 0 e l representam as posições sobre o eixo x . A variável u_{lb} , por exemplo, corresponde à velocidade de partícula na posição l (saída do objeto de teste) na configuração com terminação fechada.

O coeficiente de transmissão, correspondente à presença de uma terminação idealmente anecóica, é calculado da seguinte forma

$$\tau = \frac{2e^{jk_0 l}}{T_{11} + (T_{12}/\rho_0 c_0) + \rho_0 c_0 T_{21} + T_{22}}, \tag{6.9}$$

e finalmente, a TL sobre incidência normal é

$$TL = 20 \log \left| \frac{1}{\tau} \right|. \tag{6.10}$$

Infelizmente, a norma ASTM E2611 (2009) não especifica nenhum dado quantitativo quanto às incertezas do método da matriz de transferência. O limite de 95% de confiança de repetibilidade e o limite de 95% de confiança de reprodutibilidade há de ser informado em uma edição futura da referida norma.

6.2 Bancada e equipamentos

A bancada usada para a medição de TL , segundo método da matriz de transferência, foi projetada no LVA e dimensionada a partir da norma ASTM E2611. As peças da bancada são, na sua maioria, construídas em acrílico ou nylon, conforme mostrado na Figura 6.2.

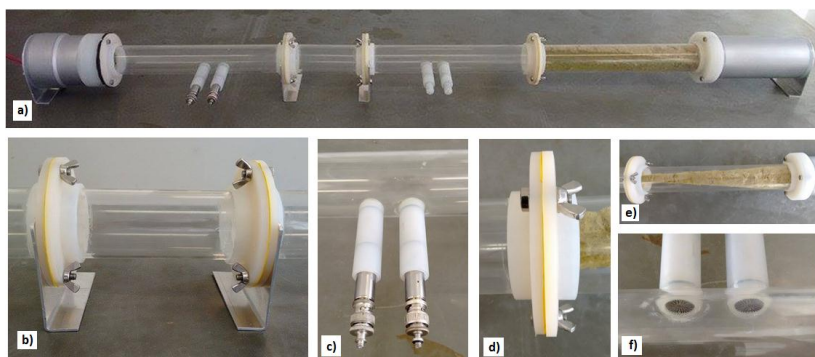


Figura 6.2. a) Tubo com terminação anecóica; b) porta-amostra (substituído pelo atenuador); c) um par de microfones; d) detalhe da união entre flanges; e) terminação anecóica; f) detalhe do posicionamento dos microfones. Fonte: (NARDELLI, 2015).

A tubulação de acrílico tem diâmetro interno de 46 mm e espessura de parede 2 mm. As distâncias de interesse, indicadas na Figura 6.1, são: $s_1 = 31,5$ mm; $s_2 = 30,0$ mm; $l_1 = 100$ mm e $l_2 = (100 + l)$ mm, sendo l o comprimento do atenuador. Com essas dimensões, a bancada tem faixa de frequência de operação de 120 a 4300 Hz.

A terminação anecóica possui uma cunha de lã de rocha, densidade 64 kg/m^3 e comprimento de 300 mm, aproximadamente. A terminação fechada é uma placa de alumínio que é fixada na extremidade do tubo. Na outra extremidade da bancada se encontra o alto-falante, coaxial ao tubo. Os dois microfones usados são microfones de campo livre, 1/2", fabricante PCB, modelo 378B02. Quando um dos quatro orifícios não é ocupado por um microfone, insere-se um tampão fabricado em

nylon, posicionado também rente a parede do tubo. Foi empregado nos testes o analisador *LMS Scadas Mobile*, que contém 18 canais de entrada e gerador de sinais, em conjunto com o *software LMS Test.Lab*.

6.3 Atenuadores testados

Novos atenuadores foram projetados, condizentes com o diâmetro de 46 mm do tubo da bancada, descrita na seção 6.2. Os objetivos do projeto dos atenuadores foram:

- manter a geometria básica, isto é, uma câmara de expansão revestida internamente com material poroso, caracterizada pelo diâmetro de passagem de ar ($= 2r_0$), espessura de revestimento d , tipo de material poroso e também comprimento efetivo l do atenuador;
- e, ao mesmo tempo, aperfeiçoar o projeto dos atenuadores mostrados na subseção 5.2.5 e seção 5.3, ao reduzir algumas fontes de incertezas, como frestas e irregularidades de geometria e montagem.

O cilindro e as tampas do atenuador foram todos usinados para garantir dimensões mais exatas. Essas peças foram fabricadas em nylon e o encaixe do conjunto é realizado por ajuste prensado. Dois conjuntos de peças foram fabricados: um destinado a uma espessura de revestimento $d = 12,7$ mm e outro conjunto para $d = 25,4$ mm, como apresentado na Figura 6.3(a). A concepção modular do projeto permite dois comprimentos diferentes de atenuador, como mostrado nas Figura 6.3(b) e Figura 6.3(c). Com um único cilindro, tem-se um atenuador com comprimento de 80 mm, e acoplando-se dois cilindros em série, o comprimento é dobrado.

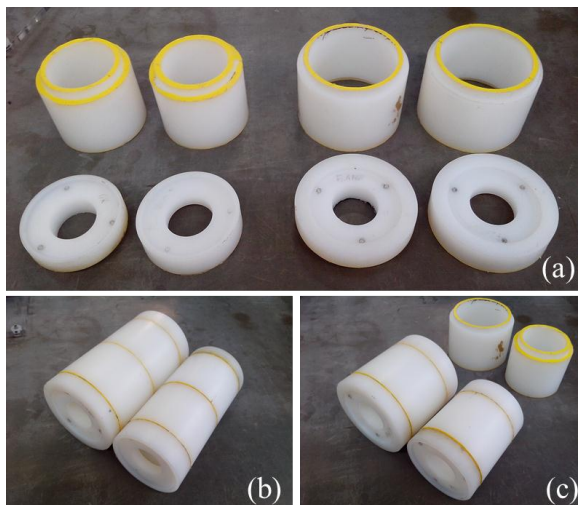


Figura 6.3. a) Cilindros e tampas dos atenuadores; b) atenuadores na configuração $l = 160 \text{ mm}$; c) atenuadores na configuração $l = 80 \text{ mm}$.

Para delimitar a passagem de ar e o espaço reservado ao revestimento, fabricaram-se tubos em tela com diâmetro interno de 46 mm e comprimentos 80 mm e 160 mm. A mesma tela e processo de fabricação mostrados na seção 5.3 foram utilizados. Para manter a tela coaxial ao duto, foram fabricados peças em madeira com geometria anular, de espessura 2,5 mm e diâmetro externo correspondente ao cilindro utilizado, as quais são acopladas às extremidades da tela, como mostrado na Figura 6.4. Devido a essas peças de madeira, o comprimento efetivo dos atenuadores passa a ser 75 e 155 mm. Optou-se por não utilizar o revestimento de TNT nos testes apresentados neste capítulo.

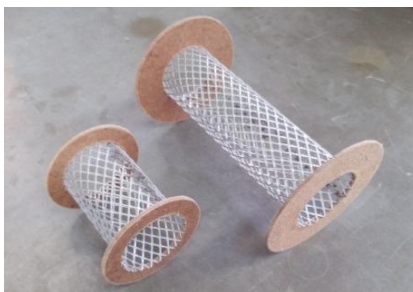


Figura 6.4. Telas acopladas às peças de madeira.

A tela é revestida com material fibroso e esse conjunto é encaixado no interior do atenuador, como pode ser visto na Figura 6.5(a). As amostras do material poroso tem formato retangular: comprimento igual ao comprimento efetivo l dos atenuadores e largura aproximada ao perímetro do cilindro. Nos testes apresentados neste capítulo, utilizam-se a fibra A, a fibra B (não-comprimidas) e a fibra A comprimida ($n_c = 2$). A Figura 6.5(b) apresenta amostras usadas no atenuador com $l = 155$ mm.

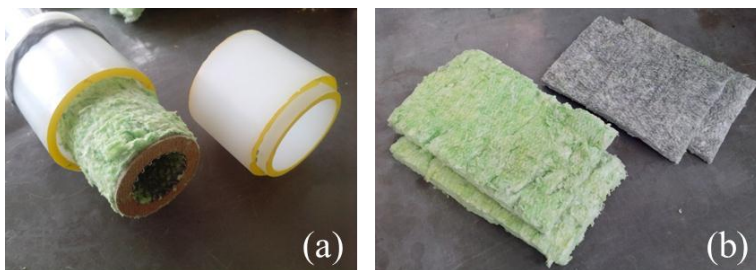


Figura 6.5. a) Montagem do atenuador; b) amostras de fibra A (verde) e fibra B (cinza).

