

MARIA ALZIRA DE ARAÚJO NUNES

**UTILIZAÇÃO DE SÍNTESE MODAL DE COMPONENTES E
PARTICIONAMENTO AXIAL DE DUTOS PARA CONTROLE DOS
MODOS ACÚSTICOS DE ALTA ORDEM**

Tese apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **DOUTORA EM ENGENHARIA MECÂNICA.**

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Orientador: Prof. Dr. Marcus Antônio V. Duarte

**UBERLÂNDIA - MG
2009**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

N972u Nunes, Maria Alzira de Araújo, 1981-
 Utilização de síntese modal de componentes e particionamento axial
 de dutos para controle dos modos acústicos de alta ordem / Maria Alzira
 de Araújo Nunes. - 2009.
 222 f. : il.

Orientador: Marcus Antônio V. Duarte.

Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Uberlândia, Programa
 de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
 Inclui bibliografia.

1. Controle de ruído - Teses. I. Viana, Marcus Antônio V. II. Univer-
 sidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenha-
 ria Mecânica. IV. Título.

CDU: 531.77



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
Av. João Naves de Ávila, 2121 - 38400-902 Fone: 0XX(34)32394149 Ramal 42
FAX: 0XX(34)32394282 - Campus Santa Mônica - Uberlândia MG



ALUNA: Maria Alzira de Araújo Nunes

NÚMERO DE MATRÍCULA: 5061919

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: Mecânica dos Sólidos e Vibrações

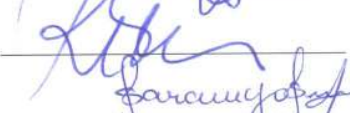
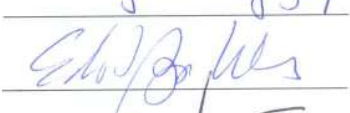
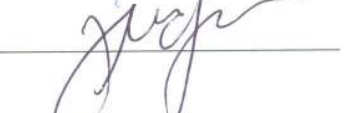
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA: NÍVEL DOUTORADO

TÍTULO DA TESE:

“Utilização de Síntese Modal de Componentes e Particionamento Axial de Dutos para Controle dos Modos Acústicos de Alta Ordem”

ORIENTADOR: Prof. Dr. Marcus Antônio Viana Duarte

A Tese foi **APROVADA** em reunião pública, realizada na Sala 206 do Bloco 1M, Campus Santa Mônica, em 20 de março de 2009, às 09:00 horas, com a seguinte Banca Examinadora:

NOME	ASSINATURA
Prof. Dr. Marcus Antônio Viana Duarte	UFU 
Prof. Dr. Carlos Roberto Ribeiro	UFU 
Profª. Dra. Sezimária de F. Pereira Saramago	UFU 
Prof. Dr. Eduardo Bauzer Medeiros	UFMG 
Prof. Dr. José Maria Campos dos Santos	Unicamp 

Uberlândia, 20 de março de 2009

A meus pais, Welington e Marileide.
À minha irmã Roberta.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus.

Ao meu amigo e orientador, Prof. Dr. Marcus Antônio Viana Duarte, pela orientação, amizade e principalmente pelo seu valioso e imprescindível apoio para realização deste trabalho.

Aos professores Dr. Elias B. Teodoro e Dr. Carlos Roberto Ribeiro pelas contribuições valiosas ao longo do desenvolvimento da tese.

À Universidade Federal de Uberlândia e à Faculdade de Engenharia Mecânica pela oportunidade de realizar este Curso.

Ao Programa de Pós-Graduação pela estrutura fornecida para realização deste trabalho.

A CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) e FAPEMIG (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais) pelo apoio financeiro.

Aos meus pais, Welington e Marileide, e à minha irmã Roberta, que mesmo distantes, me incentivaram sempre a vencer mais esta etapa.

Especialmente ao meu esposo, Renato, pelo amor e carinho dedicados em todos os momentos deste percurso.

À Isabel Duarte, Júlia, André e Ricardo, pela convivência, compreensão e acreditarem no meu esforço para concretizar esta importante etapa profissional.

Aos meus companheiros de trabalho, Tatiana Meola e Ricardo Oliveira, pela amizade e apoio nas horas de difíceis decisões.

À TECUMSEH do Brasil pelo interesse em incentivar os seus profissionais a se capacitarem tecnicamente, e por me possibilitar a conclusão deste trabalho.

Aos professores, técnicos e funcionários do departamento de Engenharia Mecânica (FEMEC).

A todos aqueles que ajudaram de forma direta e indireta na contribuição deste trabalho.

Meus sinceros agradecimentos.

Nunes, M. A. A. **Utilização de Síntese Modal de Componentes e Particionamento Axial de Dutos para Controle dos Modos Acústicos de Alta Ordem**. 2009. 222 f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Resumo

Nesta tese, a proposta de trabalho centra-se no estudo de redução de ruído em dutos que se tornou, ao longo dos anos, um campo de intensa aplicação. A abordagem tradicional para controle de ruído acústico em dutos usa técnicas passivas, como silenciadores resistivos e reativos fixos, a fim de atenuar o ruído. No momento, o controle ativo de ruído (CAR) é uma abordagem atraente no que diz respeito à diminuição de ruído, uma vez que este tipo de tratamento se mostra eficiente, principalmente, em baixas frequências. Diante da potencialidade da implantação do CAR em dutos de grandes dimensões, nos quais há propagação de modos acústicos de alta ordem, nesta tese, propõe-se o particionamento interno do duto (na direção axial) de modo que o controle ativo de ruído seja realizado em regiões com propagação de ondas sonoras planas. A metodologia do trabalho é composta de modelagem e simulação numérica do controle ativo de ruído, utilizando para tanto a técnica de síntese modal de componentes (SMC), considerando ruído tonal e ruído do tipo banda larga. Primeiramente, um estudo teórico é efetivado a partir de métodos de controle analítico baseados na minimização de funções de custo, tais como a pressão em um ponto no interior do duto, a energia potencial acústica e a potência acústica total no duto. Os resultados apresentados objetivam mostrar o comportamento e eficiência do CAR em dutos com ondas planas e modos de alta ordem. A utilização de divisórias internas no duto para planificação das ondas sonoras é validada empregando um modelo numérico de elementos finitos. Após validação, o modelo de duto proposto é modelado via SMC e as simulações numéricas de CAR são realizadas juntamente com otimização da posição dos atuadores do sistema de controle. Em suma, os resultados otimizados evidenciaram que para um ruído tonal, consegue-se uma redução da ordem de até 22 dB em função da frequência de interesse, utilizando sistemas de controle monocanal. Já para o ruído do tipo banda larga, obtém-se atenuação da ordem de até 15 dB, todavia, com sistemas de controle do tipo multicanal. Além disso, as vantagens do particionamento interno do duto para controle ativo de ruído são abordadas e mostradas ao longo do trabalho.

Palavras-Chaves: Controle Ativo de Ruído, Modos de Alta Ordem, Síntese Modal de Componentes, Otimização.

Nunes, M. A. A. **Use of Component Mode Synthesis and Axial Splits in Ducts for Noise Control of Higher Order Duct Mode.** 2009. 222 f. Ph.D. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Abstract

In this study, the proposal of this work is centered in the noise reduction in ducts that became, over the years, a field of intense application. The traditional approach to acoustic noise control in ducts uses passive techniques and fixed reactive silencers to mitigate the noise. In this moment, the Active Control of Noise (ANC) is an attractive approach to noise reduction, because this type of treatment shows efficient, mainly, low frequencies. Through of the potential of the implementation of the ANC in ducts, where there are propagation of modes of high order, in this work, proposes the internal partitioning of the duct (in the axial direction) so that the active control of noise is carried out in regions spread flat sound waves. The methodology of work is composed of modeling and numeric simulation of the active control of noise, using the technical Component Modal Synthesis (CMS), considering tonal noise and broadband noise. Firstly, a theoretical study is realized through of methods of analytic control based in the decrease of cost functions, such as the pressure in a point within of the duct, the acoustics potential energy and the total acoustics potency in the duct. The results are displayed to show the behavior and efficiency of the ANC in ducts with flat waves and modes of high order. The use of internal partitions in the duct to planning of the sound waves is validated using a numeric model of finite elements. After validation, the model of duct proposed is modeled using CMS, with an optimizer of the actuator position. Therefore, results optimized showed that for a tonal noise, obtain mitigation of the order of 22 dB depending of the frequency of interest, using single channel system. For the noise of the type broadband, get mitigation of the order of 15 dB, nevertheless, with system of control of the type multichannel. Furthermore, advantages of the internal partitioning of the duct for active control of noise are studied and shown over the work.

Keywords: *Active Noise Control, Higher Order Duct Mode, Component Mode Synthesis, Optimization.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Hierarquia do controle de ruído	9
Figura 2.2	Sistema de exaustão instalado em uma indústria	10
Figura 2.3	Atenuador passivo de ruído para dutos e curva típica de perda de inserção para um silenciador resistivo em função da densidade do material acústico utilizado.....	12
Figura 2.4	Princípio básico do cancelamento de ruído	14
Figura 2.5	Mecanismo típico utilizado em sistemas de controle ativo de ruído em dutos	14
Figura 2.6	Hierarquia da performance do sistema de controle ativo de ruído	15
Figura 2.7	Diagrama da Patente de Lueg	17
Figura 2.8	Sistema de controle por alimentação direta	17
Figura 2.9	Sistema de controle proposto por Olson e May (1953)	18
Figura 2.10	Detalhe do sistema de controle proposto por Olson e May (1953)	18
Figura 2.11	Sistema de controle por realimentação	19
Figura 2.12	Montagem experimental do trabalho de Li et al (2002)	27
Figura 2.13	Proposta do trabalho de Hansen et al (1996)	29
Figura 3.1	Modelo do duto semi-infinito	35
Figura 3.2	Ondas refletidas e incidentes provenientes da fonte de controle em um duto semi-infinito.....	38
Figura 3.3	Controle ativo de ruído baseado na função custo de minimização da potência total para configuração 1 do duto	51
Figura 3.4	Controle ativo de ruído baseado na função custo de minimização da potência total para configuração 2 do duto	52
Figura 3.5	Controle ativo de ruído baseado na função custo de minimização da pressão sonora em um ponto para a configuração 1 do duto	52
Figura 3.6	Controle ativo de ruído baseado na função custo de minimização da pressão sonora em um ponto para a configuração 2 do duto	53
Figura 3.7	Controle ativo analítico em um duto semi-infinito com ondas planas	56
Figura 3.8	Controle ativo em um duto finito com ondas planas utilizando o método de minimização da pressão em um ponto	56
Figura 3.9	Controle ativo em um duto finito com ondas planas utilizando o método de minimização da potência acústica total	57

Figura 3.10	Número de modos propagando em um duto retangular em função da frequência	59
Figura 3.11	Sistema de coordenadas para um duto semi-infinito com propagação de modos de alta ordem	60
Figura 3.12	Sistema de controle utilizando duas fontes de controle	66
Figura 3.13	Modelo de um Duto Finito	69
Figura 3.14	Controle ativo de ruído em um duto semi-infinito com ondas planas	74
Figura 3.15	Controle ativo de ruído analítico em um duto finito com propagação de ondas planas	76
Figura 3.16	Controle ativo de ruído utilizando Minimização de Potência em um duto finito com propagação de ondas planas	76
Figura 3.17	Controle ativo de ruído em Duto Infinito com modos de alta ordem	78
Figura 3.18	Resultados obtidos com o CAR analítico para um duto infinito com propagação de modos de alta ordem	79
Figura 3.19	Controle ativo de ruído utilizando método de minimização de potência acústica para modos de alta ordem em duto infinito	80
Figura 3.20	Métodos de CAR em um duto finito com modos de alta ordem se propagando	81
Figura 3.21	CAR baseado na Minimização da Energia Potencial para um duto Finito com propagação de modos de alta ordem	83
Figura 4.1	Corte longitudinal em um duto para visualização da metodologia proposta	85
Figura 4.2	Ondas sonoras se propagando em um duto de paredes rígidas em 300 Hz (frequência de corte:167 Hz).....	86
Figura 4.3	Duto concêntrico introduzido no interior do sistema da Fig. 4.2	87
Figura 4.4	Subestruturas (a) e (b) discretizadas e interligadas por uma interface comum	91
Figura 4.5	Dois dutos a serem conectados via SMC	99
Figura 4.6	Frequência Natural de 26,54 Hz do sistema sintetizado.....	101
Figura 4.7	Frequência Natural de 53,08 Hz do sistema sintetizado	102
Figura 4.8	Frequência Natural de 132,59 Hz do sistema sintetizado	102
Figura 4.9	Dimensões do modelo proposto para síntese modal de duto particionado	102
Figura 4.10	Subestruturas a serem conectadas através da síntese modal de componentes	103
Figura 4.11	Modo acústico do modelo modal sintetizado para a f_n de 13,19 Hz	105
Figura 4.12	Modo acústico do modelo de elementos finitos para a f_n de 13,19 Hz.....	105
Figura 4.13	Modo acústico do modelo modal sintetizado para a f_n de 131,92 Hz	105
Figura 4.14	Modo acústico do modelo de elementos finitos para a f_n de 132,15 Hz	105

Figura 4.15	Modo acústico do modelo modal sintetizado para a f_n de 176,38 Hz.....	106
Figura 4.16	Modo acústico do modelo de elementos finitos para a f_n de 177,12 Hz.....	106
Figura 4.17a	Pressão Sonora para a frequência de excitação de 200 Hz utilizando modelo modal	108
Figura 4.17b	Pressão Sonora em Pascal para a frequência de excitação de 200 Hz via MEF.....	108
Figura 4.18a	Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 200 Hz utilizando modelo modal.....	108
Figura 4.18b	Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 200 Hz via MEF.....	108
Figura 4.19a	Pressão Sonora para a frequência de excitação de 400 Hz utilizando modelo modal	109
Figura 4.19b	Pressão Sonora em Pascal para a frequência de excitação de 400 Hz via MEF.....	109
Figura 4.20a	Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 400 Hz utilizando modelo modal.....	109
Figura 4.20b	Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 400 Hz via MEF.....	109
Figura 4.21a	Pressão Sonora para a frequência de excitação de 500 Hz utilizando modelo modal	109
Figura 4.21b	Pressão Sonora em Pascal para a frequência de excitação de 500 Hz via MEF.....	110
Figura 4.22a	Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 500 Hz utilizando modelo modal.....	110
Figura 4.22b	Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 500 Hz via MEF.....	110
Figura 4.23a	Pressão Sonora para a frequência de excitação de 100 Hz utilizando modelo obtido via SMC.....	111
Figura 4.23b	Pressão Sonora em Pascal para a frequência de excitação de 100 Hz via MEF.....	111
Figura 4.24a	Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 100 Hz utilizando modelo obtido via SMC.....	111
Figura 4.24b	Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 100 Hz via MEF.....	111
Figura 4.25a	Pressão Sonora para a frequência de excitação de 300 Hz utilizando modelo obtido via SMC.....	111
Figura 4.25b	Pressão Sonora em Pascal para a frequência de excitação de 300 Hz via MEF.....	112
Figura 4.26a	Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 300 Hz utilizando modelo obtido via SMC.....	112
Figura 4.26b	Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 300 Hz via MEF.....	112
Figura 4.27a	Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 400 Hz utilizando modelo obtido via SMC.....	112
Figura 4.27b	Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 400 Hz via MEF.....	113

Figura 5.1	Configuração dos Elementos utilizados em análise acústica finita.....	116
Figura 5.2	Geometria do modelo estudado.....	117
Figura 5.3	Campo acústico do duto sem controle ativo de ruído.....	119
Figura 5.4	Campo acústico do duto utilizando duas fontes de controle na laterais	120
Figura 5.5	Campo acústico do sistema otimizado com CAR utilizando duas fontes de controle	121
Figura 5.6a	Campo acústico do duto na frequência de 300 Hz sem placas divisoras internas.....	122
Figura 5.6b	Campo acústico do duto na frequência de 300 Hz com placas divisoras.....	122
Figura 5.7	Controle ativo de ruído no sistema da Fig 5.6b utilizando 1 fonte de controle na frequência de 300 Hz.....	123
Figura 5.8	Controle ativo de ruído no sistema da Fig 5.6b utilizando duas fontes de controle na frequência de 300 Hz.....	124
Figura 5.9	Controle ativo de ruído no sistema da Fig. 5.6b sem as placas de divisão no interior do duto utilizando 1 fonte de controle na freq. de 300 Hz.....	125
Figura 5.10a	Duto sem CAR na frequência de 200 Hz utilizando uma fonte de controle.....	126
Figura 5.10b	Duto com CAR na frequência de 200 Hz utilizando uma fonte de controle.....	127
Figura 5.11a	Campo acústico do duto 3D sem inserção de dutos concêntricos.....	128
Figura 5.11b	Campo acústico do duto 3D com dutos concêntricos em seu interior.....	129
Figura 5.12	Controle ativo de ruído no duto 3D com dutos concêntricos em seu interior utilizando 1 fonte de controle.....	129
Figura 5.13	Rede Neural treinada para o modelo mostrado na Fig. 5.12.....	131
Figura 6.1	Geometria do duto utilizada na análise de sensibilidade	136
Figura 6.2	Possíveis localizações das fontes de controle ao longo do comprimento do duto.....	137
Figura 6.3a	Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 2,2m sem CAR	139
Figura 6.3b	Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 2,2m sem CAR	139
Figura 6.4a	Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 2,2m com CAR	139
Figura 6.4b	Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 2,2m com CAR	139
Figura 6.5a	Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 2,4m sem CAR	140
Figura 6.5b	Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 2,4m sem CAR	140
Figura 6.6a	Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 2,4m com CAR	140
Figura 6.6b	Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 2,4m	

	com CAR	140
Figura 6.7a	Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 2,8m sem CAR	141
Figura 6.7b	Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 2,8m sem CAR	141
Figura 6.8a	Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 2,8m com CAR	141
Figura 6.8b	Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 2,8m com CAR	141
Figura 6.9a	Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 3,0 m sem CAR	141
Figura 6.9b	Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 3,0 m sem CAR	142
Figura 6.10a	Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 3,0 m com CAR	142
Figura 6.10b	Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 3,0m com CAR	142
Figura 6.11a	Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 3,0 m sem CAR	142
Figura 6.11b	Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 3,0 m sem CAR	143
Figura 6.12a	Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 3,0 m com CAR	143
Figura 6.12b	Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 3,0m com CAR	143
Figura 6.13	Posicionamento dos microfones de erro e restrições para a fonte de controle no sistema duto simples	146
Figura 6.14a	Campo sonoro (Pa) na freq. de 100 Hz gerado pela fonte primária	147
Figura 6.14b	Nível de Pressão Sonora na freq. de 100 Hz gerado pela fonte primária	147
Figura 6.15a	Campo sonoro (Pa) na freq. de 100 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada	148
Figura 6.15b	Nível de Pressão Sonora na freq. de 100 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada	148
Figura 6.16a	Campo sonoro (Pa) na freq. de 220 Hz gerado pela fonte primária no duto particionado	149
Figura 6.16b	Nível de Pressão Sonora na freq. de 220 Hz gerado pela fonte primária no duto particionado	149
Figura 6.17a	Campo sonoro (Pa) na freq. de 220 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada no duto particionado	150