O atenuador montado, com todos os elementos descritos, é instalado na bancada. Cada tampa do atenuador é encaixada em um flange da bancada e parafusada a este, como mostra a Figura 6.6. Massa de calafetar é usada para vedar possíveis frestas.



Figura 6.6. Atenuador instalado na bancada.

São apresentadas na seção 6.5 os resultados relativos a 12 configurações de atenuadores, as quais variam: na espessura do revestimento (12,7 mm ou 25,4 mm), no comprimento efetivo do atenuador (75 mm ou 155 mm) e no material usado no revestimento. As Tabela 6.1 e Tabe-

la 6.2 identificam configurações de atenuadores testados. Todos os atenuadores possuem diâmetro da passagem de ar igual a 46 mm.

Tabela 6.1. Configurações de atenuadores testados com comprimento efetivo l de 75 mm.

$l = 75 \text{ mm}$			
	Fibra A	Fibra B	Fibra A ($n_c = 2$)
$d = 12,7 \text{ mm}$	Config. 1	Config. 2	Config. 3
$d = 25,4 \text{ mm}$	Config. 4	Config. 5	Config. 6

Tabela 6.2. Configurações de atenuadores testados com comprimento efetivo l de 155 mm.

$l = 155 \text{ mm}$			
	Fibra A	Fibra B	Fibra A ($n_c = 2$)
$d = 12,7 \text{ mm}$	Config. 7	Config. 8	Config. 9
$d = 25,4 \text{ mm}$	Config. 10	Config. 11	Config. 12

Seguindo as configurações adotadas no capítulo 5 e relatadas na seção 5.3, os seguintes números de camadas de material fibroso foram usadas em cada configuração: 1 e 7, uma camada com metade da espessura nominal; 2 e 8, uma camada com espessura nominal (restando um espaço de aproximadamente 3 mm de ar); 3 e 9, uma camada comprimida ($n_c = 2$); 4 e 10, uma camada com espessura nominal; 5 e 11, três camadas; e 6 e 12, duas camadas comprimidas ($n_c = 2$).

6.4 Procedimentos de teste

Seguiram-se os procedimentos descritos na subseção 6.1.2 para a medição da TL de cada atenuador instalado na bancada. Empregou-se o método das duas cargas, no qual foram utilizadas uma terminação anecóica e uma terminação fechada, apresentadas na seção 6.2.

Os microfones foram calibrados antes de cada série de medições (calibrador da fabricante PCB Piezotronics/Larson Davis, modelo CAL200. Frequência de calibração: 1000 Hz; amplitude: 94 dB).

As medições são realizadas na faixa de 0 a 5120 Hz, com discretização constante de 0,625 Hz. Quarenta médias são usadas em cada medição, totalizando 1 minuto.

6.5 Resultados

Cada experimento, relativo a cada configuração de atenuador, foi repetido três vezes, sendo que para cada experimento, o atenuador foi desmontado e remontado com nova amostra de material. A TL experimental relativa a cada amostra é representada nas Figura 6.7 a Figura 6.18 por linhas cheias.

Comparam-se os resultados experimentais com a TL predita por um modelo FEM, com mesmas dimensões prescritas nas Tabela 6.1 e Tabela 6.2, e mesmo padrão dimensional dos elementos descrito no capítulo 4, com exceção dos elementos do revestimento, que possuem 1 mm na direção radial.

A análise de sensibilidade conduzida na seção 5.6 ressaltou a importância dos espaçamentos de ar, na direção radial, entre o material fibroso e a parede do atenuador e entre o material fibroso e a tela. Uma análise feita a olho nu dos atenuadores revela espaçamentos visíveis nas configurações com materiais não-comprimidos. Embora os espaçamentos tenham geometria irregular ao longo da superfície da amostra, esses são inseridos no modelo FEM de uma maneira simplificada, tendo dimensões indicadas na Tabela 6.3.

Tabela 6.3. Espaçamento de ar, na direção radial, inserido no modelo FEM. Int.= espaçamento entre tela e material; Ext.= espaçamento entre parede e material.

$l = 75 \text{ mm e } 155 \text{ mm}$			
	Fibra A	Fibra B	Fibra A ($n_c = 2$)
$d = 12,7 \text{ mm}$	Int.: 1 mm Ext.: 1 mm	Int.: 1 mm Ext.: 2 mm	Int.: 0 mm Ext.: 0 mm
$d = 25,4 \text{ mm}$	Int.: 1 mm Ext.: 1 mm	Int.: 1 mm Ext.: 1 mm	Int.: 0 mm Ext.: 0 mm

O material fibroso é representado como um fluido equivalente, de propriedades obtidas por meio do modelo JCA_L , o qual considera as propriedades macroscópicas determinadas na seção 2.7.

As Figura 6.7 a Figura 6.18 comparam, para cada uma das 12 configurações, a TL do modelo FEM com a TL experimental de três amostras diferentes, mas mesma configuração. Os espectros são mostrados em banda estreita, na faixa de frequência de 120 Hz a 4100 Hz.

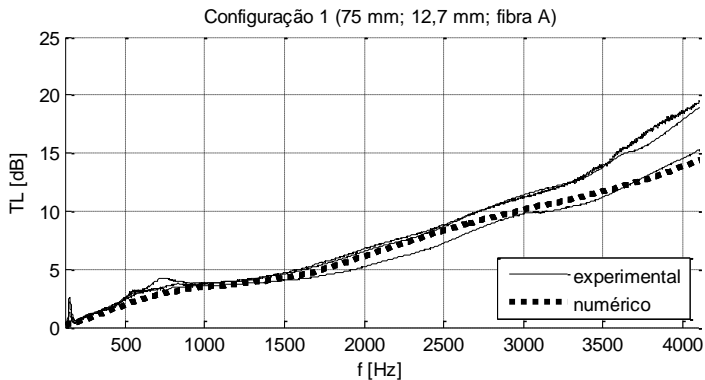


Figura 6.7. *TL* numérica e experimentais para configuração 1.

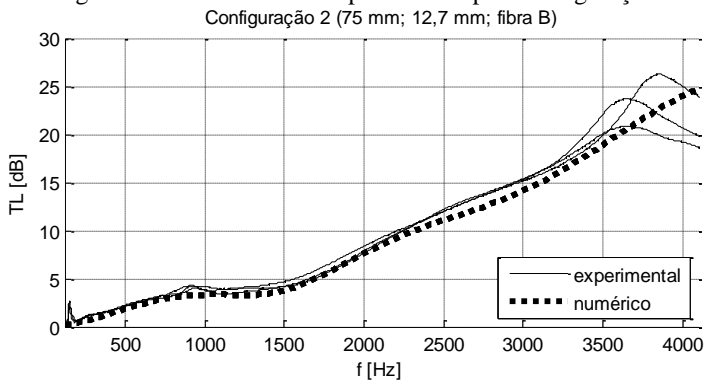


Figura 6.8. *TL* numérica e experimentais para configuração 2.

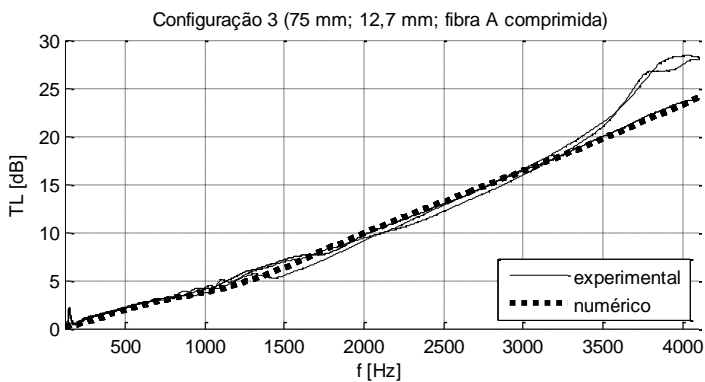


Figura 6.9. *TL* numérica e experimentais para configuração 3.

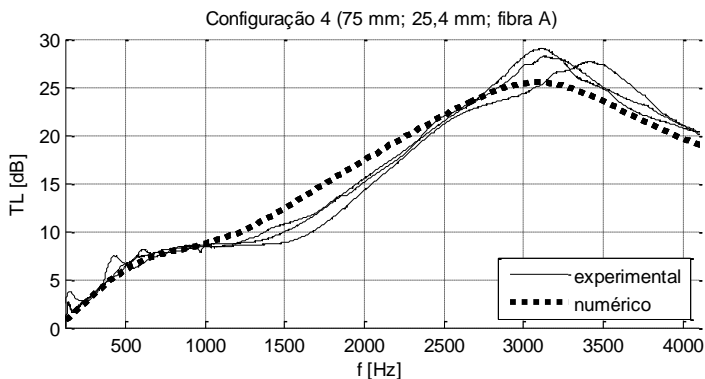


Figura 6.10. *TL* numérica e experimentais para configuração 4.

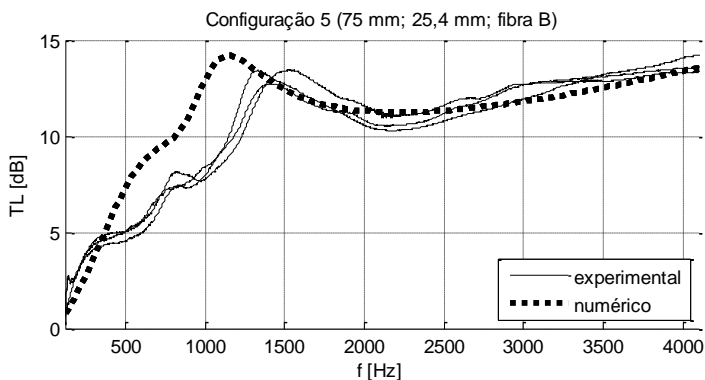


Figura 6.11. *TL* numérica e experimentais para configuração 5.

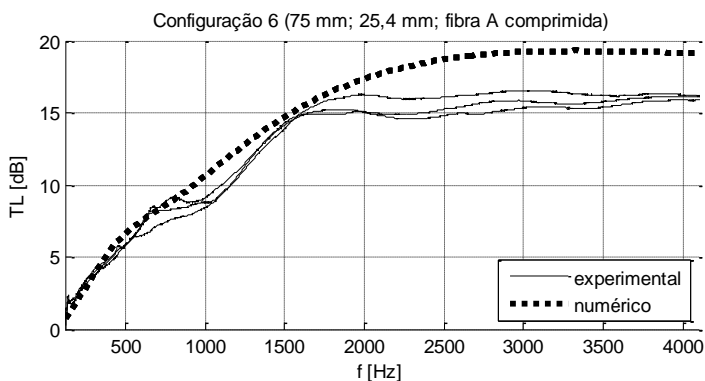


Figura 6.12. *TL* numérica e experimentais para configuração 6.

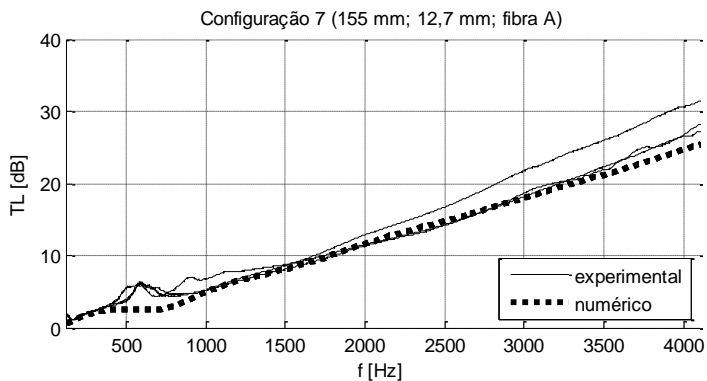


Figura 6.13. *TL* numérica e experimentais para configuração 7.

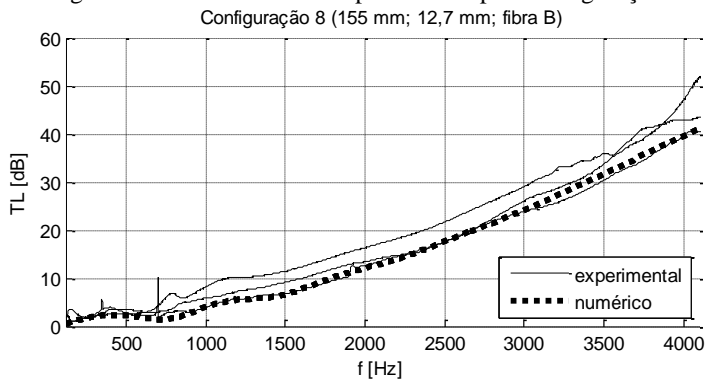


Figura 6.14. *TL* numérica e experimentais para configuração 8.

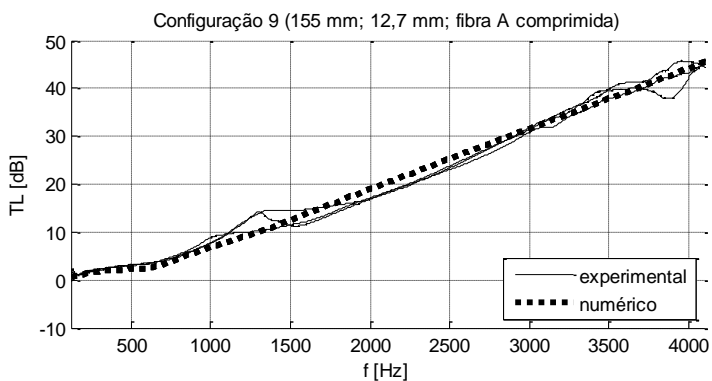


Figura 6.15. *TL* numérica e experimentais para configuração 9.

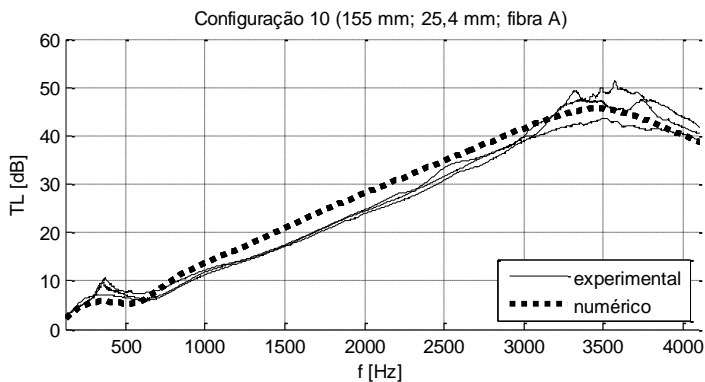


Figura 6.16. *TL* numérica e experimentais para configuração 10.

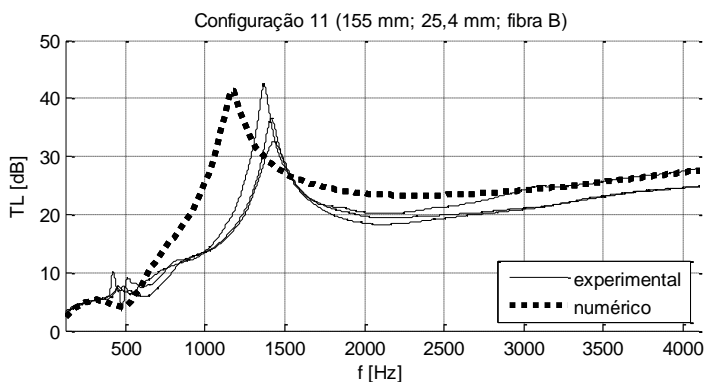


Figura 6.17. *TL* numérica e experimentais para configuração 11.

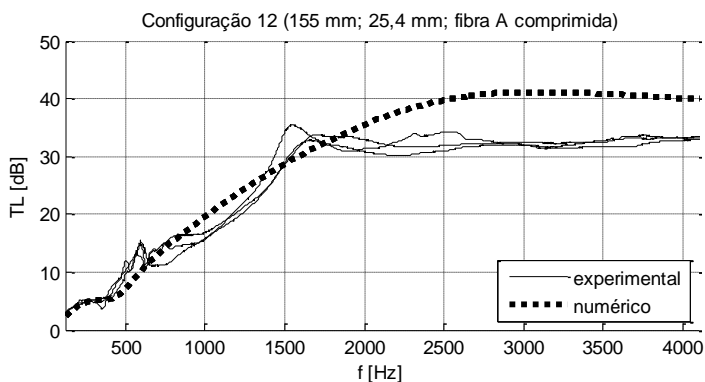


Figura 6.18. *TL* numérica e experimentais para configuração 12.