Figura 6.17b	Nível de Pressão Sonora na freq. de 220 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada no duto particionado	150
Figura 6.18a	Campo sonoro (Pa) na freq. de 220 Hz gerado pela fonte primária no duto sem partições	151
Figura 6.18b	Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 220 Hz gerado pela fonte primária no duto sem partições	151
Figura 6.19a	Campo sonoro (Pa) na freq. de 220 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada sem partição no duto	151
Figura 6.19b	Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 220 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada sem partição no duto	151
Figura 6.20a	Campo sonoro (Pa) na freq. de 270 Hz gerado pela fonte primária no duto com partições	153
Figura 6.20b	Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 270 Hz gerado pela fonte primária no duto com partições	153
Figura 6.21a	Campo sonoro (Pa) na freq. de 270 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada e duto particionado	153
Figura 6.21b	Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 270 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada e duto particionado	153
Figura 6.22a	Campo sonoro (Pa) na freq. de 270 Hz gerado pela fonte primária no duto sem partições	154
Figura 6.22b	Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 270 Hz gerado pela fonte primária no duto sem partições	154
Figura 6.23a	Campo sonoro (Pa) na freq. de 270 Hz após simulação do CAR com posição otimizada da fonte de controle e duto sem partição.....	155
Figura 6.23b	Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 270 Hz após simulação do CAR com posição otimizada da fonte de controle e duto sem partição	155
Figura 6.24a	Campo sonoro (Pa) na freq. de 320 Hz gerado pela fonte primária no duto com partições internas	155
Figura 6.24b	Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 320 Hz gerado pela fonte primária no duto com partições internas	156
Figura 6.25a	Campo sonoro (Pa) na freq. de 320 Hz após simulação do CAR com posição otimizada da fonte de controle e duto particionado.....	156
Figura 6.25b	Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 320 Hz após simulação do CAR com	

	posição otimizada da fonte de controle e duto particionado	156
Figura 6.26a	Campo sonoro (Pa) na freq. de 320 Hz gerado pela fonte primária no duto sem partições internas	157
Figura 6.26b	Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 320 Hz gerado pela fonte primária no duto sem partições internas	157
Figura 6.27a	Campo sonoro (Pa) na freq. de 320 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada e duto sem partições	157
Figura 6.27b	Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 320 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada e duto sem partições	157
Figura 7.1	Ruído gerado pela fonte primária em campo livre a uma metro desta	161
Figura 7.2	Ruído da fonte primária utilizado como entrada no modelo acústico.....	162
Figura 7.3	Espectro do ruído na saída do duto sem controle ativo	162
Figura 7.4	Modelo do duto particionado e posicionamento das fontes de controle	163
Figura 7.5a	Pressão acústica global no interior do duto sem simulação do controle ativo de ruído	163
Figura 7.5b	Nível de Pressão Sonora global no interior do duto sem simulação do controle ativo de ruído	164
Figura 7.6a	Pressão acústica global no interior do duto com controle ativo de ruído utilizando uma fonte de controle por partição	164
Figura 7.6b	Nível de Pressão Sonora global no interior do duto com controle ativo de ruído utilizando uma fonte de controle por partição	164
Figura 7.7	Nível de pressão sonora na saída do duto	165
Figura 7.8	NPS na saída do duto em bandas de 1/3 de oitava com e sem controle	166
Figura 7.9	Configuração utilizada na simulação do controle ativo com duas fontes de controle em cada partição	167
Figura 7.10a	Pressão acústica global no interior do duto com controle ativo de ruído utilizando duas fontes de controle por partição	168
Figura 7.10b	Nível de Pressão Sonora global no interior do duto com controle ativo de ruído utilizando duas fontes de controle por partição	168
Figura 7.11	NPS médio na saída do duto particionado com e sem controle ativo	169
Figura 7.12	NPS médio da saída do duto em bandas de 1/3 de oitava do sistema sem e com controle	169
Figura 7.13	Modelo para otimização do duto sem partições internas	171

Figura 7.14a	Pressão acústica global no interior do duto sem simulação do controle ativo de ruído	171
Figura 7.14b	Nível de Pressão Sonora global no interior do duto sem simulação do controle ativo de ruído	172
Figura 7.15	NPS na saída do duto sem partições internas e sem controle ativo de ruído	172
Figura 7.16a	Pressão acústica global no interior do duto com controle ativo de ruído utilizando quatro fontes de controle	173
Figura 7.16b	Nível de Pressão Sonora global no interior do duto com controle ativo de ruído utilizando quatro fontes de controle	173
Figura 7.17	NPS na saída do duto simples sem e com 4 fontes de controle	174
Figura 7.18	NPS médio da saída do duto simples em bandas de 1/3 de oitava do sistema sem e com 4 fontes de controle	174
Figura 7.19	Configuração utilizada na simulação e otimização do duto simples com 11 fontes de controle	175
Figura 7.20a	Pressão acústica global no interior do duto com controle ativo de ruído utilizando onze fontes de controle	176
Figura 7.20b	Nível de Pressão Sonora global no interior do duto com controle ativo de ruído utilizando onze fontes de controle	176
Figura 7.21	NPS na saída do duto simples sem e com controle utilizando 11 fontes de controle	177
Figura 7.22	NPS médio na saída do duto sem e com 11 fontes de controle em bandas de 1/3 de oitava	177
Figura 7.23	NPS médio na saída do duto simples para as três simulações realizadas	178
Figura 7.24	Esquema do silenciador resistivo projetado	180
Figura 7.25	NPS na saída do duto em bandas de 1/3 de oitava para o sistema com controle ativo e passivo	180
Figura 7.26	Perda por inserção dos atenuadores com 0,60m de comprimento e diferentes densidades de lã de rocha	182
Figura A1.1	Volume fluido	201
Figura A1.2	Fluxo de massa na direção X do volume infinitesimal	202
Figura A1.3	Solução da equação de Helmholtz para condições iniciais dadas em unidades arbitrárias.....	207
Figura A2.1	Estrutura do algoritmo de otimização utilizado na metodologia.....	212

LISTAS DE TABELAS

Tabela 3.1	Parâmetros utilizados nas simulações com ondas planas para minimização da potência acústica total.....	50
Tabela 3.2	Parâmetros utilizados nas simulações com ondas plana para minimização da pressão em um ponto no interior do duto.....	50
Tabela 3.3	Parâmetros ótimos de controle para as simulações analíticas com ondas planas	53
Tabela 3.4	Resultados obtidos nas simulações com dutos semi-infinitos e finitos com ondas planas	58
Tabela 3.5	Dimensões do duto e Posição das fontes sonoras para simulações analíticas com modos acústicos de alta ordem	73
Tabela 3.6	Parâmetros ótimos obtidos com o controle ativo analítico para modos de alta ordem	75
Tabela 3.7	Parâmetros ótimos obtidos com as simulações no Duto Finito com ondas planas .	77
Tabela 3.8	Resultados do CAR para o Duto Infinito com modos de alta ordem com uma fonte de controle.....	78
Tabela 3.9	Parâmetros ótimos do CAR para o duto infinito com modos de alta ordem variando o número de fontes de controle e minimização da energia potencial.....	80
Tabela 3.10	Parâmetros ótimos do CAR para o Duto Infinito com modos de alta ordem e minimização de Potência Acústica	81
Tabela 3.11	Resultados do CAR para o duto finito com modos de alta ordem e apenas uma fonte de controle.....	82
Tabela 3.12	Parâmetros ótimos do CAR para o duto finito com modos de alta ordem variando o número de fontes de controle.....	83
Tabela 4.1	Frequências Naturais e Modos Acústicos de dutos de parede rígidas	91
Tabela 4.2	Resultados da síntese modal de componentes para a configuração da Fig. 4.5	101
Tabela 4.3	Resultados comparativos entre Síntese Modal de Componentes e Método de Elementos Finitos	104
Tabela 5.1	Resultados otimizados do duto 2D (1,2 m de largura e 13 m de comprimento).....	130
Tabela 5.2	Resultados otimizados obtidos via Redes Neurais e MEF para o modelo 3D.....	131
Tabela 5.3	Resultados otimizados obtidos via Redes Neurais e MEF para o modelo 2D	132
Tabela 6.1	Posições otimizadas das fontes de controle em cada partição em função do	

	comprimento da chapa interna	143
Tabela 6.2	Atenuação do ruído irradiado em função do comprimento da chapa interna	144
Tabela 6.3	Resultados obtidos com a simulação do CAR em função da frequência	157
Tabela 7.1	Nível de atenuação obtida na saída do duto em bandas de 1/3 de oitava sem e com 2 fontes de controle	166
Tabela 7.2	Atenuação em bandas de 1/3 de oitava para o sistema sem controle ativo e com controle utilizando 4 fontes de controle e duto particionado	170
Tabela 7.3	Atenuação em bandas de 1/3 de oitava para o duto simples sem e com controle utilizando 4 fontes de controle	175
Tabela 7.4	Atenuação obtida utilizando 11 fontes de controle em bandas de 1/3 de oitavas....	178
Tabela 7.5	Atenuações do NPS médio irradiado na saída do duto utilizando controle ativo ...	179
Tabela 7.6	Atenuação do ruído obtido com o controle ativo e passivo	181
Tabela A5.1	Resumo das principais derivadas de funções complexas.....	221

LISTAS DE SÍMBOLOS

$\overline{Q}$	Amplitude complexa da velocidade volumétrica (m^3/s)
$\overline{p}$	Amplitude complexa da pressão acústica (Pa)
$\hat{q}$	Coordenadas modais livres
$\vec{a}$	Aceleração (m/s^2)
$[\mathbf{K}]^e$	Matriz Elementar de Rigidez
$[\mathbf{M}]^e$	Matriz Elementar de Massa
$\{\mathbf{F}\}^e$	Matriz Elementar de Força
A	Área da superfície da fonte (m^2)
b	Largura da secção transversal do duto (m)
B	Largura da fonte primária (m)
c_o	Velocidade do som no ar (m/s)
C_p	Calor específico a pressão constante
C_v	Calor específico a volume constante
d	Comprimento da secção transversal do duto (m)
D	Comprimento da fonte primária (m)
e	Número neperiano ou Euler
E_p	Energia Potencial Acústica (J)
f	Força (N)
f_n	Frequência natural (Hz)
G	Função de Green
I	Matriz identidade
J	Matriz Jacobiana
j	Número complexo
k	Rigidez (N/m)
K	Número de onda modal
L	Comprimento do duto axialmente (m)
L_x	Dimensão na coordenada cartesiana x (m)
L_y	Dimensão na coordenada cartesiana y (m)
L_z	Dimensão na coordenada cartesiana z (m)

m	Massa (Kg)
p	Coordenadas modais
P	Pressão total (Pa)
p_o	Pressão de referência (Pa)
Q	Velocidade volumétrica (m^3/s)
Q'	Velocidade volumétrica variável (m^3/s)
Re	Refere-se à parte real da equação
S	Área da seção transversal do duto (m^2)
s	Condensação
t	Tempo (s)
T	Temperatura absoluta (K)
T_o	Fator de reverberação
u	Amplitude complexa da velocidade da partícula (m/s)
V	Volume da clausura (m^3)
W	Potência acústica (Watts)
x	Localização de um ponto arbitrário no duto nas coordenadas cartesianas (x,y,z) (m)
Z	Impedância acústica
z	Localização axial da fonte de controle [m]
Z_p	Razão entre a pressão em um ponto x e a velocidade volumétrica da fonte primária

Letras Gregas

ρ_o	Densidade do fluido (Kg/m^3)
$\rho_o c_o$	Impedância característica do fluido
θ_k	Modos normais de interface livre
θ_r	Modos de corpo rígido
δ_f	Modos de flexibilidade residual
ϕ_k	Conjunto formado pelos modos de corpo rígido e modos normais
ϕ_{jr}	Autovetor obtido via Síntese Modal Componentes no nó j correspondente ao modo r
ϕ_{kr}	Autovetor obtido via SMC no nó de excitação k correspondente ao modo r
$\vec{v}$	Velocidade da partícula (m/s)

$\frac{\partial}{\partial t}$	Derivada Temporal
∇	Operador Gradiente
ω	Frequência angular (rad/s)
Φ	Coeficiente de reflexão complexo
γ	Fator de tamanho da fonte sonora
α	Parte real do coeficiente de reflexão
β	Parte imaginária do coeficiente de reflexão
Ψ	Função de forma modal ou função característica do duto
$\mathcal{A}$	Fator de normalização modal
γ_o	Relação dos calores específicos
Γ	Contorno do domínio modelado
Ω	Domínio modelado

Subscritos e Sobrescritos

*	Complexo conjugado
..	Indica que o parâmetro está relacionado à aceleração
1	Refere-se a uma onda sonora progressiva
2	Refere-se a uma onda sonora refletida
c	Fonte de Controle
d	Refere-se aos modos eliminados na super-base modal
H	Transposta hermitiana ou Transconjugada
i	Referes-se à coordenadas internas
imag	Refere-se à parte imaginária da variável
k	Refere-se aos modos mantidos na super-base modal
m,n	Número inteiro referente ao modo (índice modal)
o	Refere-se a coordenadas da localização da fonte primária
otim	Refere-se a uma variável otimizada
p	Fonte Primária
real	Refere-se à parte real da variável
t	Matriz ou Vetor transposto

Abreviações

ANVC	Controle ativo de ruído e vibrações
CAR	Controle Ativo de Ruído
DSP	Processador Digital de Sinais
GA	Algoritmos Genéticos (“Genetic Algorithm”)
GAOT	Programa desenvolvido em Matlab para Otimização utilizando Algoritmos Genéticos
HVAC	Sistemas de Ventilação e Ar Condicionado
MAC	Modal Assurance Criterion
MEF	Método de Elementos Finitos
MU	Parâmetro do Ansys referente ao Coeficiente de Absorção Sonoro
NPS	Nível de Pressão Sonora
PAIR	Perda auditiva do tipo induzida por ruído
PZT	Atuador/Sensor Piezoelétrico
SMC	Síntese Modal de Componentes
SMS	Segurança, Meio-Ambiente e Saúde
2D	Duas Dimensões (Plano xy ou xz ou yz)
3D	Três Dimensões (Plano xyz)

SUMÁRIO

CAPÍTULO I – Introdução	1
1.1 Síntese do Problema	5
1.2 Objetivo	7
1.3 Organização da Tese	8
 CAPÍTULO II – Revisão Bibliográfica	 9
2.1 – Introdução	9
2.2 – Controle do Ruído gerado por Ventiladores e Dutos	10
2.3 - Controle Ativo de Ruído em Dutos - Propagação de Ondas Planas.....	17
<i>2.3.1 – Contexto Internacional.....</i>	<i>17</i>
<i>2.3.2 – Contexto nacional.....</i>	<i>23</i>
2.4 - Controle Ativo de Ruído em Dutos - Propagação de Modos de Alta Ordem	26
<i>2.4.1 – Contexto Internacional.....</i>	<i>26</i>
<i>2.4.2 – Contexto Nacional.....</i>	<i>30</i>
2.5 – Otimização da posição dos atuadores e sensores	31
 CAPÍTULO III – Fundamentos Teóricos: Controle Ativo de Ruído em Dutos.....	 33
3.1 – Introdução	33
3.2 - Ondas Planas Harmônicas	35
<i>3.2.1 - Modelo Analítico do Duto Semi-Infinito.....</i>	<i>35</i>
<i>3.2.1.1 - Fonte primária com velocidade volumétrica constante.....</i>	<i>40</i>
<i>3.2.1.2 – Fonte Primária de Pressão Constante.....</i>	<i>41</i>
<i>3.2.2 – Modelo Analítico do Duto Finito.....</i>	<i>43</i>
<i>3.2.3 – Método de Controle Ativo baseado na Minimização da Potência Acústica Total.....</i>	<i>44</i>
<i>3.2.4 – Método de Controle Ativo baseado na Minimização da Pressão Acústica em um Ponto.....</i>	<i>47</i>
<i>3.2.5 - Simulações Numéricas com Ondas Planas</i>	<i>49</i>
3.3 – Modos de Alta Ordem	58

3.3.1 – Modelo Analítico do Duto Semi-Infinito	60
3.3.1.1 – Fonte Primária Velocidade Constante – 1 Fonte de Controle.....	60
3.3.1.2 – Múltiplas Fontes de Controle.....	66
3.3.1.3 – Fonte Primária de Pressão Constante.....	67
3.3.2 – Modelo Analítico do Duto Finito.....	68
3.3.3 - Método de Controle Ativo baseado na Minimização da Potência Acústica Total.....	70
3.3.4 - Método de Controle Ativo baseado na Minimização da Pressão em um Ponto.....	71
3.3.5 - Método de Controle Ativo baseado na Minimização da Energia Potencial Acústica.....	72
3.3.6 - Simulações Numéricas – Modos de Alta Ordem	73

CAPÍTULO IV – Metodologia Proposta para Controle Ativo de Ruído em Dutos

com Propagação de Modos Acústicos de Alta Ordem	84
4.1 – Introdução	84
4.2 – Síntese Modal de Componentes aplicado a Dutos Acústicos	88
4.2.1 – Frequências Naturais e Modos Acústicos em Dutos.....	89
4.2.2 – Método de Síntese Modal de Componentes Proposto.....	91
4.2.3 - Simulações Numéricas.....	99
4.2.3.1 – Sistema Duto-Duto.....	99
4.2.3.2 – Sistema Duto Particionado.....	102
4.3 – Campo de Pressão Sonora no Interior do Duto	106
4.4 - Otimização da Posição dos Atuadores	113
4.4.1 – Aplicação de Algoritmos Genéticos para Otimização da Posição dos Atuadores e Sensores do Sistema de CAR Proposto.....	114

CAPÍTULO V – Simulações Numéricas de Controle Ativo de Ruído utilizando

Método de Elementos Finitos.....	115
5.1 - Introdução	115
5.2 - Simulação de Controle Ativo de Ruído via Método de Elementos Finitos.....	116

5.3- Resultados do Controle Ativo de Ruído via Método de Elementos Finitos	118
CAPÍTULO VI – Resultados das Simulações Numéricas do Controle Ativo utilizando Modelo Modal e Ruído Harmônico.....	134
6.1 - Introdução	134
6.2 - Análise de sensibilidade do efeito do comprimento da partição interna do duto na atenuação do ruído irradiado.....	136
6.3- Resultados das simulações com otimização da posição da fonte de controle	145
CAPÍTULO VII – Resultados das Simulações Numéricas do Controle Ativo utilizando Modelo Modal e Ruído Banda Larga	160
7.1 - Introdução	160
7.2 - Simulações no Duto Particionado.....	161
7.3 - Simulações no Duto sem partições internas.....	170
7.4 - Simulações com Controle Passivo de Ruído.....	179
CAPÍTULO VIII – Conclusões e Trabalhos Futuros.....	183
8.1 – Conclusões.....	183
8.2 – Trabalhos Futuros	187
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	188
ANEXO I – Equações Fundamentais da Acústica	199
ANEXO II – Algoritmos Genéticos.....	208
ANEXO III – Análise Acústica em Elementos Finitos.....	212
ANEXO IV – Filtro em Bandas de 1/3 de Oitavas e Curva de Ponderação A.....	220
ANEXO V – Derivada de Variáveis Complexas	222

CAPÍTULO I

Introdução

Na sociedade vigente a poluição sonora é considerada uma das formas mais graves de agressão ao homem e ao meio ambiente. Pesquisas recentes revelam que este tipo de poluição ocupa a terceira posição entre as doenças ocupacionais (CARMO, 1999).

Russo (1998) relata que, o habitante das grandes cidades vive imerso numa atmosfera de ruídos, sofrendo a ação de um verdadeiro “bombardeio sonoro”, tanto nos momentos de lazer, quanto no ambiente de trabalho.

Atualmente a conscientização da população brasileira quanto aos problemas que um ambiente acusticamente inadequado acarreta à saúde e o desconforto que o ruído causa na vida das pessoas vêm aumentando, conforme mostra uma pesquisa realizada pela Universidade Federal do Paraná (UFPR) (ZANNIN, 2002) na cidade de Curitiba, a qual apresentou os seguintes resultados:

- Mais de 80% das pessoas sabem que a exposição ao ruído pode trazer algum malefício.
- 76% dos entrevistados sentem-se incomodados por algum tipo de ruído.

No que tange ao âmbito industrial é crescente o número de registros de perda e danos à audição de trabalhadores que estão expostos ao ambiente fabril. Assim, o ruído industrial e as doenças ocupacionais dele decorrentes, constituem um objeto de estudo de grande relevância no cenário nacional e internacional, pois há a redução da produtividade no trabalho, há as indenizações trabalhistas e os tratamentos médicos correlatos a tais doenças que, geralmente culminam em aposentadoria especial. Um exemplo pertinente às essas assertivas é que até

1996 bastavam 80 dB para caracterizar o direito à aposentadoria especial, ao passo que em 1997 este limite aumentou para 90 dB; e, em 2003 reduziu para 85 dB (BOCCHI JR., 2007).

Em outras palavras, o ruído industrial, além da perda orgânica da audição, provoca uma grande variedade de males à saúde do trabalhador, assim como distúrbios neurológicos, cardiovasculares, digestivos, dentre outros. Portanto, a exposição a níveis elevados de ruído por um período de tempo interfere na concentração e nas habilidades, tendo como consequência a redução do desempenho e do rendimento de trabalho, haja vista que o indivíduo fadiga mais rápido, apresenta cansaço e prejudica o desempenho de suas atividades (ÁVILA, 2008). Segundo a Sociedade Brasileira de Acústica, os níveis de ruído industrial nas empresas brasileiras são absurdamente excessivos (REV. MEIO AMB. IND., 2001).

No estudo de Miranda et al (2001), houve a delineação de um quadro extremamente alarmante dada à magnitude da prevalência de perda auditiva do tipo induzida por ruído (PAIR) - 35,7% do total de 7.925 trabalhadores, ou seja, um em cada três operários desenvolveu algum grau de perda em pelo menos um dos ouvidos.

É importante ressaltar que a maioria dos casos de perdas auditivas foram caracterizados como grau 1 (um) da Classificação de Merluzzi, o qual corresponde à fase inicial da evolução da enfermidade. As maiores prevalências de PAIR foram encontradas entre os trabalhadores ligados à produção, à manutenção e aos serviços de apoio à produção e à manutenção da companhia.

Como já foi citado anteriormente problemas com ruído em comunidade gerado pelo ambiente fabril têm sido uma constante. Para evitar estes transtornos houve a adoção de algumas medidas que vislumbram a proteção da comunidade, desse modo não se permite no exterior das empresas em 95% do tempo um diferencial de ruído superior a 10 dB(A) entre o nível do ruído perturbador provocado pela firma (por ex., uma fábrica) e o nível do ruído de fundo, isto é, o ruído existente no local e que não é imputável à indústria em causa (PINA, 2000).

Em virtude destes aspectos, a estrutura moderna de produção industrial atribui uma importância maior às condições de trabalho internas à unidade de produção e à poluição do meio externo, sobretudo sonora, por isso o ruído industrial é um dos seus principais pontos.

De acordo com a abordagem feita em torno dos efeitos do ruído ocupacional observou-se que os benefícios da implantação de medidas de controle de ruídos em ambientes laborais não são restritos apenas à prevenção de riscos à saúde de seus colaboradores. Em decorrência

disso, surge uma vantagem essencial, no caso, o controle de produtividade e qualidade dos produtos.

Esta postura propicia ainda a redução dos riscos de acidente de trabalho provocados por interferências de níveis sonoros excessivos na comunicação verbal ou sistemas de alarme de emergência (CUNHA, 2006).

Vale lembrar que as unidades de produção industrial concentram, em geral, um número considerável de equipamentos, que em conjunto ou isoladamente podem gerar elevado nível de ruído, criando condições em que a segurança (saúde) do trabalhador é colocada em risco e o trabalho realizado pode perder a eficiência e qualidade, comprometendo a produção e, conseqüentemente, a rentabilidade da empresa.

Cada tipo de equipamento ou elemento de máquina possui uma fonte geradora de ruído inerente às suas características mecânicas e dinâmicas, e um dos grandes desafios é a caracterização e classificação destes como fontes de ruído. Sendo assim, a necessidade de se conhecer o mecanismo de geração de ruído de uma determinada fonte é extremamente importante, pois é a partir desta informação que será elaborado um projeto eficiente para o tratamento acústico das mesmas, resultando em um ambiente acusticamente tratado.

No entanto, nem sempre a melhor solução, ou a mais viável, é o tratamento acústico ou intervenção diretamente na fonte sonora, como por exemplo, um ventilador ou exaustor, pois se devem levar em consideração os mecanismos de propagação do ruído gerado por estas fontes, como em dutos ou tubulações, em que o ruído é transportado ao longo de seu comprimento funcionando como um guia de ondas.

Um exemplo típico de instalação onde se destacam os Sistemas de Ventilação e Ar Condicionado (HVAC) como um dos grandes responsáveis por elevados níveis de ruído nos ambientes, intimamente ligados aos aspectos e questões de SMS (Segurança, Meio-Ambiente e Saúde) são as plataformas e refinarias petrolíferas. Este cenário crítico ocorre principalmente devido à sua proximidade de instalação e operação com os alojamentos e escritórios, já que muitas vezes estes são instalados dentro destes compartimentos (GUEDES, 2006).

Além da aplicação de dutos em sistemas HVAC, outra aplicação imprescindível destes elementos no setor industrial são os sistemas de exaustão direcionados diretamente para o meio ambiente. Normalmente estes sistemas são de grandes dimensões, com diâmetro (ou largura) maior que 0,5 metro (popularmente conhecidos como chaminés) e comprimentos consideráveis, em que o ruído gerado pelo exaustor/ventilador é propagado até a saída do

duto. Dessa maneira, o ruído irradiado externamente à tubulação propaga-se para o meio externo atingindo a comunidade próxima, seja ela interior ou exterior à empresa.

O estudo de redução de ruído em dutos tornou-se, ao longo dos anos, um campo de intensa aplicação, sobretudo em virtude do potencial industrial e à viabilidade de montagem de sistemas experimentais.

A abordagem tradicional para controle de ruído acústico em dutos usa técnicas passivas, como silenciadores resistivos e reativos fixos, para atenuar o ruído. Os silenciadores passivos resistivos são eficientes para diminuição em altas frequências, porém, são relativamente grandes e ineficazes em baixas frequências (ELLIOT; NELSON, 1993). Por isso, o controle ativo de ruído (CAR) está se tornando uma abordagem atraente para redução e tratamento de ruído, uma vez que este tipo de tratamento é eficiente em baixas frequências (PACHECO, 2006).

Ao passo que o princípio da técnica de controle ativo é captar o campo sonoro indesejado no interior do duto e através de um sistema de controle juntamente com um alto-falante gera um campo sonoro invertido, de modo que o campo sonoro resultante seja reduzido (GERGES, 2000).

O grande inconveniente dos atenuadores passivos de ruído relaciona-se com o aumento da perda de carga em sistemas de ventilação, fazendo com que os ventiladores apresentem maior porte, necessitam de maiores capacidades, de maiores vazões e potências elétricas. Com isso, os sistemas acabam por ocupar mais espaços, que é um aspecto importante em sistemas de produção (MELO, 2004).

As aplicações de CAR tornam-se bastante atrativas quando comparadas com a utilização de técnicas passivas. A redução do nível de ruído alcança bons resultados a partir de pequenos pacotes, os quais incluem os processadores de sinais digitais, sistema eletrônico, sensores, atuadores e o conhecimento técnico como um todo. Na atual fase de desenvolvimento tecnológico, os custos já estão bem minimizados, sendo possível uma aplicação mais efetiva em campos industriais (MELO, 2004).

Além do que a técnica de CAR quando aplicada ao caso dos dutos, apresenta a vantagem de não restringir, em qualquer momento, o fluxo no interior do sistema implementado, tendo na sua disposição geométrica, composição eletrônica e física, um baixo peso do conjunto utilizado tornando-se muito atrativo neste campo de atuação (NUNES, 1999).

1.1 Síntese do Problema

Em ambientes industriais, as principais fontes de ruído são constituídas por ventiladores e exaustores, em que o ruído gerado por este tipo de fonte é em sua grande maioria propagado através de dutos.

Pode-se considerar ainda o ruído produzido pela vibração das paredes da tubulação ou pela velocidade do fluxo no interior destes, sobretudo, quando o fluxo encontra algum obstáculo a ser contornado.

Em geral, o ruído irradiado pela tubulação é caracterizado pela passagem de pá do ventilador, constituindo então um ruído do tipo tom puro, isto é, perceptível ao ser humano e considerado incômodo para trabalhos que exijam determinado grau de atenção. A frequência causada pela passagem de pás de ventiladores/exaustores para aplicações industriais encontra-se dentro da faixa de 100 a 500 Hz.

A presença deste elemento de transporte, ou seja, uma tubulação, pode ser encontrada em qualquer tipo de indústria, desde as mais simples até as mais complexas, como as petrolíferas, uma vez que nestas os dutos estão presentes em larga escala.

Desde o surgimento da técnica do controle ativo de ruído, grande parte dos trabalhos desenvolvidos na área foram direcionados para aplicações em dutos, principalmente pela sua larga aplicação industrial e também pela fácil implantação experimental, no que diz respeito a facilidades de montagem.

No Brasil, as principais pesquisas (SOARES, 1997; MASSARANI, 1990; SILVA, 2000) na área do controle ativo de ruído em dutos se concentram no controle de propagação de ondas planas, ou seja, as frentes de ondas são planas quando propagam em frequências menores que sua primeira frequência de corte.

Acima desta frequência de corte, a qual é inversamente proporcional ao diâmetro ou largura da seção transversal do duto, começam a se propagar no interior da tubulação modos de alta ordem. A título de exemplificação, os modos acústicos de alta ordem em dutos cilíndricos podem ser classificados como modos circunferenciais ou radiais, também conhecidos como modos do tipo “rosca”, similar a um parafuso (MORFEY, 1964). Cabe dizer que a densidade da espiral depende da frequência de excitação.

Em um ambiente industrial é muito comum possuir chaminés de exaustão com diâmetros (ou largura, caso seja duto retangular) entre 0,5 e 4 metros, podendo chegar a valores maiores. Para estas configurações, a frequência de corte destes sistemas é muito baixa, por exemplo, para um duto de 4 metros de diâmetro, em que a primeira frequência de corte é

de 50 Hz, acima desta frequência começa a se propagar modos acústicos de alta ordem, ou seja, não há somente propagação de ondas planas. O controle ativo de ruído em modos de alta ordem propagando em dutos ainda é pouco estudado no Brasil. Já no exterior, a técnica tem sido mais difundida, todavia, em menor escala se comparado com a aplicação do CAR em ondas planas.

No tocante à propagação de modos de alta ordem, o campo sonoro ao longo da seção transversal do duto varia, portanto, a posição dos sensores e alto-falantes ao longo deste plano se torna extremamente significativa. O que não acontece quando há a propagação de ondas planas, uma vez que a frente de onda é plana, não tendo variação de pressão ao longo do plano da seção transversal do sistema.

A necessidade de um controle multicanal torna-se evidente quando se trata de propagação de modos de alta ordem, visto que, segundo Nelson e Elliott (1992) é necessário um sistema de controle para cada modo propagado no sistema em estudo. Logo abaixo estão listados alguns requisitos para realizar o CAR em modos de alta ordem:

- O custo envolvido para implantar o CAR multicanais é alto, pois há a necessidade de utilizar uma quantidade significativa de sensores e atuadores (estes atuadores devem possuir potência elevada devido à dimensão do sistema a ser controlado).
- A eficiência do controle é altamente comprometida caso a posição dos sensores e atuadores não estejam na posição ótima para máxima atenuação do ruído.
- Tendo em vista que o controle de ondas planas já está amplamente divulgado na literatura e trabalhos científicos, com dificuldades já contornadas.
- No meio industrial é imprescindível o desenvolvimento de técnicas de CAR para aplicação em dutos de grandes dimensões visando à redução do tratamento acústico a ser realizado pela empresa utilizando técnicas passivas.

Ao analisar os itens acima relacionados, pode-se dizer ainda que para se trabalhar em altos modos de propagação a utilização de técnicas do CAR fica limitada, em decorrência de fatores como a necessidade de alta taxa de amostragem dos sinais, dificultando o emprego da técnica.

Outra desvantagem é o uso de sistemas de controle complexos e sofisticados, sendo normalmente utilizados controladores ativos de ruído com vários canais (multicanais). Estes sistemas utilizam múltiplas fontes secundárias (atuadores do tipo alto-falantes ou sensores

piezoelétricos-PZT's) e múltiplos sensores (microfones) (ERIKSSON, 1996), levando-se em conta a dificuldade encontrada para implementação dos algoritmos de controle à medida que a ordem dos modos aumenta. Neste tipo de problema os resultados obtidos são altamente sensíveis à posição dos sensores e atuadores.

De posse das dificuldades de implantação de um sistema multicanais tais como as supracitadas, neste trabalho é proposta uma metodologia com aplicação de controle ativo de ruído em ondas planas, contudo, partindo de um sistema com modos de alta ordem se propagando, em outros termos, pretende-se partir de um duto com propagação de ondas multimodais e aplicar a este uma metodologia na qual as ondas se tornem unidimensionais, possibilitando assim o controle ativo mediante a sistemas monocanais.

No que se refere à metodologia sugerida esta consiste na planificação das ondas sonoras no interior de um duto o qual tenha como característica a propagação de modos acústicos de alta ordem, de forma que o CAR possa ser realizado em uma região em que se propaguem somente ondas planas.

A partir da aplicação desta metodologia “artifício geométrico”, o sistema de controle a ser implantado pode ser do tipo monocanal e não multicanal como seria necessário caso o controle fosse feito em um sistema de multi-modos acústicos.

Em suma, para validação da metodologia proposta foram utilizados modelos numéricos para simulação do sistema indicado. Portanto, simulações numéricas juntamente com otimização das posições dos atuadores são realizadas com o intuito de demonstrar a viabilidade da técnica sugerida.

1.2 Objetivo

Tendo em vista a importância dos sistemas de exaustão e tubulações nas indústrias e considerando ainda que estes sistemas contribuam significativamente para o ruído total de um ambiente industrial e ambiental, este trabalho tem como objetivo realizar um estudo teórico do comportamento do campo acústico no interior de dutos quando da aplicação do controle ativo de ruído, bem como modelar e simular um sistema de controle ativo de ruído realizado em regiões de ondas planas no interior de um duto com propagação de modos acústicos de alta ordem.

1.3 Organização da Tese

Esta tese será organizada em oito capítulos, em que no capítulo I, será apresentada uma visão global sobre o efeito do ruído no homem, a importância e alternativas de tratamento acústico do ruído industrial e o controle ativo de ruído (CAR) serão mostrados, além disso, o objetivo do trabalho será descrito neste capítulo.

No capítulo II, haverá uma revisão bibliográfica dos principais trabalhos e avanços científicos na área de controle ativo de ruído em dutos.

No tocante ao capítulo III, este mostrará que o controle ativo de ruído em dutos é desenvolvido utilizando modelos analíticos, assim possibilita prever o comportamento deste controle para uma dada configuração de duto, além de analisar os resultados obtidos com o CAR quando há propagação de ondas planas e modos de alta ordem.

O capítulo IV apresentará a descrição da metodologia adotada no trabalho.

No capítulo V, haverá a exposição de simulações numéricas utilizando o método de elementos finitos com o intuito de verificar a viabilidade da proposta de controle ativo de ruído descrita no capítulo IV.

No que se refere o capítulo VI, este apresentará os resultados das simulações numéricas do controle ativo de ruído aplicado no modelo sugerido no capítulo IV a partir de uma fonte de ruído do tipo harmônico.

O capítulo VII mostrará simulações numéricas do controle ativo de ruído realizadas no sistema proposto para um ruído do tipo banda larga.

Por último, no capítulo VIII serão apresentadas as conclusões desse estudo.

CAPÍTULO II

Revisão Bibliográfica

2.1 – Introdução

Todo problema de controle de ruído envolve três parcelas: a fonte de ruído, a trajetória da transmissão e o receptor. As fontes sonoras são das mais diversas naturezas e incluem máquinas, equipamentos, processos industriais, instalações industriais, aparelhos domésticos, etc. A trajetória de transmissão inclui invariavelmente o ar, estruturas sólidas e até líquidos e é caracterizada pelo caminho que o som percorre desde a fonte até o receptor, o qual é normalmente o ser humano. No entanto, em uma comunidade próxima a uma rodovia ou instalação industrial esta é considerada a única receptora de um problema decorrente de poluição sonora ambiental (BARRON, 2003).

Na Fig. 2.1 está mostrada a hierarquia do controle de ruído, em outras palavras, é o método mais eficaz em controlar o ruído na fonte, podendo eliminar ou minimizar a geração do ruído na sua origem. Entretanto, um problema de ruído, na maioria das situações, só aparece depois que a fonte foi instalada. Nestes casos, o controle de ruído normalmente recai sobre a trajetória de transmissão, onde são comuns soluções do tipo enclausuramento da fonte, barreiras acústicas, tratamento de absorção sonora, silenciadores ou atenuadores (BISTAFA, 2006).

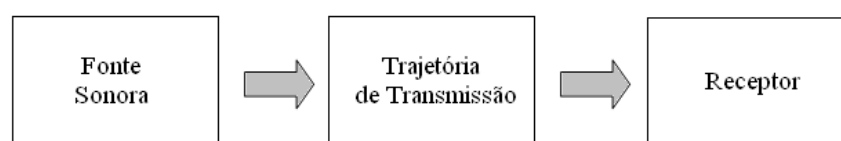


Figura 2.1 – Hierarquia do controle de ruído

Desde que o número de equipamentos e máquinas, tais como ventiladores, transformadores, compressores aumentam no ambiente de trabalho, problemas com ruído evidenciam-se. Portanto, a metodologia convencional para tratamento do ruído industrial deve-se utilizar de técnicas passivas, tais como, enclausuramentos, barreiras e silenciadores a fim de se obter atenuação do ruído indesejável (BERANEK, 1992).

2.2 – Controle do Ruído gerado por Ventiladores e Dutos

As principais fontes geradoras de ruído em sistemas de ventilação são os ventiladores ou exaustores (rotor com pás) e o ruído regenerativo nos dutos devido às altas velocidades do fluxo, incluindo também o ruído oriundo das vibrações dos componentes estruturais e das pás. Na Fig. 2.2 está mostrado um exemplo típico de um sistema de exaustão instalado em uma ambiente industrial.



Figura 2.2 – Sistema de exaustão instalado em uma indústria

Cabe assinalar que os ruídos aerodinâmicos de todos os tipos de ventiladores podem ser divididos, geralmente, em duas componentes: uma de rotacionalidade e outra devido à vorticidade.

A componente rotacional é associada com o impulso dado ao ar cada vez que uma pá passa por um dado ponto, sendo então, uma série de sons discretos na frequência fundamental de passagem das pás e nas harmônicas da mesma.

No tocante à componente de vorticidade do ruído esta se deve, principalmente, à emissão de vórtices pelas pás do ventilador, é de natureza aleatória e possui um espectro contínuo dentro de uma larga faixa de frequência determinadas pela geometria e operação do

ventilador. Como as leis de geração desses dois tipos de ruído são divergentes, eles variarão em importância para diferentes condições de operação.