Para as configurações com espessura de revestimento de 12,7 mm, o máximo de atenuação se encontra além ou próximo da frequência máxima exibida nos gráficos. Já para as configurações com espessura de 25,4 mm, o pico da TL é evidente nas figuras e é na região dessa frequência de máxima atenuação que, em geral, a TL de cada amostra medida apresenta dispersão mais importante, tanto em relação à amplitude como em relação à própria frequência. A TL nessa frequência se torna ainda mais sensível a parâmetros como propriedades acústicas do material, espaçamentos de ar e outros efeitos de montagem.

Para a grande maioria das configurações, observa-se que a TL predita pelo modelo FEM possui boa concordância com as TL experimentais abaixo da frequência de máxima atenuação. Para os atenuadores contendo revestimento de 25,4 mm, as TL do modelo FEM das configurações com fibra A (4 e 10) apresentam boa concordância em toda faixa de frequência analisada. As configurações contendo fibra B (5 e 11) apresentam o pico da TL numérica com frequência visivelmente deslocada, embora com amplitude condizente com os resultados experimentais. Como exposto, as condições instalativas da amostra no atenuador, o que inclui os espaçamentos de ar, podem ser o motivo desse deslocamento. A Figura 6.19 mostra as TL numéricas quando se varia o espaçamento de ar no modelo FEM da configuração 11.

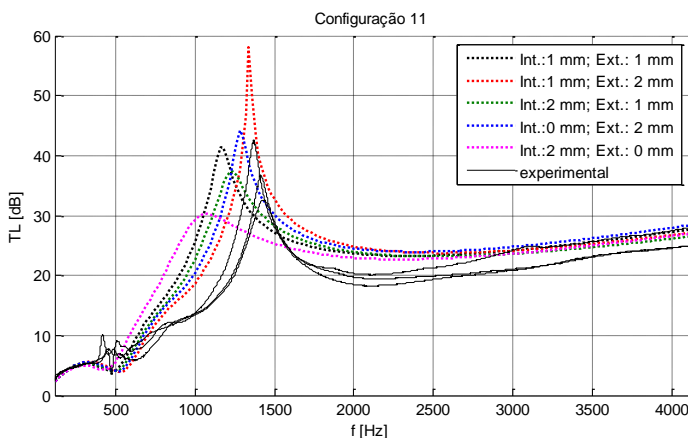


Figura 6.19. Efeito do espaçamento de ar na direção radial. Int.= espaçamento entre tela e material; Ext.= espaçamento entre parede e material.

Essa rápida análise mostra que a variação das dimensões dos espaçamentos de ar desloca o pico na frequência, além de alterar sua am-

plitude. Isso respalda a importância dos espaçamentos de ar, que no atenuador real são irregulares ao longo da superfície do material, sobre a TL .

Ainda referente às configurações 5 e 11, questiona-se se o modelo JCA_L é apropriado para prever o comportamento da TL experimental na região próxima ao pico de atenuação. Ingard (2010), em suas considerações sobre materiais porosos de estrutura elástica, aponta que materiais com resistividades ao fluxo suficientemente altas, apresentam picos na curva de absorção em baixas frequências, que estão relacionadas a ressonâncias estruturais. Nessa frequência de ressonância, a velocidade relativa do ar e da estrutura é essencialmente nula, o que leva a uma queda na curva de absorção. Ao se analisar as frequências acima dessa ressonância, observa-se que a velocidade relativa entre ar e estrutura cresce rapidamente até atingir um ponto de ótimo, frequência na qual se observa o pico de absorção. Como nessa faixa de frequência a TL tem uma forte correlação com o coeficiente de absorção do material, mostra-se na Figura 6.20 o coeficiente de absorção da fibra B, com 25 mm de espessura, obtida analiticamente a partir do modelo poroelástico de Biot (ALLARD; ATALLA, 2009) e do modelo JCA_L . Como os parâmetros estruturais da fibra B não foram determinados neste trabalho, decidiu-se utilizar os mesmos parâmetros estruturais do material “*glass wool 2*” apresentado por Tanneau *et al.* (2006): módulo de elasticidade = 50000 Pa; coeficiente de Poisson = 0; enquanto que o fator de perda é variado. Nota-se menor evidência da ressonância estrutura ao se aumentar o fator de perda do material.

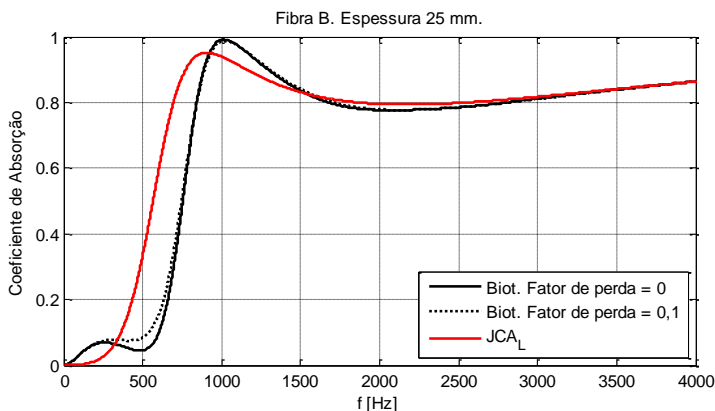


Figura 6.20. Coeficiente de absorção analítica obtida por meio dos modelos de Biot e JCA_L .

Observa-se que o pico de absorção no modelo JCA_L se encontra em uma frequência inferior àquela do pico do modelo de Biot. Assim, neste caso, o coeficiente de absorção predito pelo modelo JCA_L abaixo de 1000 Hz é superior ao do modelo de Biot em praticamente toda a região ascendente da curva. Embora isso possa indicar que o modelo de Biot seja mais adequado a este material, deve-se salientar que ao se reduzir o valor do módulo de elasticidade, a curva de absorção predita pelo modelo de Biot tende àquela do modelo JCA_L . Visto que o módulo de elasticidade das fibras testadas não foi medido, nenhuma inferência adicional é feita.

A fibra A comprimida, embora tenha apresentado boa concordância do modelo FEM nas configurações 3 e 9, revelou discrepância relevante nas frequências acima do pico da TL nas configurações 6 e 12. Esse comportamento da curva da TL , que permanece com um valor bem estável após o pico, também foi observado em algumas configurações de atenuadores testados no capítulo 5 com fibra A comprimida. Além dos fatores ligados a anisotropia do material, como já discutido na seção 5.7, a validade do modelo preditivo JCA_L pode ser novamente questionada. Campolina *et al.* (2012) indicam que o material poroso testado em seu trabalho, uma fibra de vidro com densidade de $9,6 \text{ kg/m}^3$, pode ser modelado segundo a hipótese de estrutura flexível (*limp*) apenas para baixas taxas de compressão, sendo $n_c = 2$ considerada uma taxa já importante.

Partindo da hipótese que as condições de compressão às quais a fibra A é submetida no tubo de impedância (método de inverso de caracterização) não condizem com a situação das amostras montadas no interior do atenuador, analisa-se a TL predita pelo modelo FEM variando apenas a resistividade ao fluxo.

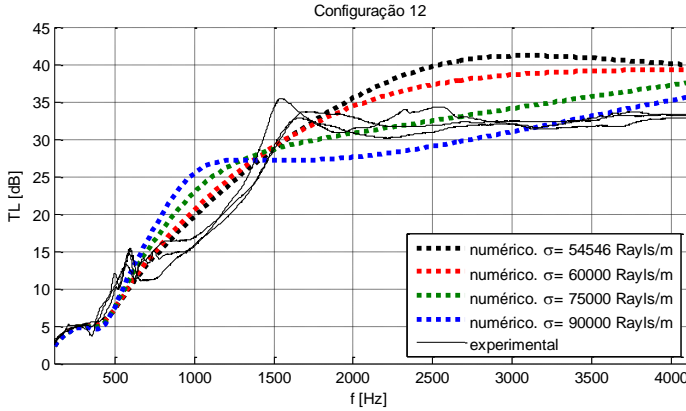


Figura 6.21. Influência da variação da resistividade ao fluxo na TL numérica. Configuração 12.