Além do ruído aerodinâmico, existem normalmente diversas fontes de ruídos em equipamento envolvendo ventiladores, sendo que tais fontes incluem os ruídos resultantes de desbalanceamento, atrito em mancais, efeitos magnéticos e engrenagens.

O ruído irradiado pela saída de um sistema de exaustão é caracterizado por ruído aerodinâmico do tipo banda larga (espectro amplo) gerado em regiões de fluxo turbulento e vórtices. Há também o ruído causado pela passagem de pás do exaustor próximo a elementos fixos, uma vez que este é um ruído de banda estreita (ou tom puro) com presença de harmônicos, e, por último, existe o ruído de origem mecânica emitido por vibrações dos componentes estruturais e das pás. (ALMEIDA, 1980).

O ruído de pá é denominado ruído rotacional, sendo este presente em todos os tipos de ventiladores. A definição deste tipo de ruído exige que a superfície das lâminas impulsoras sejam rígidas em movimento relativo ao ar (assim, entende-se que o ruído rotacional não está associado com qualquer vibração que as lâminas possam ter).

Vale dizer que o ruído reportado acima é proveniente de duas parcelas combinadas, em que uma parcela tem sua origem na passagem sucessiva das lâminas com espessura finita e como o ar passa através dos impulsores, aquele é forçado para o lado para dar lugar à espessura da lâmina, reunindo-se do lado da descarga. Já a outra parcela está associada com a circulação em volta de cada lâmina do impulsor e, portanto, com o valor e a elevação da pressão total através do impulsor (ALMEIDA, 1980).

Cada parcela supracitada pode ser analisada como produzidas por um sistema de forças constantes agindo no ar, igual ao número de lâminas impulsoras e girando com o impulsor. Estas forças giratórias constantes podem ser apresentadas matematicamente por um sistema de forças periódicas estacionárias distribuídas sobre o espaço varrido pelas lâminas impulsoras.

Em resumo, pode-se dizer que toda vez que uma pá passa por um determinado ponto, o ar neste ponto recebe um impulso. A taxa de repetição deste impulso, a frequência das pás, determina o tom fundamental deste tipo de ruído.

As paredes de tubulações e dutos são excitadas pelo escoamento perturbado por singularidades (curvas cotovelos, variações de seção transversal, ramificações, etc.), válvulas e outros dispositivos de controle, com conseqüente radiação sonora (Bistafa, 2006). Em geral,

a tubulação funciona como transportador do ruído gerado por exaustores (ventiladores) e válvulas.

Quanto ao tratamento acústico do ruído na tubulação este pode ser feito por meio de silenciadores passivos, os quais podem ser do tipo resistivo, reativo ou misto. Ou ainda, mediante a utilização de técnicas de controle ativo de ruído (BIES; HANSEN, 1996).

Na Fig. 2.3 ilustrada abaixo está a aplicação do controle passivo a partir do uso de atenuadores resistivos de ruído em dutos e uma curva típica de perda de inserção deste mesmo tipo de redutor em um sistema de exaustão. Observa-se na curva de perda de inserção (Fig. 2.3) o baixo desempenho do silenciador resistivo em baixas frequências (abaixo de 500 Hz).

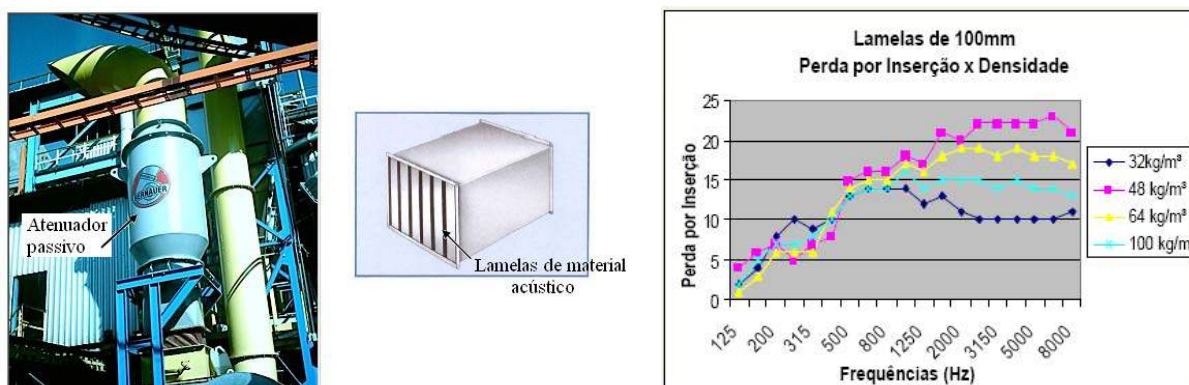


Figura 2.3 – Atenuador passivo de ruído para dutos e curva típica de perda de inserção para um silenciador resistivo em função da densidade do material acústico utilizado.

Os silenciadores reativos para controle de ruído são eficientes em baixas frequências, especialmente para atenuação de ruído de frequências discretas (tons puros). Suas características são determinadas apenas por sua forma geométrica (sem o uso de material de absorção). O princípio de funcionamento é baseado na reflexão de ondas para a fonte, isto é, as ondas ao passarem pelo silenciador encontram uma mudança de impedância acústica para um valor muito grande ou muito pequeno. Então, uma parcela da energia propaga através do silenciador e a maior parte da energia é refletida de volta para a fonte (GERGES, 2000).

Silveira (2006) mostra em seu trabalho a aplicação de silenciadores reativos em linhas de descarga de alta pressão, a qual é uma aplicação típica. Uma desvantagem encontrada neste tipo de silenciador é a perda de carga introduzida no sistema, afetando, portanto, o desempenho global do sistema. A autora observou que com modificações no detalhe construtivo do silenciador diversos níveis de atenuação são obtidas em função da pressão e vazão da linha de descarga. Uma maior atenuação em altas frequências, típicas de linhas

contendo ar comprimido, foi obtida utilizando material acústico no interior do corpo cilíndrico do silenciador.

As técnicas passivas, destacando-se os materiais de absorção, barreiras acústicas e sistemas de isolamento, são pouco eficientes sobre os ruídos em baixa frequência, pois seu custo é elevado para implantação em um ambiente acústico devido ao longo comprimento de onda, tornando sua aplicação inviável para uma solução prática. O uso de técnicas de controle de ruído denominadas ativas, quando comparadas com as passivas, é uma alternativa para o controle em baixa frequência, compreendendo uma faixa que varia de 0 a 500 Hz (HANSEN; SNYDER, 1997).

A eficiência do silenciador passivo é diretamente proporcional à quantidade de material acústico em contato com o fluido, no entanto, para a aplicação em questão, estes materiais devem ser, acima de tudo, resistentes ao atrito em virtude das partículas presentes no fluido e a temperatura, à qual em geral é alta, aumenta ainda mais seu custo. Os elementos dissipativos atenuam o som, convertendo a energia acústica de propagação em energia térmica causada pelo atrito entre as partículas de gás oscilante e os materiais de absorção sonora (fibrosos ou porosos) (BERANEK; VER, 1992).

Outro fator que impossibilita a aplicação do método passivo são restrições do próprio processo industrial, como por exemplo, em indústrias de alimentos em que não se aceita a aplicação de materiais com capacidade de absorção como os compostos de fibras. Ou até mesmo quando o processo é variável, a exemplo, ventiladores instalados na terminação do duto com velocidades variáveis, haja vista que é difícil projetar um controle passivo adaptável a estas variações (LI et al, 2003).

Os materiais de alta absorção acústica utilizados nos atenuadores (silenciadores) de ruído são normalmente porosos e/ou fibrosos. Nos materiais porosos, a energia acústica entra pelos poros e dissipa-se por reflexões múltiplas e atrito viscoso, transformando-se em energia térmica. Nos materiais fibrosos, a energia acústica incidente entra pelos interstícios das fibras, fazendo-as vibrar junto com o ar, a referida energia dissipa-se ao converter-se em energia térmica por atrito entre as partes excitadas (GERGES, 2000).

Uma forma alternativa de compensar o baixo desempenho dos atenuadores passivos em baixas frequências é a utilização do controle ativo de ruído, o qual se baseia no princípio da superposição de ondas.

O controle ativo de ruído consiste basicamente na geração de uma onda sonora de mesma amplitude, porém com fase invertida (defasada de 180°), na região em que se deseja o

cancelamento. Esta onda, adicionada ao ruído gerado pela fonte (denominada primária), resulta em um ruído final nulo, para um sistema ideal. Em outras palavras, uma fonte secundária é usada para interferir destrutivamente com o ruído desconhecido gerado por uma fonte primária, ou seja, fundamenta-se no conceito conhecido como modificação do campo sonoro por interferência de onda destrutiva (GUEDES, 2006).

Na Fig. 2.4 observa-se o princípio básico de cancelamento de ruído para fins de ilustração. Já na Fig. 2.5 há a ilustração de um esquema típico do controle ativo de ruído.

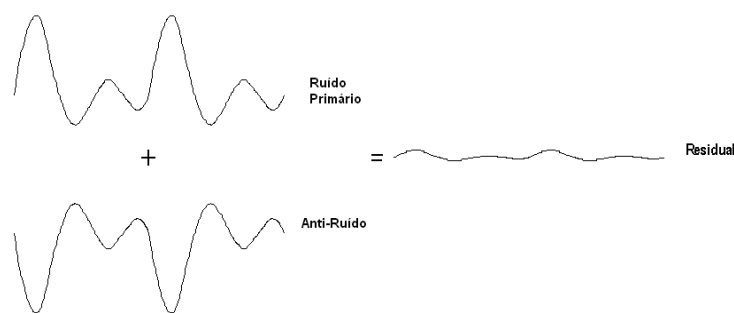


Figura 2.4 – Princípio básico do cancelamento de ruído.

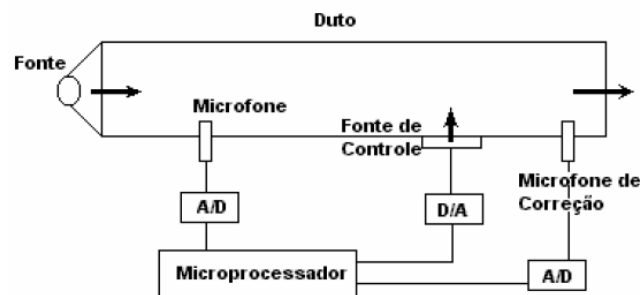


Figura 2.5 - Mecanismo típico utilizado em sistemas de controle ativo de ruído em dutos.

Os sistemas de controle ativo são aplicados, sobretudo, se os controles passivos não atendem aos requisitos especificados de atenuação ou não apresentam uma solução adequada para o problema. Geralmente, a faixa de frequência do distúrbio a ser controlado especifica que tipo de controle, passivo ou ativo, deve ser usado. Em altas frequências os mecanismos de dissipação de energia interna dos materiais são comumente efetivos e o controle passivo apresenta bons resultados. Já em baixas frequências torna-se muito difícil atenuar significativamente as perturbações de forma passiva, sendo indicado o uso do controle ativo (DONADON, 2002).

A atenuação de ruído em dutos na faixa de frequência em que somente onda plana se propaga é um problema clássico no campo do CAR (LAUGESSEN, 1996). Dessa forma, o controle ativo de ruído em dutos a partir de modos de propagação de ondas planas é de fácil implantação e obtêm-se resultados extremamente satisfatórios. Ou seja, para este tipo de configuração é necessário apenas um sensor e um atuador no sistema, pois a lei do CAR diz que para cada modo a ser controlado deve existir um sistema de controle atribuído ao mesmo, sendo assim, para cada n modos existentes, deve haver n atuadores e n sensores (NELSON; ELLIOTT, 1992).

Sistemas CAR utilizam técnicas de processamento e análises de sinais para captar o campo sonoro indesejado e produzir um sinal em oposição de fase ao mesmo. O controle ativo segue o princípio da interferência destrutiva. O ruído gerado por uma fonte primária pode ser cancelado por um anti-ruído originado por uma fonte secundária em um determinado ponto do espaço (Kuo; Morgan, 1999).

No CAR, dois subsistemas trabalhando em conjunto são responsáveis pelo sucesso de uma implantação prática: o físico e o eletrônico. A parte física engloba a fonte de perturbação (primária), a fonte de controle (secundária) e os microfones (sensores) que monitoram a desempenho do sistema implantado, medindo o ruído residual do campo sonoro a ser controlado. A parte eletrônica envolve o processador de sinal que é responsável pela implementação do sistema de controle (NUNES, 1999).

Segundo Hansen et al (1996), é extremamente importante ter conhecimento dos fatores que limitam o desempenho de um sistema de controle ativo e a importância hierárquica destes. O primeiro fator é a localização das fontes de controle, uma vez que estas localizações tenham sido otimizadas, o local dos sensores de erro determinará a máxima redução do ruído.

O segundo fator diz respeito à qualidade do sinal de referência, em outros termos, se este é contaminado com componentes de frequência, as quais não precisam ser controladas, então o sistema de controle fica comprometido. Em suma, a natureza hierárquica do controle ativo de ruído pode ser melhor entendida por intermédio da Fig. 2.6.

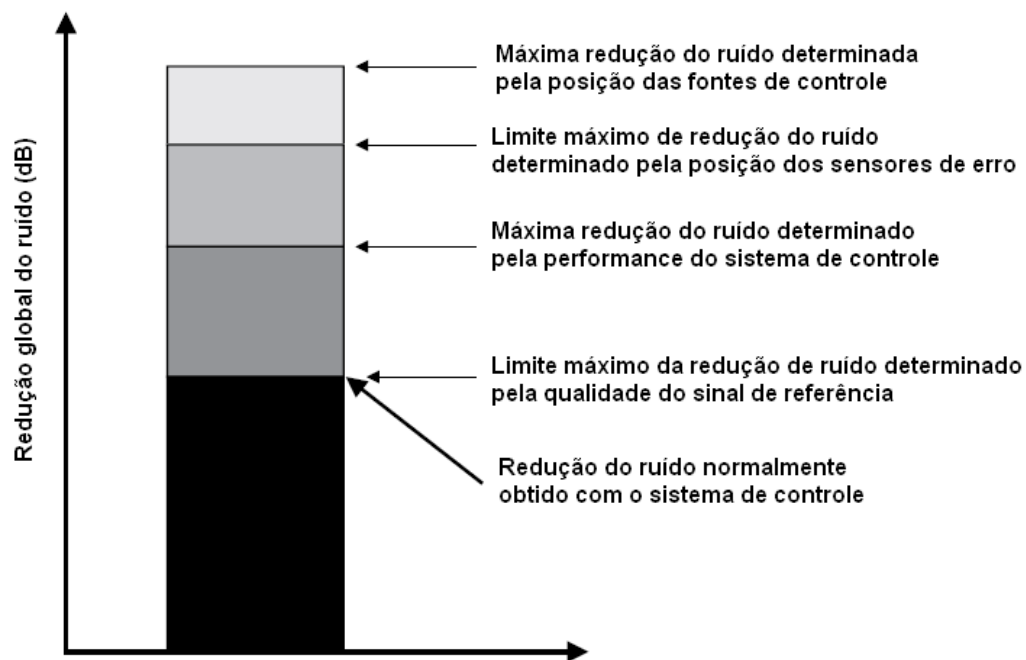


Figura 2.6 – Hierarquia do desempenho do sistema de controle ativo de ruído.

Ainda sob este enfoque vale dizer que implantações adequadas de sistemas de controle ativo requerem um conhecimento detalhado tanto deste sistema quanto do sistema físico a ser controlado. Este conhecimento visa dar entendimento das capacidades e limitações dos sistemas de controle. Assim, os princípios físicos que envolvem controle ativo podem ser encontrados com maiores detalhes em Elliott (2001), o qual sugere que a implantação adequada de um sistema de controle deve seguir os passos fundamentais elencados abaixo:

1. *Análise do sistema físico utilizando modelos analíticos simplificados*, assim, pode-se estabelecer o desempenho esperado do sistema de controle ativo para a aplicação em questão;
2. *Cálculo do desempenho ótimo para várias estratégias de controle*, visa demonstrar analiticamente quais as possíveis estratégias de controle que podem ser implementadas com sucesso;
3. *Simulação de diferentes estratégias de controle* utilizando dados do sistema real, visto que esta etapa estabelece precisamente qual a melhor estratégia de controle a ser implantada;
4. *Implementação da melhor estratégia de controle em tempo real*.

Diante dessas ponderações será apresentado um breve histórico do surgimento e emprego de controle ativo de ruído em dutos, mostrando a sua evolução, desde uma primeira análise até o momento. Este assunto será abordado em duas linhas: controle ativo de ruído em

ondas planas e em modos de alta ordem, ambos focados para aplicações em dutos, nos contextos internacional e nacional.

2.3 - Controle Ativo de Ruído em Dutos - Propagação de Ondas Planas

2.3.1 – Contexto Internacional

A atenuação de ruído em dutos na faixa de frequência em que somente ondas planas se propagam é um problema clássico no campo de controle ativo de ruído. A primeira aplicação da técnica utiliza um microfone e um alto-falante para gerar o som de cancelamento do campo sonoro, proposto por Lueg (1936) em sua patente “*Process of Silencing Sound Oscillations*” registrada em 09 de Junho de 1936. O esquema básico desenvolvido por Lueg está representado na Fig. 2.7.

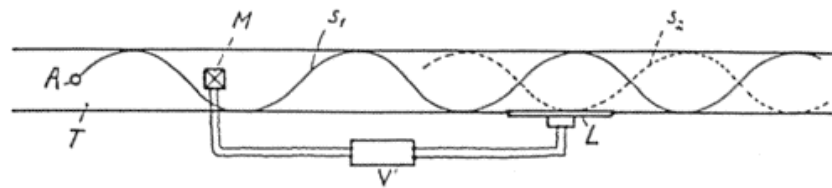


Figura 2.7 – Diagrama da Patente de Lueg.

Na Fig. 2.7, o som propaga-se ao longo do duto, considerando apenas ondas planas, da esquerda para a direita, irradiado pela fonte primária A . O microfone, M , detecta a onda sonora incidente, sendo esta informação enviada para o sistema de controle V , o qual envia para o alto falante (L) o sinal necessário para gerar o som de controle. O objetivo é utilizar o alto-falante para produzir uma onda acústica fora de fase (180° de defasagem), S_2 , para que esta cause interferência destrutiva a partir da onda primária incidente, S_1 .

O tipo de controle ativo desenvolvido por Lueg é definido como estratégia de “antecipação”, ou “*feedforward*” (ELLIOTT; NELSON, 1993). Esta estratégia de controle exige conhecimentos prévios de perturbação de campo sonoro, de modo a poder originar o campo de controle para o cancelamento do ruído produzido pela fonte primária. Na Fig. 2.8 está mostrado a configuração básica e os principais componentes da estratégia de controle por alimentação direta ou *feedforward*.

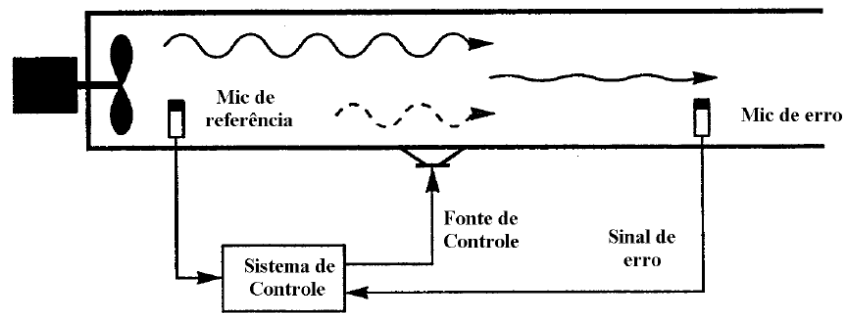


Figura 2.8 – Sistema de controle por alimentação direta

Desde a criação da patente de Lueg até início dos anos 1970 muito pouco foi feito na área do CAR, pois nesta época não havia tecnologia eletrônica disponível para a implantação prática de um sistema deste tipo (LOPES, 2003).

Todavia, em 1953, Olson e May (1953) se arriscaram neste campo e desenvolveram um artigo que contribuiu significativamente para a área, aliás, foi neste trabalho que pela primeira vez mostrou ser possível a implementação do conceito básico do controle ativo.

Os referidos autores desenvolveram um sistema de controle em que o microfone está localizado próximo à fonte de controle, dessa maneira, não há sensor medindo diretamente a fonte primária. O sinal de perturbação registrado pelo microfone é realimentado para a origem do ruído, depois de passar pelo controlador, enfim, eles visavam à aplicação desta técnica nos setores automobilístico e aeronáutico.

Abaixo há um esquema do trabalho desenvolvido por Olson e May nas Fig. 2.9 e 2.10, cabe ressaltar que a Fig. 2.10 é o sistema de controle desenvolvido, que está localizado dentro do círculo da Fig. 2.9.

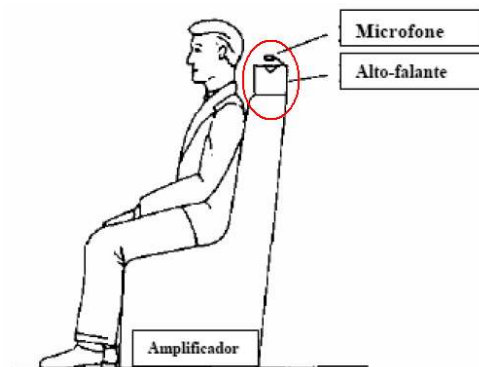


Figura 2.9 – Sistema de controle proposto por Olson e May (1953)

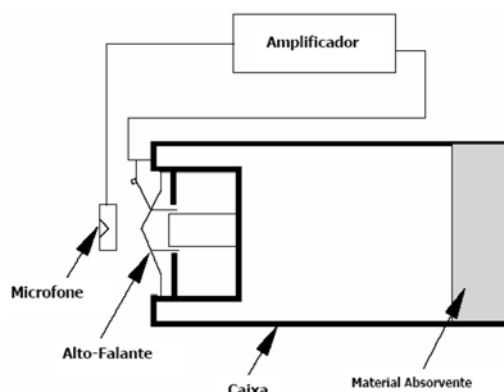


Figura 2.10 – Detalhe do sistema de controle proposto por Olson e May (1953)

Na sociedade atual o controle desenvolvido por estes escritores é conhecido como retro-alimentado (“*feedback*”) e é utilizado, principalmente, em protetores auditivos ativos. Na Fig. 2.11 está exposto um esboço da estratégia de controle de ruído retro-alimentado ou *feedback*.

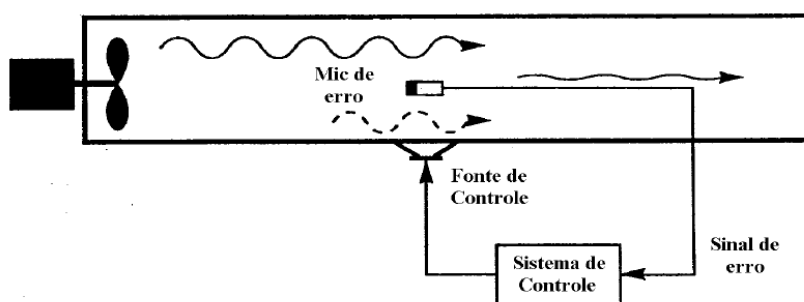


Figura 2.11 – Sistema de controle por realimentação

A partir de 1972 a idéia de Lueg foi retomada com os trabalhos de Jessel e Mangiant (1972) e Swinbanks (1973), pois os artigos publicados referem-se ao problema de controle ativo de ruído em dutos, focando os sistemas de ar condicionado. O conceito fundamental é medir o ruído utilizando um microfone na entrada do sistema e então realimentar o sistema com um alto falante localizado na saída do duto. Em síntese, estes trabalhos demonstram que um ajuste apropriado do controlador consegue atenuar satisfatoriamente o ruído irradiado pelo sistema original.

Nos últimos 30 anos, o controle ativo de ruído em dutos com propagação exclusivamente de ondas planas se tornou um problema clássico no CAR. Diante do exposto, várias pesquisas foram desenvolvidas na área e agora o assunto tem sido dominado e

entendido do ponto de vista teórico e prático (NELSON; ELLIOTT (1992); HANSEN; SNYDER (1997); POTA; KELKAR, 2000; KUO et al, 2003).

Portanto, a escolha de diversos autores quanto à investigação de sistemas de controle ativo de ruído em ambientes unidimensionais sujeitos as ondas planas está relacionada com a sua simplicidade, além disso, estes sistemas são bem conhecidos e relativamente fáceis de serem modelados. Na parte experimental, são fáceis de serem montados e podem ser relativamente bem controlados.

Embora a técnica em questão pareça simples, há inúmeras dificuldades a serem vencidas quando se pretende implementar um CAR, visto que as características não lineares dos sensores e atuadores e as variáveis nas condições ambientais introduzem perturbações indesejadas que dificultam a ação eficiente do controlador (KUO; MORGAN, 1999).

Com o atual avanço tecnológico e o desenvolvimento de procedimentos aplicados ao processamento digital de sinais, o controle ativo de ruído foi adaptado para que o mesmo seja capaz de responder e atuar sob variações de pressão sonora do ambiente, sendo obtido por meio da utilização de algoritmos de controle adaptativos. Este tipo de controlador tem como características marcantes a simplicidade e a robustez.

Vale destacar que este foi um passo imprescindível na área do CAR, sendo Burgess (1981) o pioneiro neste assunto, haja vista que no *corpus* de sua pesquisa foi aplicado o algoritmo LMS (Least Mean Square) com o intuito original de cancelar o eco em telecomunicações.

Os filtros adaptativos LMS se adaptam de forma recursiva ao fenômeno que dá origem ao sinal mediante a variação de parâmetros da sua função de transferência a cada iteração, ou seja, é feito um ajuste *on-line* dos coeficientes do filtro acompanhando as alterações estatísticas dos sinais (MARQUES, 2003). Desse modo, os coeficientes do controlador modelados como filtros digitais são adaptados, em tempo real, segundo uma estratégia que busca minimizar os ruídos não desejados.

Após a apresentação do uso do controle adaptativo como uma solução para grande parte das dificuldades encontradas no setor, a exemplo, variações destes sistemas, inúmeros trabalhos começaram a ser desenvolvidos a fim de se investigar e melhorar os algoritmos de controle adaptativos (DOUGLAS, 1997; SUM; CHEN, 2002).

As propostas sobre este tema são feitas no sentido de aumentar a velocidade de convergência do algoritmo de controle, bem como aumentar a velocidade de atualização dos coeficientes do filtro LMS, eliminando então atrasos entre o sistema de controle (sistema

eletrônico) e sensores/atuadores. Assim, houve trabalhos que propuseram novos algoritmos de controle mais simples e robustos para implantação em sistemas comerciais de baixo custo, sendo desenvolvidos por Olivares (1998), Carmona e Alvarado (1998).

Do ponto de vista teórico, o CAR recebeu contribuições relevantes no que diz respeito à compreensão dos fenômenos físicos e acústicos envolvidos no processo. Os mecanismos de controle ativo em dutos foram estudados e analisados por Snyder e Hansen (1989) a partir do modelo analítico completo desenvolvido por eles. Tal modelo permite o cálculo do fluxo de potência sonora de cada fonte, bem como o fluxo de potência total do sistema e ainda o efeito de uma fonte influenciando na outra. Em resumo, as análises realizadas mostram que a redução do ruído é altamente dependente da localização da fonte secundária em relação à primária.

Além disso, houve uma comparação entre várias estratégias do sensor de erro para o controle ativo de ruído em dutos feita por Zanden e Hansen (1993). O modelo analítico utilizado parte de estudos anteriores (SNYDER; HANSEN, 1989). As estratégias são baseadas na redução de funções de custo, podendo esta minimização ser referente a pressão em um ponto, a pressão em uma região (energia potencial acústica) e a potência acústica.

Cabe dizer que as estratégias são analisadas tanto para ondas planas quanto para campo acústico multimodal, modificando também as condições de terminação do duto. Stell e Bernhard (1994) continuaram nesta linha de estudo e chegaram a uma solução ótima em dutos infinitos e quando estratégias de controle modal são implementadas.

Paralelo ao desenvolvimento de modelos teóricos de controle ativo de ruído em dutos, a implantação prática do CAR foi largamente estudada e desenvolvida. Nesta fase se inclui a implementação eletrônica e o desenvolvimento do controlador do sistema, mediante a inserção de hardwares e os algoritmos adaptativos de sinais.

Romeu et al (2001) desenvolveram um modelo teórico de controle ativo a fim de demonstrarem que o campo acústico no duto é formado por ondas estacionárias presentes antes e depois da fonte de controle. A partir do modelo desenvolvido, a localização ótima das fontes de controle é alcançada com o objetivo de que a influência das ondas estacionárias não afete a eficiência do sistema, assim o resultado é validado experimentalmente para um tom puro.

Hoje, controladores adaptativos de ruído são facilmente implementados em placas (ou chips) de alto desempenho, conhecidas como DSP - Processador Digital de Sinal, as quais

possibilitaram um aumento extraordinário de velocidade de processamento dos sinais, possuem custo acessível e relativamente baixo.

Os processadores digitais de sinais desenvolvidos na última década (TEXAS INSTRUMENTS, 1995, ANALOG DEVICES, 1996) permitem a implantação do sistema em tempo real de qualquer algoritmo de controle ou processador, por mais completo que este seja.

Os estudos práticos do CAR incluíram a realização do controle em sistemas reais em que a fonte primária de ruído deixou de ser um alto falante para dar lugar a fontes de ruído reais como ventiladores e exaustores.

Tang e Cheng (1998) investigaram o desempenho de um sistema de controle ativo em dutos com uma das extremidades abertas, com e sem fluxo de ar. Então, para a condição de análise com fluxo de ar foi instalado um ventilador em uma das extremidades do duto.

Ao passo que para a condição sem fluxo de ar foi colocado um alto-falante que reproduzia o mesmo ruído gerado pelo ventilador a fim de analisar a influência do fluxo de ar no controle ativo de ruído. Os resultados demonstraram que com o CAR para ruído do tipo banda-larga sem fluxo de ar pode-se obter uma redução máxima de 15 dB.

O sistema também se mostrou mais eficiente na ausência de fluxo de ar, uma vez que a atenuação máxima obtida com o duto contendo fluxo de ar em seu interior é da ordem de 3 dB. A influência da posição do microfone de erro na eficiência do sistema de controle também foi analisada e discutida no trabalho.

Outra pesquisa desenvolvida na linha de aplicação prática do controle ativo de ruído em sistemas reais é da autoria de Dragan e Taraboanta (2002), em que estes apresentaram um sistema de controle ativo para redução de ruído emitido por um ventilador axial. Assim, para se determinar a redução do ruído a ser alcançada foi necessária a definição das características do campo acústico emitido pelo ventilador por meio de um algoritmo computacional.

Enfim, a análise focou-se apenas na redução de ruído tonal gerado pela frequência de passagem das pás, desse modo, conseguiu-se uma redução de 10 dB no ruído tonal e, aproximadamente, 02 (dois) dB no nível global.

Em um sistema real de ventilação com controle ativo de ruído observa-se que o fluxo de fluido excita o diafragma dos microfones, tornando então o sinal medido com estes aparelhos contaminados por flutuações de pressão que não estão correlacionadas com o som propagando no interior do duto.

Ao reduzir a velocidade do fluido no entorno dos microfones a redução do ruído adquirido em virtude do CAR pode ser melhorada. Este estudo foi desenvolvido por Larsson (2006) e em seu trabalho existem algumas configurações para a localização dos sensores (microfones) no duto de modo a conseguir a redução de ruído do sistema controlado.

Em síntese, as pesquisas citadas anteriormente podem dar uma visão global do cenário internacional no que se refere ao controle ativo de ruído em ondas planas, percebe-se ainda que o assunto está bem difundido, desde a aplicação teórica até a implantação prática do sistema de controle. No próximo item será feito uma abordagem dos trabalhos desenvolvidos ainda em ondas planas, todavia no cenário nacional.

2.3.2 – Contexto nacional

No Brasil, os trabalhos desenvolvidos na área de CAR iniciaram na década de 1990 e, desde então, o interesse por este tema desperta em vários pesquisadores, sejam estes da área de acústica como da eletrônica. Nesse sentido, nota-se que para a execução de um bom projeto de CAR é necessário a fusão de dois profissionais competentes nos dois setores mencionados. A seguir foi feita uma revisão de alguns estudos desenvolvidos no âmbito nacional relacionados ao CAR.

No início da referida década, Massarani (1990) desenvolveu em sua tese um método para obtenção experimental da função do controlador de um sistema formado por uma fonte secundária do tipo monopolo. Assim, foram obtidos resultados experimentais para um duto construído em laboratório. No entanto, estes resultados se tornaram limitados quando comparados ao desenvolvimento tecnológico da época.

Já Nobrega (1993), implementou um sistema para CAR em dutos utilizando técnicas de identificação paramétrica com o intuito de determinar os parâmetros do filtro digital usado como controlador. Este mecanismo foi implantado em uma placa contendo um processador TMS320C25 (DSP). O desempenho dos controladores foi avaliado experimentalmente, sendo assim propôs-se a aplicação do controle adaptativo de ruído em dutos.

Um estudo do problema de controle do ruído acústico em dutos mediante o fornecimento de energia acústica através da associação do algoritmo genético e da programação genética (constituindo o controle genético) foi desenvolvido por Werner (1999).

Esta pesquisa continha um simulador desenvolvido com um modelo simplificado para testar o software e analisar o comportamento dos parâmetros do algoritmo genético. O

software migrou para trabalhar em arquitetura paralela de DSPs TMS320C44, gerenciando a comunicação entre os processadores e a memória compartilhada com alto desempenho.

Assim, uma versão com um processador TMS320C32 foi desenvolvida a fim de controlar o sistema do duto em tempo real, conseguindo uma redução do ruído da ordem de 27 dB para tom puro e atenuações da ordem de 9 dB para ruído do tipo banda larga ao longo de toda a faixa de frequência compreendida entre 10 e 500 Hz.

Ainda em neste mesmo ano, Nunes (1999) realizou um estudo contemplando o controle ativo de ruídos em dutos usando técnicas de filtragem adaptativa. O autor utilizou o método de controle adaptativo do Mínimo Erro Médio Quadrático (Least Mean Square-LMS) normalizado com sinal de referência filtrado (NFXLMS), onde foram testadas três geometrias de dutos montados em uma bancada experimental para os casos de controle monocanal, multiterro e multiexcitação. Os resultados encontrados nos experimentos realizados para o controladormonocanal e multiterro confirmaram as avaliações efetuadas nas simulações. Para o caso multiexcitação, limitações da placa de processamento de sinal não permitiram a obtenção de resultados conclusivos.

No que concerne à utilização de algoritmos adaptativos em sistemas de controle ativo de ruído acústico em dutos, pode-se asseverar que este assunto foi estudado por Castro (2000). Para tanto, foi realizada uma descrição do funcionamento dos sistemas de controle ativo de ruído e de como os filtros adaptativos podem ser aplicados. Cabe assinalar que dois tipos de filtro adaptativos foram testados: o Filtered-X LMS (least mean square) e RLS (recursive least squares), então houve uma análise do comportamento dos algoritmos, em termos de grau de atenuação do ruído, tempo de resposta e estabilidade, bem como a forma como as características do ruído influenciaram no desempenho dos algoritmos.

Outra abordagem teórica do CAR foi feita por Donadon (2002), sendo que o modelo teórico do guia de ondas unidimensional foi desenvolvido utilizando o método dos elementos espectrais para o caso acústico para fins de verificação do comportamento energético de sistema ativamente controlado envolvendo as diferentes funções de custo.

As funções comparadas são a densidade de energia potencial, densidade de energia cinética e a intensidade ativa, todas implementadas no domínio da frequência. O desempenho dos métodos estudados foi aferido experimentalmente, fazendo uma ponte entre a implementação teórica e experimental para explicar as possíveis divergências entre os resultados.

Para estudar a aplicação de atuadores piezelétricos (PZT) no controle ativo de ruído em dutos, Melo (2004) instrumentou uma bancada experimental constituída de um duto construído em chapas de ferro zincado, utilizando como fonte causadora do anti-ruído, materiais piezelétricos cerâmicos, colados à estrutura metálica dos dutos.

O ruído a ser controlado foi gerado por um alto-falante colocado em uma das extremidades do duto, sendo este um tom puro na frequência de 300 Hz. Então, foram empregados controladores analógicos do tipo *feedforward*, *feedback* e híbrido, obtendo atenuações do ruído da ordem de 5,5 dB(A), 8 dB(A) e 11 dB(A), respectivamente, para um duto com seção transversal variável. Ao passo que para um duto de seção constante, obteve-se atenuações cujos valores foram de 5,9 dB(A); 5,6 dB(A) e 6 dB(A), empregando-se o controlador *feedforward*, *feedback* e híbrido respectivamente.

Cárdenas (2005) fez a avaliação de algumas metodologias (*feedforward* e *feedback*) de controle tanto numérica como experimentalmente aplicado à propagação de ruído em dutos. Nesta pesquisa foram estudados os controladores do tipo mono canal, os quais utilizam um sensor e um atuador apenas, além de controladores do tipo multicanal com vários sensores e atuadores.

Em suma, todos os controladores ativos de ruído (CAR) estudados pelo referido autor utilizam algoritmos adaptativos do tipo LMS, em que os resultados obtidos são discutidos do ponto de vista da metodologia empregada, fazendo, portanto, uma comparação entre as mesmas.

Em um trabalho mais recente Guedes (2006) usou a aplicação prática do CAR em sistemas reais de ventilação. Este sistema constituiu-se de um conjunto de dutos com a inclusão de trechos retos, derivações, curvas e outros acessórios, além de um sistema de controle ativo de ruído instalado, objetivando efetuar o cancelamento de ruído produzido gerado por um ventilador de insuflamento de ar.

As estratégias de controle foram usadas por este escritor foram *feedback* e *feedforward*. Todavia, o estudo revela a dificuldade de aplicação de sistemas de controle ativo de ruído em sistemas de dutos não retos, em que o escoamento e a propagação do ruído não são bem comportados se comparados a trechos de dutos retos.

Este pesquisador não conseguiu realizar o controle ativo de ruído no sistema sugerido composto de ruídos tonais em 100, 200, 300 e 400 Hz, incluindo um ruído banda larga devido ao fluxo de ar, haja vista que os resultados obtidos com o controle evidenciam um sistema totalmente instável.

Diante dessas assertivas, sugere-se, como proposta para trabalhos futuros, a inclusão de profissionais da área de eletrônica para melhorar o algoritmo de controle, abrangendo o sistema físico de controle, bem como um estudo em torno da variação das posições dos microfones e fontes de controle.