Constata-se que resistividades mais elevadas que aquela predita na seção 2.7 levam a curvas de TL numérica mais próximas daquelas obtidas experimentalmente. Campolina *et al.* (2012), na mesma publicação citada acima, observaram experimentalmente que uma taxa de compressão $n_c = 2$ elevou a resistividade ao fluxo da fibra de vidro acima do dobro de seu valor original (material não-comprimido), além de acarretar um aumento expressivo do módulo de elasticidade, que apresentou valor mais de sete vezes maior que o original.

Outro item interessante a se analisar é quanto à relação entre o comprimento do atenuador e sua TL . Os modelos analíticos apresentados no capítulo 3 mostraram que a TL em um duto revestido, de comprimento infinito, é linearmente dependente da distância longitudinal avaliada. Atenuadores de comprimento finito, no entanto, contam com os efeitos de entrada e saída. As Figura 6.22 e Figura 6.23 apresentam, respectivamente, as TL das configurações 10 e 11 em conjunto com as TL multiplicadas por dois (155/75, mais precisamente) de suas configurações análogas de 75 mm de comprimento.

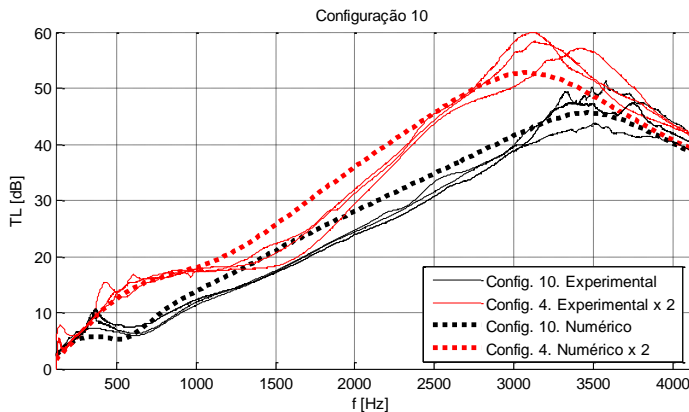


Figura 6.22. TL da configuração 10 comparada ao dobro da TL da configuração 4.

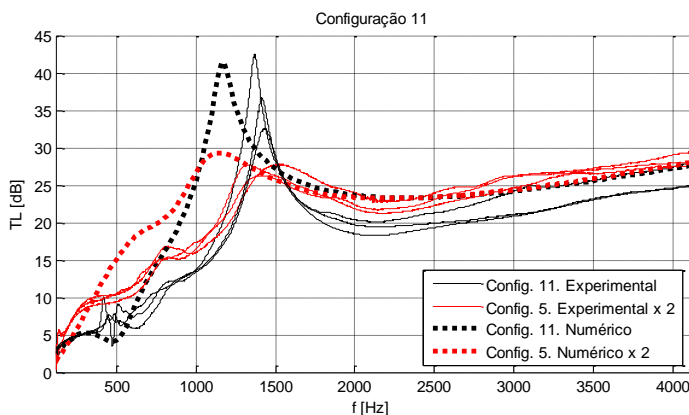


Figura 6.23. TL da configuração 11 comparada ao dobro da TL da configuração 5.

Esses dois exemplos não demonstram uma relação linear da TL com o comprimento do atenuador, embora essa relação pareça surgir após o pico da TL .

6.6 Síntese do capítulo

O método da matriz de transferência, descrito na norma ASTM E477, foi usado como um método alternativo para a medição experimental da TL de atenuadores dissipativos, sem a presença de escoamen-

to de ar. Além deste método conter menores fontes de incertezas, se comparado ao método da substituição, discutido no capítulo 5, também proporciona medições com melhor relação sinal-ruído, permitindo a análise do espectro em banda estreita. A bancada utilizada, projetada no LVA, é de pequeno porte e de fácil manuseio. Tanto a execução dos testes, quanto o processamento dos dados obtidos, são simples e rápidos, o que possibilitou que várias configurações, e amostras, fossem testadas em um curto espaço de tempo.

Doze configurações de atenuadores foram testadas, nas quais foram avaliados os efeitos da variação: da espessura do revestimento, comprimento do atenuador e tipo de material fibroso. A TL predita pelo modelo FEM mostrou, em geral, boa concordância com a TL obtida experimentalmente. A adição de espaçamentos de ar no modelo FEM, mesmo que de maneira simplificada, se mostrou essencial para aumentar a fidelidade do modelo.

Discrepâncias observadas nos resultados numérico e experimental para os atenuadores contendo material com resistividade ao fluxo elevada ou material com alta taxa de compressão, que resulta também em um aumento da resistividade ao fluxo, podem estar relacionadas à incapacidade do modelo JCA_L de prever efeitos importantes da estrutura do material na sua região elástica.

Por último, avaliou-se a relação entre a TL e o comprimento do atenuador e não foi observada relação linear entre estas variáveis. Essa diferença da TL/m para atenuadores de comprimentos diferentes é atribuída aos efeitos de entrada e saída.

7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

7.1 Conclusões

A motivação inicial do trabalho, o controle de ruído nos dutos do sistema de ar-condicionado de uma aeronave, levou ao desenvolvimento de um modelo de atenuador dissipativo, em elementos finitos, com potencial de estimar sua perda de transmissão com boa precisão. O modelo se mostrou simples e apropriado para ser usado, por exemplo, no projeto do sistema de ar-condicionado, ao guiar a escolha do material poroso que compõe o atenuador, sua espessura, comprimento e local de instalação do atenuador no sistema.

O trabalho se voltou inicialmente para o estudo e caracterização de materiais porosos, notadamente materiais fibrosos de baixa densidade, bastante utilizados em aeronaves. O modelo de fluido equivalente de Johnson-Champoux-Allard, com a densidade efetiva modificada para considerar o efeito inercial da estrutura flexível, mostrou-se adequado para caracterizar os materiais testados. Em oposição, o modelo empírico de Delany-Bazley, popularmente utilizado para caracterizar materiais fibrosos, não se mostrou válido na caracterização de fibras de estrutura flexível.

A técnica inversa de caracterização acústica dos materiais porosos mostrou ser suficientemente robusta para prever os cinco parâmetros de interesse: resistividade ao fluxo, porosidade, tortuosidade, comprimento característico viscoso e comprimento característico térmico. A técnica faz uso de medições em tubo de impedância de amostras de duas espessuras diferentes e mesmo material. A curva de impedância de superfície obtida é inserida em um algoritmo de otimização global, chamado Evolução Diferencial, o qual estima os cinco parâmetros macroscópicos que minimizam a diferença entre as impedâncias de superfície do modelo e do experimento. Como método indireto para caracterizar o material poroso, essa técnica se mostrou muito prática e adequada para fornecer todos os parâmetros necessários para caracterizar o comportamento acústico do revestimento do atenuador dissipativo. Possui também as vantagens de exigir equipamentos relativamente simples, e de baixo custo, no processo de medição e de usar um código aberto de otimização, disponível em diversas linguagens (STORN, [201-?]), possibilitando sua implementação mesmo em laboratórios de pequeno porte.

Os resultados apresentados no capítulo 5 e 6 apontam que materiais fibrosos de estrutura flexível e resistividade ao fluxo elevada têm seu comportamento melhor descrito por um modelo de material poroelástico. Esse fato conduziria a uma adaptação da técnica inversa de caracterização, ao se substituir o modelo preditivo e adicionar os parâmetros elásticos, os quais poderiam ser fornecidos, através de medições por métodos diretos, ou incluídos no conjunto de parâmetros a serem otimizados.

Após a análise de materiais porosos, o trabalho se concentrou sobre outro fundamento importante: a acústica de dutos dissipativos. As abordagens de dutos com revestimento localmente e não-localmente reativos evidenciaram diferenças importantes entre os respectivos modelos analíticos. Essas diferenças significativas também são observadas na perda de transmissão resultante de cada modelo. Por meio do método de Müller, é possível resolver numericamente as equações transcendentais envolvidas e calcular a atenuação de cada modo acústico na direção axial. O desafio maior está nos modos de revestimento, exclusivos dos dutos com revestimento não-localmente reativo e passíveis de estarem entre os modos menos atenuados, já que estes não estão relacionados com estimativas iniciais no plano complexo tão intuitivas. As estimativas iniciais para os modos de revestimento foram determinadas através do princípio do argumento de Cauchy, que se mostrou eficaz, porém pouco prático. A hipótese de distribuição igual de energia para os modos incidentes se mostrou uma alternativa simplificadora para prever a perda de transmissão quando o ruído propagado no duto tem características de banda larga. Os modelos analíticos desenvolvidos contribuíram positivamente para o entendimento dos efeitos causados pela variação de alguns parâmetros-chave, como diâmetro do duto, espessura do revestimento e resistividade ao fluxo do mesmo, sobre a perda de transmissão do atenuador dissipativo. No entanto, os modelos analíticos abordados consideraram uma seção infinita de duto revestido e, sendo assim, não contemplam efeitos acústicos importantes da entrada e saída do atenuador.

Um modelo FEM, de geometria simples, foi elaborado para suprir algumas limitações dos modelos analíticos desenvolvidos. Dois modelos foram apresentados: um que considera o material localmente reativo como uma impedância de superfície e outro que caracteriza o material não-localmente reativo como um fluido equivalente. Os resultados preditos pelos modelos FEM e analítico mostraram ótima concordância, dentro das limitações desse último.

Uma bancada experimental, que permite a medição da perda de inserção de um atenuador pelo método da substituição (ISO 7235:2003, 2003) foi projetada e construída. Esta permite também realizar os testes na presença de um escoamento de ar. A bancada é conectada a uma câmara reverberante, no interior da qual são feitas as medições. Quinze configurações de atenuadores dissipativos foram testadas, as quais se diferenciam no diâmetro, material poroso utilizado e sua espessura. Os materiais porosos usados como revestimento foram os mesmos caracterizados no capítulo 2. A comparação dos resultados experimentais com os numéricos mostrou curvas de comportamento semelhante, porém com discrepâncias importantes em determinadas configurações. Uma análise dos resultados revelou fontes de incertezas relacionadas tanto ao experimento como ao modelo. Entre as fontes de incertezas experimentais, destacam-se os efeitos instalativos do material poroso no atenuador, o que pode alterar espessura do revestimento, adicionar espaçamentos de ar e comprimir localmente o material, acarretando mudanças nas propriedades acústicas do mesmo. Quanto ao modelo FEM, verificou-se a relevância da modelagem dos espaçamentos de ar entre material poroso e a parede rígida.

Uma conclusão importante dos testes seguindo o método da substituição se refere à baixa influência de um escoamento com baixa velocidade ($M < 0,05$) na perda de transmissão. Desta forma, o escoamento pode ser desprezado nos modelos, o que é vantajoso a nível computacional e de implementação.

Complementando a etapa experimental, decidiu-se utilizar o método da matriz de transferência para determinação de perda de transmissão por incidência normal (ASTM E477 - 13, 2013). Este método de medição possui a restrição de operar apenas abaixo da frequência de corte do tubo, no entanto é mais prático, contém menos fontes de incertezas e garante resultados com maior relação sinal-ruído. Doze configurações de atenuador dissipativo foram testadas e comparadas ao modelo FEM, o qual foi revisado para considerar espaçamentos de ar. Em geral, a perda de transmissão calculada com o modelo numérico apresentou boa concordância com os resultados experimentais. As conclusões advindas desses ensaios reforçam que a modelagem cuidadosa dos espaçamentos de ar e espessura do revestimento, condizentes com o atenuador instalado, são fundamentais para se obter bons resultados. Ademais, observou-se que materiais fibrosos de estrutura flexível e alta resistividade ao fluxo podem ter um comportamento elástico importante nas baixas frequências, fenômeno não contemplados pelo modelo Johnson-

Champoux-Allard de estrutura flexível, porém importante na perda de transmissão do atenuador dissipativo que o contém.

Conclui-se que o modelo FEM, dentro de suas limitações e simplicidade, é capaz de avaliar a perda de transmissão de um atenuador dissipativo contendo material fibroso de estrutura flexível, conforme a configuração proposta neste trabalho. Evidentemente, o modelo pode ser aprimorado e extrapolado para outras aplicações. É importante destacar que embora a perda de transmissão seja um parâmetro que avalia o comportamento acústico do atenuador tratado isoladamente, não é por si só suficiente para prever o desempenho do atenuador quando instalado no sistema real, sujeito a um campo acústico incidente diverso (MUNJAL, 1987).

7.2 Sugestões para trabalhos futuros

A seguir, são apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Considerar os materiais porosos como materiais poroelásticos, visando avaliar de maneira mais adequada os efeitos estruturais que fibras de estrutura flexível e resistividade ao fluxo elevada, por exemplo, apresentam em baixas frequências. A aplicação da teoria de Biot, embora possua um nível maior de complexidade na sua implementação, pode ser aplicada na técnica inversa de caracterização acústica, nos modelos analíticos de propagação e atenuação em dutos dissipativos e no modelo FEM (utilizando elementos poroelásticos).
- Aprimorar os modelos analíticos, principalmente o modelo de maior interesse, ou seja, o modelo não-localmente reativo de atenuador, para incluir um espaçamento de ar entre o revestimento e a parede rígida. Além disso, aplicar uma técnica de *mode-matching* que permita relacionar a amplitude dos modos do campo incidente, campo acústico no interior do atenuador e campo transmitido. Com essas deficiências supridas, o modelo analítico ganharia robustez e estaria apto a modelar o problema real com maior fidelidade. Uma grande vantagem desse modelo mais completo seria a independência de *softwares* comerciais.
- Inserir nos modelos analíticos e numérico a possibilidade de considerar uma velocidade média de escoamento importante, tornando os modelos úteis para outras aplicações.

- Inserir nos modelos analíticos e numérico os efeitos de placas perfuradas, de diferentes razões de área aberta, e tecidos de revestimento na perda de transmissão, dado que esses elementos são tipicamente empregados em atenuadores dissipativos.
- Estudar e considerar o comportamento anisotrópico dos materiais fibrosos.
- Tratando-se de materiais fibrosos sujeitos a compressão, adequar os experimentos para garantir uma compressão controlada e padronizada. Estudar os efeitos da compressão do material fibroso na perda de transmissão do atenuador dissipativo.
- Considerando a natureza determinística do método dos elementos finitos e as várias fontes de incertezas envolvidas no problema real, aplicar uma abordagem probabilística adequada para caracterizar e quantificar as incertezas do modelo.

REFERÊNCIAS

- ALLARD, J. F.; ATALLA, N. **Propagation of sound in porous media: modelling sound absorbing materials**. 2^a. ed. [S.l.]: Wiley, 2009.
- AMIROUCHE, N. **Dispositifs absorbants à base de matériaux à double porosité dans des champs acoustiques complexes**. Thèse de doctorat: INSA de Lyon, 2008.
- ANSI/ASHRAE 51-1999 (ANSI/AMCA 210-1999). **Laboratory methods of testing fans for aerodynamic performance rating**. [S.l.]: [s.n.], 1999.
- ARORA, J. **Introduction to optimum design**. [S.l.]: Academic Press, 2004.
- ASHRAE. **1999 ASHRAE HVAC Applications Handbook**. [S.l.]: American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc., 1999.
- ASTLEY, R. J.; CUMMINGS, A.; SORMAZ, N. A finite element scheme for acoustic propagation in flexible-walled ducts with bulk-reacting liners, and comparison with experiment. **Journal of Sound and Vibration**, v. 150(1), p. 119-138, 1991.
- ASTM E477 - 13. **Standard test method for laboratory measurements of acoustical and airflow performance of duct liner materials and prefabricated silencers**. [S.l.]: American Society for Testing and Materials, 2013.

ATALLA, Y. **Développement d'une technique inverse de caractérisation acoustique des matériaux poreux.** Sherbrooke(Québec): Tèse de doutorado, Université de Sherbrooke, 2002.

ATALLA, Y.; PANNETON, R. Inverse acoustical characterization of open cell porous media using impedance tube measurements. **Canadian Acoustics**, v. 33, p. 11-24, 2005.

BERGER, S. **Contribution à la caractérisation des milieux poreux par des méthodes acoustiques:** estimation des paramètres physiques. Thèse de doctorat: Ecole Doctorale de l'Université du Maine, 2004.

BIES, D. A.; HANSEN, C. H. **Engineering Noise Control:** Theory and Practice. Spon Press: [s.n.], 2003.