2.4 - Controle Ativo de Ruído em Dutos - Propagação de Modos de Alta Ordem

2.4.1 – Contexto Internacional

A partir dos anos 1990, os métodos ativos para controle de ruído em dutos com propagação de modos de alta ordem começaram a ser estudados, entretanto, com menor frequência se comparados ao controle ativo de propagação em ondas planas.

Nesta perspectiva, foram desenvolvidos estudos teóricos em um primeiro estágio na Rússia (URUSOVSKII, 1977), e durante os últimos 20 anos somente alguns estudos foram realizados nesta linha de pesquisa. Em 1994, Stell e Bernhard revisaram o trabalho de Urusovskii (1977), retomando as pesquisas na área, dessa forma, geraram novas diretrizes a serem estudadas sobre o assunto.

Neste contexto, dois trabalhos teóricos com sólida fundamentação a respeito da aplicação do CAR para atenuação de ruído em sistemas multimodais foram publicados por Zander e Hansen (1992; 1993).

Estes autores desenvolveram um modelo analítico de um duto retangular semi-infinito com paredes rígidas tendo uma fonte primária com velocidade de volume constante e harmônica. Assim, foram observados os efeitos da localização das fontes, tamanho e energia irradiada por estas, visando minimizar a potência acústica total do sistema.

No tocante às análises pode-se asseverar que estas foram realizadas com uma e duas fontes de controle e os pesquisadores chegaram à conclusão de que a redução da potência acústica é dependente da localização relativa entre as fontes primária e secundária. Houve também reduções maiores obtidas para localizações das fontes na direção axial (no comprimento do duto), correspondendo a distâncias de separações iguais a múltiplos de meio comprimento de onda dos modos propagados.

Outras contribuições vieram de Baumann e Greiner (1992), uma vez que aplicaram em seus estudos a linha teórica do CAR em modos de alta ordem, produzindo resultados semelhantes ao de Zander e Hansen (1992; 1993).

Eriksson et al (1989) e Silcox e Elliot (1990) foram pioneiros na implantação experimental de sistemas multimodais e em ambos os trabalhos houve a demonstração empírica do controle ativo de dois modos se propagando, com uma excitação do tipo banda-larga.

Em 1993, Laugesen descobriu que quando vários modos acústicos precisam ser controlados em um duto retangular de grandes dimensões com um número limitado de sensores de erro, estes sensores devem ser instalados na linha central das paredes do duto. Ele concluiu ainda que para obter um controle ótimo é necessário que o número de sensores de erro seja igual a um (1) mais o número de modos se propagando no duto (incluindo o modo de onda plana) e a quantidade de fontes de controle seja igual à de modos se propagando.

L'Espérance et al (1995) apresentam em sua pesquisa experimental resultados mostrando o controle ativo de ruído para uma excitação do tipo tom puro em cinco modos de propagação.

Em seu novo trabalho Laugesen (1996) mostrou um desenvolvimento analítico completo e a aplicação prática, tendo em vista que o objetivo proposto é o cancelamento do ruído proveniente pela passagem de pás de um ventilador na banda de frequência 450-500 Hz, o qual está instalado em uma chaminé retangular utilizada para fins industriais.

Vale dizer que a área transversal da chaminé sob estudo é 1,5m x 2,5m e significa que o modo de primeira ordem se propaga em 69 Hz, inclusive, foram executadas diversas simulações com o modelo analítico antes de realizar a montagem experimental. Este sistema de controle projetado é composto de 30 fontes secundárias e 32 sensores de erro, sendo que em condições de laboratório uma atenuação de 20 a 50 dB foi alcançada para a difusão de mais de 25 modos. Contudo, na aplicação real não foram obtidos resultados satisfatórios e no estudo reportado acima são realizadas discussões sobre as possíveis causas de erro.

Algumas teses mais atuais que seguem esta linha de pesquisa foram desenvolvidas na Universidade de Adelaide (Austrália), pelo grupo de Active Noise and Vibration Control (ANVC) da faculdade de engenharia mecânica. Abaixo estão descritas os trabalhos mais significativos na área de controle ativo de ruído em dutos multimodais.

Li et al (2002) investigou a aplicação do CAR em um duto de exaustão, o qual possui aplicação em indústria alimentícia não permitindo, portanto, controle de ruído a partir de técnicas passivas.

No problema sob análise a frequência de passagem de pá do ventilador se encontra acima do primeiro modo de propagação do som, possuindo então 3 modos de propagação para

controlar. Vale dizer que antes da instalação do sistema de controle na aplicação real um modelo em escala reduzida do duto foi construído para efeitos de teste, objetivando-se comparar os resultados obtidos em laboratório com os previstos na teoria.

As dimensões do sistema ensaiado em laboratório são: diâmetro igual a 0,8m e comprimento igual a 9m. Dessa forma, a fim de controlar os três modos, utilizou-se 3 alto-falantes e 3 sensores de erro, em que o efeito da localização dos sensores de erro foi analisado tanto teórico quanto experimentalmente.

O experimento mostrou que nas posições otimizadas dos sensores de erro houve uma redução de até 10 dB para o ruído tonal, já para posições arbitrárias, este nível de redução cai para 2 a 3 dB. Portanto, ao utilizar a otimização da posição do atuador, a melhor configuração de controle foi alcançada. Na Fig. 2.12 está exibida a montagem experimental do trabalho em questão.



Figura 2.12 – Montagem experimental do trabalho de Li et al (2002)

A continuação da pesquisa de Li et al (2002) foi publicada em Li et al (2003). Neste último, o controle ativo foi implantado em uma aplicação real (duto de diâmetro igual a 1,6m e 18m de comprimento) e os resultados demonstraram que o ruído tonal pôde ser controlado, com uma atenuação de até 10 dB(A). Estes resultados foram medidos na comunidade localizada no entorno da indústria a partir de um sistema de controle multicanal constituído de 12 sensores de erro e 6 alto-falantes de controle.

Outros trabalhos recentes já indicam que com os recursos tecnológicos disponíveis, é possível o controle ativo de ruído em vários modos propagando no interior do duto, inclusive com o advento de novos algoritmos de controle, os quais têm sido desenvolvidos a fim de aumentar sua convergência (HINAMOTO; SAKAY, 2006).

2.4.2 – Contexto Nacional

Nesta tese, durante a revisão bibliográfica, não foram encontrados, no âmbito brasileiro, pesquisas que abordam o controle ativo de ruído em dutos com modos de alta ordem. Isto se deve ao fato de que este tipo de estudo defronta com requisitos básicos como o elevado custo de implantação do sistema, a necessidade de formar um grupo de trabalho contendo especialistas nos setores de acústica, de controle de sistemas dinâmicos e de engenheiros eletrônicos.

Em outras palavras, esta revisão mostra que os trabalhos desenvolvidos no contexto brasileiro tratam, em sua grande maioria, de controle ativo em dutos com propagação de ondas planas. Ressalta-se ainda que o domínio do assunto (CAR em dutos multimodos) é restrito a núcleos de pesquisa conceituados, a exemplo, os centros existentes fora do Brasil (Universidade de Adelaide, na Austrália e Universidade de Southampton, no Reino Unido).

No que tange aos estudos realizados no exterior pode-se dizer que alguns foram desenvolvidos por brasileiros. Para tanto, estes pesquisadores utilizaram CAR em cavidades fechadas de pequenas dimensões (da ordem de 0.216 m^3) como um espaço confinado (volume retangular) construído em laboratório e até mesmo um protótipo de uma cabine veicular. Este último foi desenvolvido por Donadon (2002) em convênio com instituição do exterior. No entanto, não há aplicação do CAR em dutos de grandes dimensões, como no trabalho desenvolvido por Li (2003).

Em virtude do fato de ser um assunto ainda pouco divulgado cientificamente no cenário nacional, o controle ativo de ruído em dutos com propagação de modos acústicos de alta ordem é bastante promissor, especialmente em ambientes industriais devido ao alto custo e baixa eficiência do controle passivo em baixas frequências.

Portanto, esta tese procura analisar o comportamento acústico no interior de um duto a partir da aplicação do controle ativo de ruído por meio de modelos analíticos e numéricos, utilizando Elementos Finitos e Síntese Modal de Componentes. Estes estudos contribuem para um melhor entendimento dos fenômenos acústicos associados à técnica de CAR, sobretudo, para uma posterior implantação prática com resultados satisfatórios de um sistema de CAR.

Em suma, este trabalho fundamenta-se na necessidade de desenvolvimento da técnica (controle em sistemas acústicos multimodos) no Brasil, objetivando contribuir para estudos posteriores de controle ativo em duto com propagação de modos acústicos de alta ordem, haja vista que este tipo de sistema possui vasta aplicação prática. Todavia, utiliza-se de “artifícios”

para realizar o controle ativo em regiões de ondas sonoras planas, uma vez que o método para controle deste tipo de ondas sonoras já está muito bem desenvolvido e divulgado.

Cabe destacar que a principal contribuição desta pesquisa é a demonstração por meio de modelos numéricos, especialmente o modelo modal, de que é possível realizar o controle ativo de ruído em regiões com propagação de ondas planas em um sistema (duto) que se caracteriza pela propagação de modos acústicos de alta-ordem.

2.5 – Otimização da posição dos atuadores e sensores

Ao retomar a Fig. 2.6 pode-se observar que um fator determinante para o sucesso do controle ativo de ruído é a posição dos atuadores e sensores, portanto, uma otimização faz com que a função custo se resume na máxima atenuação de ruído variando a posição dos atuadores e sensores, devendo ser feita na etapa de projeto do CAR. Caso não se considere este fator ao implementar a prática do sistema de controle poderá ocasionar resultados desastrosos.

Quando surgiu a técnica do controle ativo vários trabalhos foram realizados com o intuito de otimizar a energia da fonte de controle necessária para uma máxima redução do ruído global, contudo as posições dos sensores e atuadores eram mantidas fixas (ZANDER;HANSEN, 1992; ZANDER;HANSEN, 1993).

Vale mencionar que a importância da posição das fontes de controle e sensores de erro chamou a atenção dos pesquisadores da área e estudos nesta linha têm sido realizados desde meados dos anos 90.

Na prática, a dificuldade em determinar a localização ótima da fonte de controle está no enorme número de possibilidades existentes em um sistema completo. Sendo assim, este tipo de problema não pode, em geral, ser resolvido por meio de uma técnica convencional de otimização, a qual se baseia em métodos de gradiente descendente, por causa da grande chance de se obter mínimos locais. Dessa maneira, técnicas especiais são discutidas, como exemplo, métodos de busca randômica (BAEK; ELLIOTT, 1995).

Nos anos 1980, Haftka e Adelman (1985) empregaram em sua pesquisa métodos de programação inteira combinado com técnicas heurísticas para o problema de localização ótima de atuadores em estruturas do tipo treliças controladas ativamente.

Rao e Pan (1991) realizaram um trabalho na mesma linha dos autores supracitados, entretanto, otimizaram a posição dos atuadores para um estrutura bidimensional.

Já Chen et al (1991) e Kuo e Bruno (1993) aplicaram a técnica de *simulated annealing* em problemas similares aos trabalhos mencionados no dois parágrafos anteriores. Enquanto que Onoda e Hanawa (1993) efetuaram uma comparação entre algoritmos genéticos e *simulated annealing* para otimização de atuadores em problemas de controle ativo estrutural.

Os estudos até então citados referem-se à otimização em sistemas de controle estrutural, relacionado ao controle ativo de vibrações. Na área do CAR, trabalhos envolvendo otimização foram desenvolvidos e este assunto ainda é objeto de estudo de diversos centros de pesquisa do setor.

Clark e Fuller (1992) utilizaram métodos iterativos para o problema de programação não-linear a fim de encontrar a posição ótima do atuador piezelétrico e do sensor PVDF (polyvinylidene fluoride) do sistema de controle ativo de ruído de uma placa apoiada excitada harmonicamente.

Ainda neste viés, Ruckman e Fuller (1993) usaram regressão linear múltipla juntamente com o método de seleção de subconjuntos para encontrar a localização ótima dos atuadores de um sistema de controle ativo de ruído com alimentação direta (*feedforward*). Os resultados numéricos para um sistema simples de radiação sonora de uma estrutura do tipo casca são mostrados.

No trabalho de de Baek e Elliott (1995) foram utilizadas técnicas de algoritmo genético e *simulated annealing* para encontrar a posição ótima da fonte secundária, na qual a função custo corresponde à soma das pressões ao quadrado no interior de um volume fechado.

Após análise dos resultados obtidos pelos autores descritos neste capítulo, decidiu-se utilizar nesta tese a técnica de otimização baseada em algoritmos genéticos para otimizar a posição da fonte de controle, uma vez que este algoritmo possui alta capacidade de trabalhar com sistemas contendo múltiplos mínimos locais como é o caso do sistema sob estudo. Em síntese, a otimização da posição dos atuadores se mostra necessária para que se estime ainda na fase de projeto quanto será a máxima atenuação do ruído a ser conseguida com o sistema de CAR sugerido.

CAPÍTULO III

Fundamentos Teóricos: Controle Ativo de Ruído em Dutos

3.1 - Introdução

O propósito deste capítulo é fornecer o embasamento teórico bem como o entendimento dos mecanismos físicos associados ao controle ativo de ruído harmônico propagando em um duto.

Serão descritos os métodos de controle ativo, os quais são desenvolvidos com base nas equações de pressão acústica e da velocidade da partícula. As equações obtidas são em termos dos sensores de erro e fontes sonoras primárias e secundárias. Entende-se por fonte de controle a fonte sonora que irá realizar o controle.

Os métodos de controle aqui desenvolvidos são baseados na minimização de funções de custo tais como a pressão em um ponto no interior do duto, a energia potencial acústica (pressão sonora quadrática em vários pontos dentro do duto) e a potência acústica total no duto.

A solução ótima para a velocidade de volume da fonte de controle foi abordada, bem como a implementação analítica da solução ótima baseado em método de controle adaptativo.

A análise de soluções ótimas é importante porque elas representam o melhor desempenho que a função de custo pode atingir. Já o método de controle adaptativo é o método que pode ser implantado em tempo real para minimizar a função de custo (DONADON, 2002).

A base do desenvolvimento dos métodos aqui descrito iniciou-se com o trabalho de Doak (1973), o qual investigou o campo sonoro produzido por uma fonte simples e por mais de uma fonte sonora finita em dutos de paredes rígidas de comprimento finito e infinito. No

entanto, este trabalho foi desenvolvido não no sentido de aplicar controle ativo, mas como a base de análise de um sistema de controle ativo, pois pode ser aplicado tanto para fonte sonora primária e fonte de controle, atuando sozinhas ou combinadas.

O capítulo foi dividido em duas partes: na primeira, somente foram consideradas propagação de ondas planas no interior do duto. Na segunda, foi modelado o controle ativo em dutos com propagação de modos acústicos de alta ordem. Para ambos os casos, foi descrita a formulação do modelo analítico para predição do efeito de uma ou mais fontes sonoras propagando em um duto retangular de paredes rígidas.

O duto modelado é semi-infinito, o que significa que em uma das terminações deste são consideradas ondas sonoras incidentes e refletidas (chamada de terminação “finita”), e na outra extremidade do duto não é considerada reflexão de ondas sonoras, ou seja, é similar a uma terminação anecóica, sendo assim, toda energia incidente é transmitida para o exterior do sistema (chamada de terminação “infinita”).

A fonte primária está localizada na terminação finita do duto, localizada na seção transversal do mesmo. A fonte de controle será localizada em uma posição na direção axial do duto. Para modelar um duto finito, ou seja, modelar o efeito das ondas sonoras refletidas na terminação oposta à da fonte primária, considerou-se valores de impedância finita para esta terminação do duto, obtendo, portanto, o modelo de um duto finito.

Para ondas planas se propagando no duto, a frequência de excitação é restringida somente para excitar modos abaixo da primeira frequência de corte. Já para modos de alta ordem, a frequência de excitação será imposta com base na quantidade de modos interessados no estudo.

Para desenvolvimento das equações neste capítulo, considera-se que o fluido contido no duto não possui velocidade de fluxo e possuem variações de pressão e densidade muito pequenas comparadas aos valores de equilíbrio do fluido. Assume-se também que a temperatura ao longo do fluido é constante.

Os modelos aqui considerados assumem que ambas as fontes, primária e de controle, são fontes de velocidade de volume constante, as quais são equivalentes a assumir fontes de impedância infinita, e são do tipo monopolo.

Em acústica, a velocidade de volume da fonte sonora é definida como sendo a razão entre a pressão sonora e a impedância acústica. Outra definição utilizada é o produto entre a área da superfície da fonte sonora e a velocidade normal da superfície desta (BERANEK;VER, 1992).

Alto-falantes são fontes sonoras que devem ser modeladas com velocidade de volume constante. Já fontes sonoras tais como ventiladores são melhores modeladas como fontes de pressão constante (HANSEN; SNYDER, 1997). Por esta razão, a formulação do modelo de CAR utilizando fonte de pressão constante também será descrita.

A princípio, somente uma fonte de controle será modelada, no entanto, a técnica pode ser facilmente estendida para múltiplas fontes de controle. Em todo o capítulo, o controle implementado analiticamente, ou seja, modelado é do tipo “feedforward”, ou alimentação direta.

3.2 - Ondas Planas Harmônicas

3.2.1 - Modelo Analítico do Duto Semi-Infinito

Segundo Nelson e Elliot (1992), a propagação de ondas planas ocorre quando o comprimento de onda é muito maior que a maior dimensão da seção transversal do duto. Em um duto uniforme, de seção transversal retangular, a primeira frequência de corte é dada pela razão entre a velocidade do som no fluido considerado e duas vezes a maior dimensão da seção transversal do duto.

Se restringirmos nossa análise para frequências inferiores à primeira frequência de corte do modo transversal, então, um alto-falante irá gerar ondas planas propagando no sentido positivo e negativo na direção axial do duto e somente logo após a superfície da fonte sonora que modos de alta ordem serão excitados, porém estes modos constituem campo próximo e decaem, portanto, exponencialmente com a distância.

A configuração utilizada para modelagem analítica nesta sessão está representada na Fig. 3.1, onde a fonte primária está localizada na seção transversal do duto em $z=0$ (início do duto), enquanto a fonte de controle está localizada em uma das paredes do duto localizada ao longo da direção axial.

Ressalta-se que para o controle de ondas planas, o tamanho da fonte primária, a dimensão da fonte de controle e a localização destas no plano x-y não são significantes, no entanto, para propagação de modos de alta ordem estes parâmetros já devem ser levados em consideração.

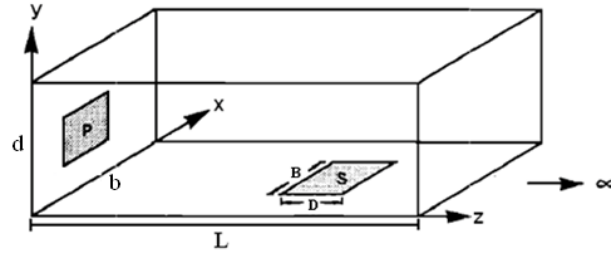


Figura 3.1 – Modelo do duto semi-infinito.

A potência acústica total no interior do duto é a diferença entre a potência acústica gerada pela fonte primária e a dissipada pela fonte de controle. A redução obtida com o controle ativo é a diferença da potência total com e sem a fonte de controle operando.