BIES, D. A.; HANSEN, C. H.; BRIDGES, G. Sound attenuation in rectangular and circular cross-section ducts with flow and bulk-reacting liners. **Journal of Sound and Vibration**, v. 146(1), p. 47-80, 1991.

BILAWCHUK, S.; FYFE, K. R. Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems. **Applied Acoustics**, v. 64, p. 903-916, 2003.

BIOT, M. A. The theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid. I. Low-frequency range. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 28, p. 168-178, 1956.

BIOT, M. A. The theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid. II. Higher-frequency range. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 28, p. 179-191, 1956.

BODÉN, H.; ÅBOM, M. Influence of errors on the two-microphone method for measuring acoustic properties in ducts. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 79(2), p. 541-549, 1986.

BOKOR, A. A comparison of some acoustic duct lining materials according to Scott's Theory. **Journal of Sound and Vibration**, v. 14(3), p. 367-373, 1971.

BORELLI, D.; SCHENONE, C. A finite element model to predict sound attenuation in lined and parallel-baffle rectangular ducts. **HVAC&R Research**, v. 18(3), p. 390-405, 2012.

BRANDÃO, E. **Análise teórica e experimental do processo de medição in situ da impedância acústica**. Tese de doutorado: Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2011.

CAMPOLINA, B. et al. Effects of porous material compression on the sound transmission of a covered single leaf panel. **Applied Acoustics**, v. 73, p. 791-797, 2012.

CARVALHO, R. S. T. **Métodos de identificação de fontes de ruído em um refrigerador**. Dissertação de mestrado: Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

CASTAGNÈDE, B. et al. Effects of compression on the sound absorption of fibrous materials. **Applied Acoustics**, v. 61, p. 173-182, 2000.

CASTAGNÈDE, B.; MOUSSATOV, A.; TARNOW, V. Parametric study of the influence of compression on the acoustical anisotropy of automotive felts. **Comptes Rendus de l'Académie des Sciences - Series IIB - Mechanics**, v. 329(4), p. 295-301, 2001.

CHAMPOUX, Y.; ALLARD, J. F. Dynamic tortuosity and bulk modulus in air-saturated porous media. **Journal of Applied Physics**, v. 70(4), p. 1975-1979, 1991.

CHRISTIE, D. Theoretical attenuation of sound in a lined duct: some computer calculations. **Journal of Sound and Vibration**, v. 17(2), p. 283-286, 1971.

COX, T. J.; D'ANTONIO, P. **Acoustic absorbers and diffusers: theory, design and application**. [S.l.]: Taylor & Francis, 2009.

CRAGGS, A. A finite element method for modelling dissipative mufflers with a locally reactive lining. **Journal of Sound and Vibration**, v. 54(2), p. 285-296, 1977.

CRAGGS, A. A finite element model for rigid porous absorbing materials. **Journal of Sound and Vibration**, v. 61(1), p. 101-111, 1978.

CUMMINGS, A.; CHANG, I.-J. Sound attenuation of a finite length dissipative flow duct silencer with internal mean flow in the absorbent. **Journal of Sound and Vibration**, v. 127(1), p. 1-17, 1988.

CUMMINGS, A.; SORMAZ, N. Acoustic attenuation in dissipative splitter silencers containing mean fluid flow. **Journal of Sound and Vibration**, v. 168(2), p. 209-227, 1993.

DE OLIVEIRA, G. T. S.; SARAMAGO, S. F. P. A contribution to the study about differential evolution. **Ciência & Engenharia**, v. 16(1/2), p. 1-8, 2007.

DELANY, M. E.; BAZLEY, E. N. Acoustical properties of fibrous acoustical materials. **Applied Acoustics**, v. 3, p. 105-116, 1970.

DOUTRES, O. et al. Validity of the limp model for porous materials: A criterion based on Biot theory. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 122(4), p. 2038-2048, 2007.

ESDU 81043. **Sound in low velocity ventilation ducts**. [S.l.]: IHS ESDU, 2007.

FAHY, F. J. **Foundations of Engineering Acoustics**. 1^a. ed. [S.l.]: Academic Press, 2001.

FUCHS, H. M. **Applied acoustics: concepts, absorbers, and silencers for acoustical comfort and noise control**. [S.l.]: Springer, 2013.

GLAV, R. The transfer matrix for a dissipative silencer of arbitrary cross section. **Journal of Sound and Vibration**, v. 236(4), p. 575-594, 2000.

GÖRANSSON, P. Acoustic finite element formulation of a flexible porous material - a correction for inertial effects. **Journal of Sound and Vibration**, v. 185(4), p. 559-580, 1995.

HERMES, J. H. L. **Estudo da geração de ruído aerodinâmico em sistemas de distribuição de ar condicionado de aeronaves.** Dissertação de mestrado: Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2011.

HOROSHENKOV, K. V. et al. Reproducibility experiments on measuring acoustical properties of rigid-frame porous media (round-robin tests). **The Journal Of The Acoustical Society Of America**, v. 122(1), p. 345-353, 2007.

HUNT, E. H. et al. Commercial airliner environmental control system: Engineering aspects of cabin air quality. **Aerospace Medical Association annual meeting**, 1995.

ICAO. **Annual report of the ICAO council: 2014.** International Civil Aviation Organization. [S.l.]. 2015.

INGARD, U. **Notes on sound absorption technology.** [S.l.]: Noise Control Foundation, 1994.

INGARD, U. **Noise Reduction Analysis.** [S.l.]: Jones and Barlett Publishers, 2010.

ISO 10534-2:1998. **Acoustics - Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes - Part 2: Transfer-function method.** [S.l.]: Multiple. Distributed through American National Standards Institute (ANSI), 1998.

ISO 3741:1999. **Acoustics — Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure — Precision methods for**

reverberation rooms. [S.l.]: Multiple. Distributed through American National Standards Institute (ANSI), 1999.

ISO 7235:2003. **Acoustics – Laboratory measurement procedures for ducted silencers and air-terminal units – Insertion loss, flow noise and total pressure loss.** [S.l.]: Multiple. Distributed through American National Standards Institute (ANSI), 2003.

JOHNSON, D. L.; KOPLIK, D.; DASCHEN, R. Theory of dynamic permeability and tortuosity in fluid-saturated porous media. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 176, p. 379-402, 1987.

KAGAWA, Y.; YAMABUCHI, T.; MORI, A. Finite element simulation of an axisymmetric acoustic transmission system with a sound absorbing wall. **Journal of Sound and Vibration**, v. 53(3), p. 357-374, 1977.

KING, A. J. Attenuation of sound in lined air ducts. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 30(6), p. 505-507, 1958.

KIRBY, R. Simplified techniques for predicting the transmission loss of a circular dissipative silencer. **Journal of Sound and Vibration**, v. 243(3), p. 403-426, 2001.

KIRBY, R. et al. On the acoustic performance of rectangular splitter silencers in the presence of mean flow. **Journal of Sound and Vibration**, v. 333, p. 6295-6311, 2014.

KOCH, W. Attenuation of sound in multi-element acoustically lined rectangular ducts in the absence of mean flow. **Journal of Sound and Vibration**, v. 52(4), p. 459-496, 1977.

KOMATSU, T. Improvement of the Delany–Bazley and Miki models for fibrous sound-absorbing materials. **Acoustical Science and Technology**, v. 29(2), p. 121-129, 2008.

LAFARGE, D. et al. Dynamic compressibility of air in porous structures at audible frequencies. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 102(4), p. 1995-2006, 1997.

LAMPINEN, J.; ZELINKA, I. On stagnation of the differential evolution algorithm. **6th International Mendel Conference on soft Computing**, Brno, Czech Republic, 7-9 Junho 2000. 76-83.

LMS. Perfectly Matched Layer Property. **Virtual.lab online help**, 2012.

LMS. Theory for Anechoic End Duct Property and Duct Modes Boundary Condition. **Virtual.lab online help**, 2012.

MAREZE, P. H. **Análise de influência da microgeometria na absorção sonora de materiais porosos de estrutura rígida**. Tese de Doutorado: Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.

MECHEL, F. P. **Formulas of Acoustics**. [S.l.]: Springer, 2008.

MIKI, Y. Acoustical properties of porous materials – modifications of Delany-Bazley models. **Journal of the Acoustical Society of Japan (E)**, v. 11(1), p. 19-24, 1990.