Considerando que as fontes sonoras são alto-falantes, a velocidade da partícula em toda a face da fonte é uniforme, e a potência acústica total irradiada pelo sistema com uma fonte de controle é dada por (HANSEN; SNYDER, 1997):

$$W_{total} = \frac{1}{2} \text{Re}[\overline{Q}_p \overline{p}_p^*] + \frac{1}{2} \text{Re}[\overline{Q}_c \overline{p}_c^*] \quad (3.1)$$

onde $\overline{Q}$ e $\overline{p}$ são, respectivamente, a amplitude complexa da velocidade de volume da fonte sonora e amplitude complexa da pressão acústica na superfície da fonte sonora; Re se refere à parte real da variável resultante; os sub-escritos p e c se referem à fonte primária e de controle, respectivamente; e $*$ indica complexo conjugado da variável. Caso a velocidade da partícula não fosse uniforme ao longo da face da fonte primária, então o produto da velocidade da partícula acústica e o complexo conjugado da pressão acústica teria de ser integrado sobre a superfície da fonte.

Para obter a equação que relaciona a velocidade de volume da fonte sonora com o campo de pressão resultante no interior do duto, é necessário partir da função de Green para um duto infinito (MORSE; INGARD, 1968), a qual relaciona a pressão acústica e velocidade da partícula em qualquer posição do duto, ou seja,

$$G(x, x_o, \omega) = \frac{-j}{S} \sum_m \sum_n \frac{\psi_{mn}(x, y) \psi_{mn}(x_o, y_o)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} e^{-jk_{mn}|z-z_o|} \quad (3.2)$$

onde ω é a frequência angular de excitação, x_o , y_o e z_o são as coordenadas da localização da fonte, x , y e z é uma localização arbitrária no duto e j é uma unidade imaginária ($\sqrt{-1}$). O termo S é a área da seção transversal do duto (na Fig. 3.1, S é igual ao produto das dimensões b e d), k_{mn} é o número de onda modal, Ψ_{mn} é a função de forma modal ou função característica do duto e Λ_{mn} é o fator de normalização modal.

Nas equações descritas neste capítulo, o termo $e^{j\omega t}$ (tempo-dependente) é omitido para simplificar as equações. Já as amplitudes da pressão acústica, velocidade da partícula e velocidade de volume são todas amplitudes complexas.

Para um duto retangular a função de forma modal é dada por:

$$\Psi_{mn}(x, y) = \cos\left[\frac{m\pi x}{b}\right] \cos\left[\frac{n\pi y}{d}\right] \quad (3.3)$$

onde m, n são os índices modais e b e d são as dimensões da seção transversal do duto.

O fator de normalização modal do modo (m, n) é definida por:

$$\Lambda_{mn} = \frac{1}{S} \int_S \Psi_{mn}^2 dS \quad (3.4)$$

e o número de ondas modal (m, n) vale:

$$k_{mn} = \left(k^2 - k_{mn}^2\right)^{\frac{1}{2}} = \sqrt{\left[\frac{\omega}{c_o}\right]^2 - \left[\frac{\pi m}{b}\right]^2 - \left[\frac{\pi n}{d}\right]^2} \quad (3.5)$$

onde c_o é a velocidade do som no fluido em m/s.

Como neste item está sendo analisadas somente ondas planas (então, $m=0$ e $n=0$), a Eq. (3.2) pode ser simplificada para:

$$G(z, z_o, \omega) = \frac{-j}{Sk} e^{-jk|z-z_o|} \quad (3.6)$$

onde k é o número de ondas definido por: $k = \frac{\omega}{c_o}$.

A função de Green simplificada (Eq. (3.6)) pode então ser utilizada para encontrar a amplitude complexa de pressão, $p(z)$, na direção axial do duto (FAHY, 2001), resultando em:

$$p(z) = j\rho_o c_o k \int_S u(x_o) G(x, x_o, \omega) dx_o \quad (3.7)$$

onde u é a amplitude complexa da velocidade da partícula na posição x_o, y_o e z_o na face da fonte e ρ_o é a densidade do fluido em kg/m^3 .

Assumindo que o centro da fonte primária está localizado em $(x_p, y_p, 0)$ na seção transversal do duto, e substituindo a Eq. (3.6) em (3.7), o campo sonoro gerado pela fonte primária operando sozinha em termos de sua amplitude de velocidade de volume (Q_p em m^3/s) é dado por:

$$p_p(z) = \frac{\rho_o c_o}{S} Q_p e^{-jkz} \quad (3.8)$$

A Eq. (3.8) pode ser utilizada tanto para fonte pontual quanto para fonte finita. No entanto esta equação representa apenas ondas sonoras propagando na direção positiva de z (conforme configuração mostrada na Fig. 3.1), não tendo ondas refletidas pela terminação final do duto (considerando infinito).

Considere agora o campo sonoro gerado por uma fonte de controle pontual operando com uma velocidade de volume Q_c (Fig. 3.2). O campo sonoro gerado por esta fonte, em uma posição qualquer em z , é a soma de uma onda acústica direta e a uma onda refletida pela terminação do duto onde está localizada a fonte primária.

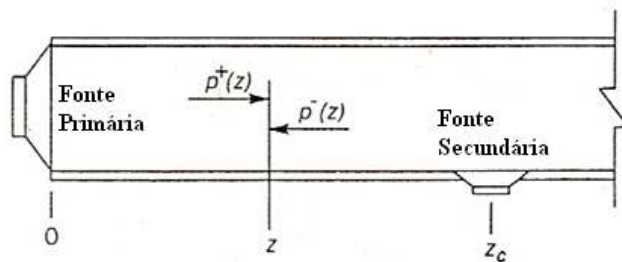


Figura 3.2 – Ondas refletidas e incidentes provenientes da fonte de controle em um duto semi-infinito.

Definindo o coeficiente de reflexão complexo da terminação do duto onde está localizada a fonte primária por $e^{-2\Phi}$, a amplitude complexa da pressão sonora, $p_c(z)$, em qualquer localização z no duto devido a uma fonte de controle operando sozinha, é definida como:

$$p_c(z) = \frac{\rho_o c_o Q_c}{2S} \left[e^{-jk(z_c+z)} e^{-2\Phi} + e^{-jk|z-z_c|} \right] \quad (3.9)$$

onde $\Phi = \pi\alpha + j\pi\beta$, sendo α e β constantes encontradas na literatura em função das condições de contorno. Por exemplo, $\alpha=0$ e $\beta=0.5$ para uma terminação do duto perfeitamente rígida.

Analizando a Eq. (3.9) somente para posições entre a fonte primária e a fonte de controle ($z_p < z < z_c$), conclui-se que a distância entre pontos sucessivos de mínima e máxima pressão sonora é de meio comprimento de onda.

As equações descritas acima são todas desenvolvidas para fonte de controle pontual. No entanto, fontes acústicas reais possuem dimensões significativas, e para representar este parâmetro (dimensão da fonte de controle), algumas modificações precisam ser feitas nas equações citadas.

Como pode ser visto na Fig. 3.1, a fonte de controle pode ser modelada como um pistão retangular de comprimento D e largura B , onde o centro da mesma está localizado em $z=z_c$.

Para determinar a pressão sonora total irradiada por uma fonte finita é necessário integrar a contribuição sonora de todos os pontos da fonte. Desta maneira, a pressão acústica devido à fonte de controle finita localizada na direção axial (z) em qualquer posição entre a fonte de controle e a fonte primária é determinada por:

$$p_c(z) = B \int_{z_c-D/2}^{z_c+D/2} u_c \frac{\rho_o c_o}{S} e^{-\Phi} e^{-jkz_c} \cosh(\Phi + jkz) dz \quad (3.10)$$

onde u_c é a velocidade da partícula em qualquer ponto da superfície da fonte, considerada uniforme.

Avaliando a integral da Eq. (3.10) obtém-se:

$$p_c(z) = Q_c \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma e^{-\Phi} e^{-jkz_c} \cosh(\Phi + jkz) \quad (3.11)$$

onde γ é denominado fator de tamanho da fonte de controle e é dada por:

$$\gamma = \frac{2}{kD} \operatorname{sen}\left(\frac{kD}{2}\right) \quad (3.12)$$

3.2.1.1- Fonte primária com velocidade de volume constante

Neste item será considerado que a fonte primária possui velocidade de volume constante e está sendo ativamente controlada por uma fonte de controle também de velocidade de volume constante. Esta característica é uma boa aproximação para fontes sonoras do tipo compressor recíproco e alto-falantes. No próximo item será desenvolvida a formulação para fontes aerodinâmicas, tais como ventiladores.

Primeiramente, considere a fonte primária localizada na posição $z=0$ (Fig. 3.1). Avaliando as Eq. (3.8) e (3.11) nesta posição, tem-se que para uma fonte primária de velocidade de volume constante (Q_p) antes e depois do controle, a pressão acústica total na face da fonte primária, devido a ambas as fontes operando juntas é calculada como (NELSON; ELLIOT, 1992):

$$p(z=0) = Q_p \frac{\rho_o c_o}{S} + Q_c \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma e^{-\Phi} e^{-jkz_c} \cosh \Phi \quad (3.13)$$

Então, a potência acústica irradiada pela fonte primária, a qual sofre influência do campo sonoro produzido pela fonte de controle é calculada por:

$$W_p = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ Q_p \left[Q_p \frac{\rho_o c_o}{S} + Q_c \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma e^{-\Phi} e^{-jkz_c} \cosh \Phi \right]^* \right\} \quad (3.14)$$

Considerando agora a potência acústica irradiada pela fonte de controle. A pressão acústica em qualquer ponto da face da fonte de controle pode ser obtida utilizando as Eq. (3.8) e (3.11) em $z=z_c$. Portanto, a pressão acústica total é determinada por integração sobre a superfície da fonte de controle:

$$\begin{aligned}
p(z = z_c) &= B \int_{z_c + D/2}^{z_c + D/2} Q_p \frac{\rho_o c_o}{S} e^{-jkz_c} + Q_c \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma e^{-\Phi} e^{-jkz_c} \cosh(\Phi + jkz) dz = \\
&= Q_p \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma e^{-jkz_c} + Q_c \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma^2 e^{-\Phi} e^{-jkz_c} \cosh(\Phi + jkz_c)
\end{aligned} \tag{3.15}$$

ressaltando que a fonte de controle possui comprimento D e largura B .

Sendo assim, a potência acústica total irradiada pela fonte de controle durante operação de ambas as fontes é dada por:

$$W_p = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ Q_c \left[Q_p \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma e^{-jkz_c} + Q_c \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma^2 e^{-\Phi} e^{-jkz_c} \cosh(\Phi + jkz_c) \right]^* \right\} \tag{3.16}$$

Portanto, a potência total irradiada pelo sistema é obtida pela soma das Eq. (3.14) e (3.16). O resultado desta soma será utilizado para determinar a velocidade de volume ótima da fonte de controle, sendo esta velocidade de volume que minimizará a potência acústica total do sistema acústico.

3.2.1.2 – Fonte Primária de Pressão Constante

Para considerar fonte sonora do tipo pressão constante (aerodinâmica) a formulação precedente precisa ser modificada. Para uma fonte de pressão constante, a magnitude da pressão acústica na face da mesma permanecerá constante antes e depois da aplicação do controle ativo.

Da Eq. (3.8), a pressão acústica em $z=0$ é:

$$p_p(z = 0) = Q_p \frac{\rho_o c_o}{S} \tag{3.17}$$

Da Eq. (3.13), a pressão acústica na face da fonte primária depois de aplicar do controle ativo pode ser agora escrita como (HANSEN; SNYDER, 1997):

$$p(z = 0) = Q_p \frac{\rho_o c_o}{S} + Q_c \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma e^{-\Phi} e^{-jkz_c} \cosh \Phi \tag{3.18}$$

onde Q_p' é a velocidade de volume da fonte primária quando está sob a influência do campo sonoro ativo, a qual é diferente da velocidade de volume inicial, Q_p .

A fonte de controle continua ainda sendo considerada como fonte de velocidade de volume constante, pois em geral este tipo de fonte é do tipo alto-falante (melhor modelado como no item anterior).

Combinando as Eq. (3.17) e (3.18) é possível determinar a velocidade de volume da fonte primária controlada, dada por:

$$Q_p' = Q_p - Q_c \gamma e^{-\Phi} e^{-jkz_c} \cosh \Phi \quad (3.19)$$

Desta maneira, a potência acústica da fonte primária sob influência do controle ativo é escrita como:

$$W_p = \frac{1}{2} \text{Re} \{ Q_p' p_p^* \} \quad (3.20)$$

onde p_p é a pressão acústica em $z=0$ dada pela Eq. (3.17).

Considerando a fonte de controle, a pressão acústica na face desta é determinada substituindo a Eq. (3.19) na Eq. (3.15), o que resulta em:

$$p(z = z_c) = Q_p' \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma e^{-jkz_c} + Q_c \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma^2 e^{-\Phi} e^{-jkz_c} \cosh(\Phi + jkz_c) \quad (3.21)$$

A potência acústica da fonte de controle é então descrita por:

$$W_c = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ Q_c \left[Q_p' \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma e^{-jkz_c} + Q_c \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma^2 e^{-\Phi} e^{-jkz_c} \left[\cosh(\Phi + jkz_c) - e^{-jkz_c} \cosh(\Phi) \right] \right]^* \right\} \quad (3.22)$$

3.2.2 – Modelo Analítico do Duto Finito

O fato de se considerar um duto como finito significa que suas terminações são modeladas com uma impedância arbitrária. Portanto, quando este tipo de duto é considerado, a posição dos sensores de erro do controle ativo é significativamente influenciada pelas ondas refletidas pelas terminações.

A pressão sonora emitida pela fonte de controle após refletir na terminação final ($z=L$) do duto é escrita como (DOAK, 1973):

$$p_1(z) = \frac{\rho_o c_o Q_c}{2S} e^{jk(z_c+z)} e^{-2\Phi_d} e^{-j2kL} \quad (3.23)$$

onde z_c é a localização axial da fonte de controle, L é o comprimento do duto, sendo $z=0$ a posição da fonte primária, Φ_d representa o coeficiente de reflexão na terminação final do duto, da mesma maneira que Φ representa as propriedades de reflexão na terminação da fonte primária.

Assim como Φ , Φ_d pode ser escrito como:

$$\Phi_d = \pi\alpha_d + j\pi\beta_d \quad (3.24)$$

Já a pressão sonora, emitida pela fonte de controle, após refletir em ambas as terminações do duto, terminação final e terminação do duto onde está localizada a fonte primária, em uma posição z , é dada por:

$$p_2(z) = \frac{\rho_o c_o Q_c}{2S} e^{jk|z_c-z|} e^{-2\Phi} e^{-2\Phi_d} e^{-j2kL} \quad (3.25)$$

Somando a Eq. (3.9), Eq. (3.23) e Eq. (3.25) têm-se a pressão sonora total no duto emitida pela fonte de controle e resultante das reflexões sofridas:

$$p_c = \frac{\rho_o c_o Q_c}{2S} \left[e^{-jk|z_c-z|} + e^{-jk(z_c+z)} e^{-2\Phi} + e^{jk(z_c+z)} e^{-j2kL} e^{-2\Phi_d} + e^{jk|z_c-z|} e^{-2\Phi} e^{-2\Phi_d} e^{-j2kL} \right] T_o \quad (3.26)$$

onde T_o é o fator de reverberação dado por:

$$T_o = \frac{1}{1 - e^{-j2kL} e^{-2\Phi} e^{-2\Phi_d}} \quad (3.27)$$

Já a pressão sonora no duto devido à fonte primária em uma posição z , e considerando reflexão na terminação final do duto, pode ser escrita como:

$$p_p(z) = \frac{\rho_o c_o Q_p}{S} \left[e^{-jkz} + e^{jkz} e^{-j2kL} e^{-2\Phi_d} + e^{jkz} e^{-j2kL} e^{-2\Phi} e^{-2\Phi_d} \right] T_o \quad (3.28)$$

Da mesma maneira que o modelo de duto infinito, o efeito do tamanho da fonte também pode ser levado em consideração nas equações acima, bem como uma análise similar pode ser feita para desenvolver as equações que fornecem a potência total irradiada pelo sistema.

Como a velocidade de volume requerida por uma fonte para realizar o controle ativo em um duto finito é dependente da localização desta, e conseqüentemente da frequência, poderá haver frequências que irão requerer uma grande velocidade de volume da fonte, podendo esta velocidade de volume exceder a capacidade física do sistema. Portanto, uma solução para o problema é a utilização de um sistema multi-canais (duas fontes de controle e dois sensores de erro) para controlar ondas planas em uma determinada banda estreita de frequência. Este método ajuda a minimizar o problema de localização do sensor de erro em um nó da onda estacionária, a qual é formada pelas reflexões das terminações do duto.

Uma vez desenvolvidas as equações que governam o campo acústico no interior de um duto, sendo este infinito ou finito, podendo o campo sonoro ser gerado por uma fonte primária e por uma fonte de controle (podendo estar operando sozinhas ou combinadas), a seguir serão descritas duas técnicas de controle ativo baseada nas funções de custo: minimização da potência total do sistema e minimização da pressão em um ponto, respectivamente.

3.2.3 – Método de Controle Ativo baseado na Minimização da Potência Acústica Total

Este método tem por objetivo determinar a velocidade de volume ótima (Q_{c_otim}) da fonte de controle de modo a minimizar a Potência sonora total irradiada pelo sistema. Considera-se, aqui, que a fonte primária possui velocidade de volume constante (ELLIOT, 2001).

Para descrever o método, considere primeiramente uma terminação arbitrária na localização da fonte primária, ou seja, com coeficientes de reflexão α e β arbitrários.

A partir das demonstrações das seções anteriores, pode ser visto que a potência acústica total irradiada do sistema controlado pode ser escrita na forma de uma função quadrática em função da velocidade de volume da fonte de controle, resultando na Eq. (3.29).

$$W_{tot} = Q_c^* \operatorname{Re}\{a\} Q_c + \operatorname{Re}\{b_1 Q_c\} + \operatorname{Re}\{b_2 Q_c^*\} + c \quad (3.29)$$

onde:

$$a = \frac{1}{2} \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma^2 \left(e^{-\Phi} e^{-jkz_c} \cosh(\Phi + jkz_c) \right)^* \quad (3.30)$$

$$b_1 = \frac{1}{2} \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma \left(Q_p e^{-jkz_c} \right)^* \quad (3.31)$$

$$b_2 = \frac{1}{2} \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma Q_p \left(e^{-\Phi} e^{-jkz_c} \cosh \Phi \right)^* \quad (3.32)$$

$$c = \frac{1}{2} \frac{\rho_o c_o}{S} |Q_p|^2 \quad (3.33)$$

A velocidade de volume ótima da fonte de controle é obtida diferenciando a Eq. (3.29) com relação às partes reais e imaginárias de Q_c , e igualando o resultado à zero (esta igualdade garante a obtenção de um mínimo global devido à função custo ser quadrática), resultando em:

$$Q_{c_otim} = -\frac{1}{2} (b_1^* + b_2) / \operatorname{Re}\{a\} \quad (3.34)$$

No Anexo V encontra-se uma tabela de derivadas de variáveis complexas, podendo esta ser utilizada para derivar a Eq. (3.29) com relação à variável complexa Q_c e obter a Eq. (3.34).