MOLLOY, C. T.; HONIGMAN, E. Attenuation of sound in lined circular ducts. **J. Acoust. Soc. Am.**, v. 16(4), p. 267-272, 1945.

MORSE, P. M. The transmission of sound inside pipes. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 11, p. 205-210, 1939.

MORSE, P. M.; INGARD, K. U. **Theoretical Acoustics**. [S.l.]: McGraw-Hill, 1968.

MUNJAL, M. L. **Acoustics of ducts and mufflers with application to exhaust and ventilation system design**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 1987.

NARDELLI, F. H. **Validação numérica de mufflers com tubos micro perfurados**. In: 13º Simpósio SAE Brasil de testes e simulações. São Paulo: [s.n.]. 2015.

OLIVA, D.; HONGISTO, V. Sound absorption of porous materials – Accuracy of prediction methods. **Applied Acoustics**, v. 74, p. 1473-1479, 2013.

OZCAN, H. K.; NEMLIOGLU, S. In-cabin noise levels during comercial aircraft flights. **Canadian Acoustics** , v. 34(4), p. 31-35, 2006.

PANIGRAHI, S. N.; MUNJAL, M. L. Comparison of various methods for analyzing lined circular ducts. **Journal of Sound and Vibration**, v. 285, p. 905-923, 2005.

PANNETON, R. Comments on the limp frame equivalent fluid model for porous media. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 122(6), p. 217-222, 2007.

PINSKY, M. A. **Partial Differential Equations and Boundary-value Problems with Applications**. [S.l.]: America Mathematical Society, 2011.

PRICE, K. V.; STORN, R. M.; LAMPINEN, J. A. **Differential Evolution: A Pratical Approach to Global Optimization**. [S.l.]: Springer, 2005.

PRIDE, S. R.; MORGAN, F. D.; GANGI, A. F. Drag forces of porous-medium acoustics. **Physical Review B**, v. 47, p. 4964-4975, 1993.

QUEK, S. S.; LIU, G. R. **Finite Element Method: A Practical Course**. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2003.

RAMAKRISHNAN, R.; WATSON, W. R. Design curves for rectangular splitter silencers. **Applied Acoustics**, v. 35, p. 1-24, 1992.

RAMLI, N. **Analytical modelling of sound transmission in a lined duct**. [S.l.]: PhD Thesis, University of Southampton, 2013.

RESTREPO, J. M., 2003. Disponivel em: <<http://www.physics.arizona.edu/~restrepo/475A/Notes/sourcea-node25.html>>. Acesso em: 06 Março 2015.

REYNOLDS, D. D. **Engineering Principles of Acoustics: Noise and Vibration Control**. [S.l.]: Allyn and Bacon, 1981.

RIENSTRA, S. W. Contributions to the theory of sound propagation in ducts with bulk-reacting lining. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 77(5), p. 1681-1685, 1985.

RIENSTRA, S. W. A classification of duct modes based on surface waves. **Wave Motion**, v. 37, p. 119-135, 2003.

ROLAND, J. Evaluation of the errors in the measurements of silencer characteristics. **Journal of Sound and Vibration**, v. 75(4), p. 549-558, 1981.

SABINE, H. J. The absorption of noise in ventilating ducts. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 12, p. 53-57, 1940.

SAE AIR 1826. **Acoustical considerations for aircraft environmental control system design**. [S.l.]: Society of Automotive Engineers Inc., 1986.

SCHROEDER, M. et al. **Springer handbook of acoustics**. [S.l.]: Springer, 2007.

SCOTT, R. A. The propagation of sound between walls of porous material. **Proceedings of the Physical Society**, v. 58, p. 358-368, 1946.

SELAMET, A.; XU, M. B.; LEE, I. -J. Analytical approach for sound attenuation in perforated dissipative silencers. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 115(5), p. 2091-2099, 2004.

SONG, B. H.; BOLTON, J. S. A transfer-matrix approach for estimating the characteristic impedance and wave numbers of limp and rigid porous materials. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 107(3), p. 1131-1152, 2000.

STORN, R. Differential Evolution Homepage, [201-?]. Disponível em: <<http://www.icsi.berkeley.edu/~storn/code/html>>. Acesso em: 17 Junho 2015.

STORN, R.; PRICE, K. V. **Differential evolution – a simple and efficient adaptive scheme for global optimization over continuous spaces**. ICSI. [S.l.]. 1995. (Relatório Técnico TR-95-012).

TANNEAU, O.; CASIMIR, B.; LAMARY, P. Optimization of multilayered panels with poroelastic components for an acoustical transmission objective. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 120(3), p. 1227-1238, 2006.

TAO, Z.; SEYBERT, A. F. A Review of Current Techniques for Measuring Muffler Transmission Loss. **SAE Technical Paper 2003-01-1653**, 2003.

TARNOW, V. Measured anisotropic air flow resistivity and sound attenuation of glass wool. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 111(6), p. 2735-2739, 2002.

WASSILIEFF, C. Experimental verification of duct attenuation models with bulk reacting linings. **Journal of Sound and Vibration**, v. 114(2), p. 239-251, 1987.

ZWIKKER, C.; KOSTEN, C. W. **Sound Absorbing Materials**. New York: Elsevier, 1949.

APÊNDICE A

Equações de Bessel e funções de Bessel

As funções de Bessel se originaram como soluções das chamadas equações de Bessel, as quais são equações diferenciais que se apresentam na forma

$$x^2 \frac{d^2 F(x)}{dx^2} + (\xi - 1)x \frac{dF(x)}{dx} + (\lambda x^2 - \mu)F(x) = 0. \quad (\text{A.1})$$

a qual contém três parâmetros típicos: dimensão ξ , autovalor λ e índice angular μ . Assume-se que os parâmetros satisfaçam as restrições $\xi \geq 1$ e $\mu \geq 0$. Relacionando esses parâmetros a equação (3.11), tem-se que $\lambda = k_r^2$ e $\mu = m^2$. Para soluções em coordenadas cilíndricas, tem-se que $\xi = 2$, enquanto que para coordenadas esféricas $\xi = 3$. Para soluções com simetria circunferencial em coordenadas cilíndricas, tem-se que $\mu = 0$, ao passo que para soluções sem simetria circunferencial em coordenadas cilíndricas $\mu = m^2 = 1, 4, 9, \dots$ (PINSKY, 2011).

A equação de Bessel de interesse, equação (3.11), tem solução que pode ser escrita como uma combinação linear das funções de Bessel de primeira e segunda espécie, ambas de ordem m , conforme mostrado na equação (3.12). A Figura A.1 ilustra o comportamento das funções de Bessel de primeira e segunda espécie, das ordens 0, 1 e 2.

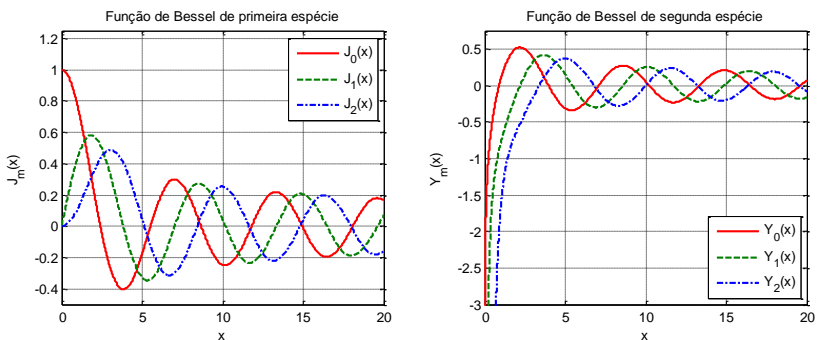


Figura A.1. Funções de Bessel de primeira e segunda espécie.

Abaixo, relacionam-se duas relações da função de Bessel de primeira espécie que são de interesse para este trabalho:

$$\frac{\partial J_m(x)}{\partial x} = J'_m(x) = J_{m-1}(x) - \frac{m}{x} J_m(x), \quad (\text{A.2})$$

$$J_{-m}(x) = (-1)^m J_m(x), \text{ para } m \text{ inteiro.} \quad (\text{A.3})$$

ANEXO A

Funcionamento do algoritmo Evolução Diferencial na otimização de uma função objetivo simples $F_{obj}(x) = x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5$. O exemplo ilustra as diferentes fases do DE na passagem de uma geração a outra. Fonte: (LAMPINEN; ZELINKA, 2000).