Substituindo a Eq. (3.34) em (3.29), temos a potência acústica total mínima do sistema, dada por:

$$W_{\min} = c - \frac{1}{4}(b_1^* + b_2)^* \operatorname{Re}\{a\}^{-1}(b_1^* + b_2) \quad (3.35)$$

A potência acústica total do sistema controlado descrita pela Eq. (3.29) também é válida quando se está considerando que a fonte primária é de pressão constante, no entanto as Eq. (3.30) a (3.33) sofrem algumas modificações como podem ser observadas nas equações abaixo:

$$a = \frac{1}{2} \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma^2 \left(e^{-\Phi} e^{-jkz_c} \left(\cosh(\Phi + jkz_c) - e^{-jkz_c} \cosh(\Phi) \right) \right)^* \quad (3.36)$$

$$b_1 = \frac{1}{2} \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma \left(Q_p e^{-jkz_c} \right)^* \quad (3.37)$$

$$b_2 = -\frac{1}{2} \frac{\rho_o c_o}{S} \gamma Q_p^* e^{-\Phi} e^{-jkz_c} \cosh \Phi \quad (3.38)$$

$$c = \frac{1}{2} |Q_p|^2 \frac{\rho_o c_o}{S} \quad (3.39)$$

As Eq. (3.34) e (3.35) são também utilizadas para análise com fonte primária de pressão constante.

Para ondas planas, a potência acústica total, W_a , propagando para a saída do duto é obtida utilizando a equação a seguir:

$$W_a = \frac{\rho_o c_o}{S} p_{\max} p_{\min} \quad (3.40)$$

onde S é a área transversal do duto, $\rho_o c_o$ é a impedância característica do fluido no duto, $p_{\max}$ e $p_{\min}$ são grandezas efetivas (rms) da pressão sonora (Pa). Se o duto possui terminação anecóica, $p_{\min} = p_{\max}$.

A potência acústica ativa irradiada por uma fonte, ou mais especificamente por um alto falante, é definida como sendo o produto entre a velocidade de volume do cone do alto-falante e a pressão acústica adjacente a este cone.

Um método utilizado para estimar experimentalmente esta potência irradiada consiste em medir a pressão acústica no duto adjacente ao cone (é importante que o microfone seja colocado o mais próximo possível deste), e estimar a velocidade de volume deste elemento (o cone). Para determinar esta velocidade de volume é necessário colocar a parte posterior do alto-falante em uma pequena caixa onde dentro desta possa ser medido a pressão acústica (p_i) enclausurada. Para cálculo da velocidade de volume utiliza-se a equação de impedância acústica para um pequeno enclausuramento (BIES; HANSEN, 1996) definida por:

$$Z_v = \frac{p_i}{Q_{cone}} = -j \frac{\rho_o c_o^2}{V\omega} \quad (3.41)$$

onde p_i é a pressão acústica medida dentro do enclausuramento, V é o volume deste, ω é a frequência angular e Q_{cone} é a velocidade de volume do cone do auto-falante.

Então, a velocidade de volume do cone é dada por:

$$Q_{cone} = \frac{p_i}{-j \frac{\rho_o c_o^2}{V\omega}} \quad (3.42)$$

3.2.4 – Método de Controle Ativo baseado na Minimização da Pressão Acústica em um Ponto

Considerando a Eq. (3.29), esta pode ser escrita como uma função custo que minimiza a pressão acústica em um ponto na seguinte forma (ZANDER; HANSEN, 1993):

$$|p(x)|^2 = Q_c^H a Q_c + b_1 Q_c + Q_c^H b_2 + c \quad (3.43)$$

onde os parâmetros a , b_1 , b_2 e c são descritos abaixo (Eq. (3.44), (3.45) e (3.46) respectivamente) para o critério de erro aqui considerado.

$$a = \left(\frac{p(x, x_c)}{Q_c} \right)^H \left(\frac{p(x, x_c)}{Q_c} \right) \quad (3.44)$$

$$b = \left(\frac{p(x, x_c)}{Q_c} \right)^H \left(\frac{p(x, x_p)}{Q_p} \right) Q_p \quad (3.45)$$

$$c = Q_p^H \left(\frac{p(x, x_p)}{Q_p} \right)^H \left(\frac{p(x, x_p)}{Q_p} \right) Q_p \quad (3.46)$$

onde $p(x, x_c)$ é a pressão obtida no ponto x devido à fonte de controle localizada na posição x_c , e similarmente para $p(x, x_p)$ onde x_p é a localização da fonte primária, o sobrescrito H se refere à transposta hermitiana da matriz ou vetor em questão, ou seja, é a transposta da conjugada (transconjugada) da matriz ou vetor.

Diferenciando a Eq. (3.43) com relação às componentes reais e imaginárias da velocidade de volume da fonte de controle (Q_c) e igualando esta equação à zero (da mesma forma que para a potência acústica total, esta é uma função de custo quadrática, portanto, terá apenas um mínimo global), a velocidade de volume ótima da fonte de controle é dada pela Eq. (3.47).

$$Q_{c_otim} = -a^{-1}b \quad (3.47)$$

A diferença entre o controle ativo considerando fonte primária de velocidade de volume constante e fonte primária de pressão constante está na maneira como a impedância da fonte é modificada.

Para uma fonte de pressão constante, o controle é conseguido através de uma mudança na velocidade de volume da fonte, enquanto que para uma fonte de velocidade de volume constante, este controle é obtido pela redução da pressão sonora na face da fonte.

Por exemplo, para uma terminação rígida da fonte primária e terminação final do duto anecóica (toda a energia acústica é absorvida nesta terminação, não tendo portando onda sonora refletida), temos que, para uma fonte de velocidade de volume constante controlar uma fonte de pressão constante a diferença de fase entre as duas deve ser $\pm 90^\circ$. Já para controle entre fontes de velocidade de volume constante, a diferença de fase deve estar entre 0° e 180° . Para outros tipos de terminações estas diferenças de fases são modificadas.

3.2.5 - Simulações Numéricas com Ondas Planas

Com base nos métodos de controle ativo descritos nos itens 3.2.3 e 3.2.4, a teoria mostrada foi implementada em ambiente Matlab[®], e simulações foram realizadas utilizando várias configurações de dutos e frequências de excitação para fins de análise das técnicas propostas.

Ressalta-se que simulações numéricas partindo do modelo analítico do duto aqui apresentado são muito importantes para o projeto de um sistema de controle ativo, pois é a partir destas simulações que se pode analisar a viabilidade da técnica para o sistema em questão, além de se obter os parâmetros ótimos para implementação do controle, tais como, velocidade de volume e posição da fonte de controle e ainda a posição dos sensores de erro, bem como a máxima atenuação que se pode conseguir.

Os modelos simulados são dutos retangulares de paredes rígidas conforme configuração da Fig. 3.1.

O fluido simulado é ar, com densidade igual $1,21 \text{ kg/m}^3$ e velocidade do som igual 343 m/s . A fonte primária é considerada pontual, e a fonte de controle do tipo pistão vibrante com seção transversal $b \times d$, localizada na posição $x=b/2$ e $y=0$.

Na Tab. 3.1 estão descritas as dimensões dos dutos simulados bem como os parâmetros necessários para a simulação do controle ativo baseado na minimização da potência acústica total. Na Tab. 3.2 os dados de entrada utilizados nas simulações são novamente descritos, porém o controle ativo é baseado na minimização da pressão em um ponto.

Da análise das Tab. 3.1 e 3.2 observa-se que foram simulados dois modelos de dutos com terminação anecóica. A configuração 1 do duto é caracterizada por comprimento do duto $L=4\text{m}$ e seção transversal igual a $b \times d=0,15\text{m} \times 0,15\text{m}$. Já a configuração 2 possui comprimento do duto igual a $L=8\text{m}$ e seção transversal igual a $b \times d=0,5\text{m} \times 0,5\text{m}$.

Para cada configuração de duto variou-se a terminação da fonte primária (coeficiente de reflexão). Foram escolhidos três tipos de terminações em função da disponibilidade destes valores na literatura (ZANDER; HANSEN, 1993; BIES; HANSEN, 1996), uma vez que estes são estimados experimentalmente. Os coeficientes $\alpha=0$ e $\beta=0$ correspondem a uma terminação totalmente reflexiva, já $\alpha=0,002$ e $\beta=0,48$ se aproxima de uma superfície de alto-falante, e $\alpha=0,05$ e $\beta=0,05$ corresponde a uma superfície quase que totalmente reflexiva. A variação dos resultados de controle ativo, obtidos em função do coeficiente de reflexão é analisada.

Tabela 3.1 – Parâmetros utilizados nas simulações com ondas planas para minimização da potência acústica total.

Simulação	Função Custo	Q_p [m ³ /s]	Dimensões do duto [m]			Dimensões fonte controle [m]		Freq. [Hz]	Coef. Refl. Termin. Fonte Prim.	
			L	b	d	l	j		α	β
1	Minim. W	$10^{-4}+10^{-4}j$	4	0,15	0,15	0,03	0,03	400	0	0
2	Minim. W	$10^{-4}+10^{-4}j$	4	0,15	0,15	0,03	0,03	400	0,002	0,48
3	Minim. W	$10^{-4}+10^{-4}j$	4	0,15	0,15	0,03	0,03	400	0,05	0,05
4	Minim. W	$10^{-4}+10^{-4}j$	8	0,5	0,5	0,03	0,03	200	0	0
5	Minim. W	$10^{-4}+10^{-4}j$	8	0,5	0,5	0,03	0,03	200	0,002	0,48
6	Minim. W	$10^{-4}+10^{-4}j$	8	0,5	0,5	0,03	0,03	200	0,05	0,05

Tabela 3.2 – Parâmetros utilizados nas simulações com ondas planas para minimização da pressão em um ponto no interior do duto.

Simulação	Função Custo	Q_p [m ³ /s]	Dimensões do duto [m]			Dimensões fonte controle [m]		Freq. [Hz]	Coef. Refl. Termin. Fonte Prim.	
			L	b	d	l	j		α	β
7	Minim. P	$10^{-4}+10^{-4}j$	4	0,15	0,15	0,03	0,03	400	0	0
8	Minim. P	$10^{-4}+10^{-4}j$	4	0,15	0,15	0,03	0,03	400	0,002	0,48
9	Minim. P	$10^{-4}+10^{-4}j$	4	0,15	0,15	0,03	0,03	400	0,05	0,05
10	Minim. P	$10^{-4}+10^{-4}j$	8	0,5	0,5	0,03	0,03	200	0	0
11	Minim. P	$10^{-4}+10^{-4}j$	8	0,5	0,5	0,03	0,03	200	0,05	0,05
12	Minim. P	$10^{-4}+10^{-4}j$	8	0,5	0,5	0,03	0,03	200	0,002	0,48

As simulações descritas nas Tab. 3.1 e 3.2 têm também como objetivo a análise do efeito da localização da fonte de controle e do sensor de erro ao longo da direção axial do duto.

O controle ativo de ruído ótimo obtido com as configurações das Tab. 3.1 e 3.2 está mostrado nas Fig. 3.3 a 3.6. A validação dos resultados obtidos neste capítulo foi realizada utilizando como referência o trabalho de Zander e Hansen (1993). Os resultados obtidos no artigo citado foram reproduzidos utilizando todo o equacionamento aqui implementado validando, portanto, toda a teoria descrita.

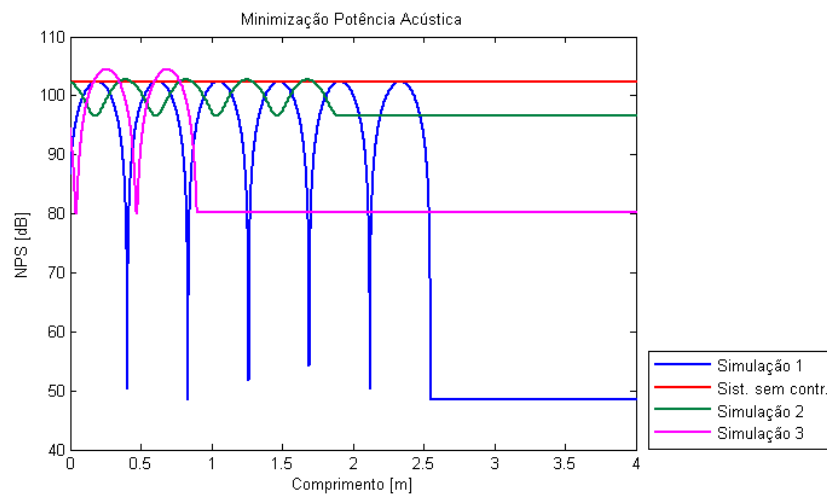


Figura 3.3 – Controle ativo de ruído baseado na minimização da potência total para configuração 1 do duto.

Na Fig. 3.3 está mostrado o controle ativo ótimo para um duto com frequência de corte igual a 1143 Hz (somente acima desta frequência terão modos de alta ordem se propagando). A curva vermelha representa o Nível de Pressão Sonora (NPS) ao longo da direção axial do duto do sistema sem controle, ou seja, somente a fonte primária está funcionando. Observa-se ainda nesta curva (vermelha) a ausência de amplitudes máximas e mínimas, a qual se deve à terminação do duto não ser reflexiva (duto semi-infinito), ou seja, as ondas provenientes da fonte primária se propagam por somente um sentido.

Já nas curvas verde, rosa e azul da Fig. 3.3 observa-se a presença de amplitudes máximas e mínimas devido à interferência dos campos de pressão da fonte primária e secundária, e também pelo fato da terminação da fonte primária ser reflexiva conforme especificado na Tab. 3.1.

Na Fig. 3.3 é possível analisar o efeito de cada terminação da fonte primária em função da máxima atenuação obtida na saída do duto.

Na Fig. 3.4 estão mostrados os resultados do controle ativo para um duto de frequência de corte igual a 343 Hz. A mesma análise da Fig. 3.3 pode ser feita para a Fig. 3.4.

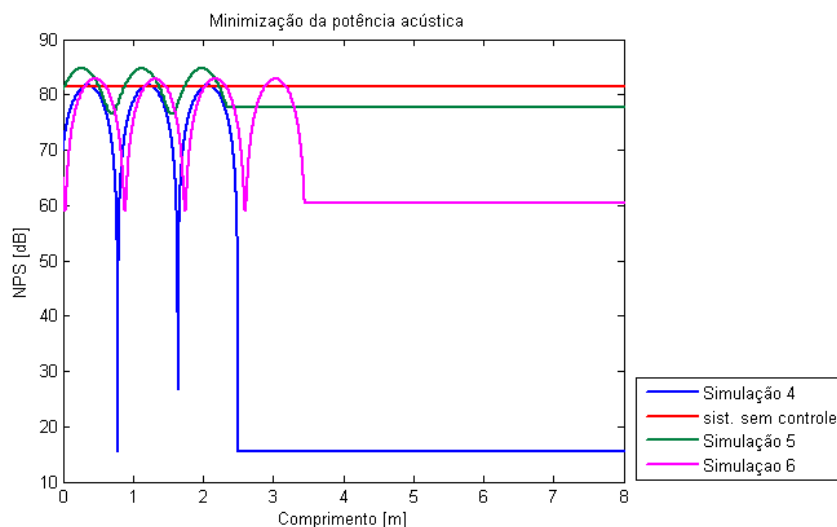


Figura 3.4 - Controle ativo de ruído baseado na minimização da potência total para configuração 2 do duto.

Nas Figs. 3.5 e 3.6 são mostrados os resultados utilizando as mesmas configurações das Figs. 3.3 e 3.4 (conforme mostrado na Tab. 3.2), respectivamente, porém o método de controle ativo é baseado na minimização da pressão sonora em um ponto no interior do duto.

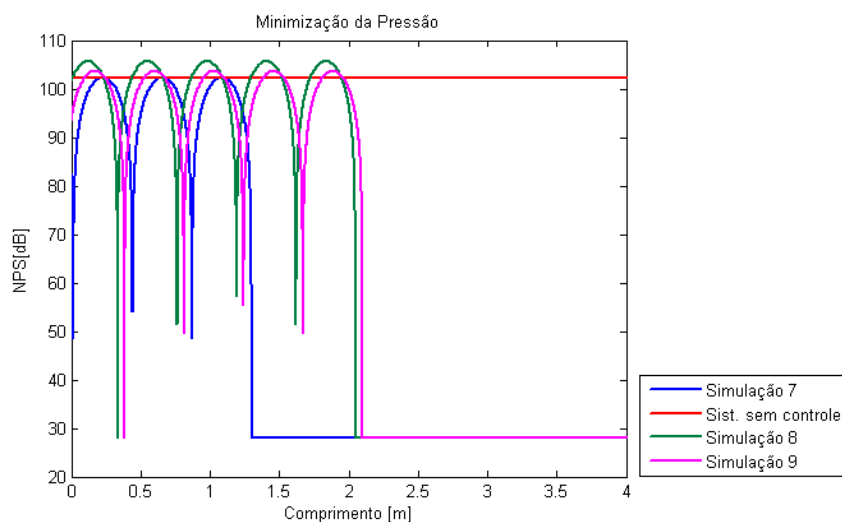


Figura 3.5 - Controle ativo de ruído baseado na minimização da pressão sonora em um ponto para a configuração 1 do duto.

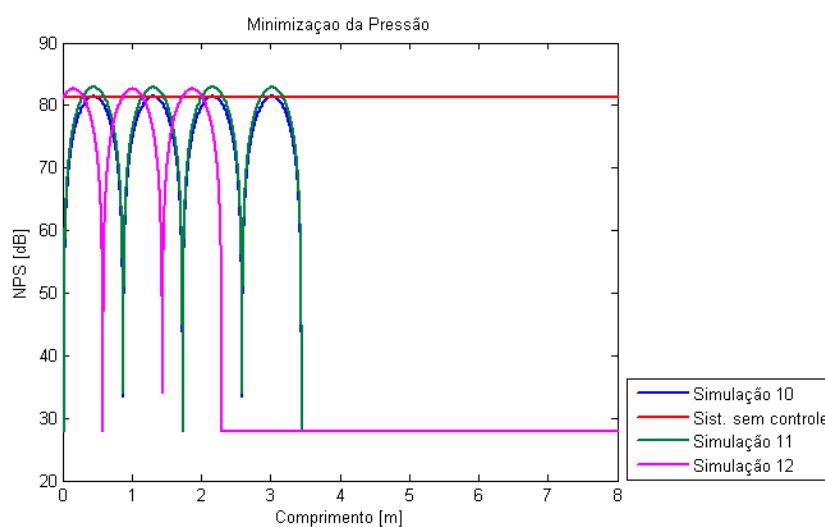


Figura 3.6 - Controle ativo de ruído baseado na minimização da pressão sonora em um ponto para a configuração 2 do duto.

Os resultados obtidos com o controle ativo de ruído ótimo mostrados nas Figs. 3.3 a 3.6 estão resumidos na Tab. 3.3.

Tabela 3.3 – Parâmetros ótimos de controle para as simulações analíticas com ondas planas.

Simulação	Q_{c_otim} [m ³ /s]	Posição Q_{c_otim} [m]	Atenuação [dB]
1	$-1,0158 \cdot 10^{-4} - 1,0158 \cdot 10^{-4} j$	2,55	54
2	$-6,0441 \cdot 10^{-5} + 4,3516 \cdot 10^{-5} j$	1,7	6
3	$-1,1634 \cdot 10^{-4} - 1,2482 \cdot 10^{-4} j$	0,85	22
4	$1,0369 \cdot 10^{-4} + 1,0369 \cdot 10^{-4} j$	2,5	66
5	$-2,1296 \cdot 10^{-6} + 1,2704 \cdot 10^{-4} j$	2,35	66
6	$-1,0480 \cdot 10^{-4} - 1,1706 \cdot 10^{-4} j$	3,45	21
7	$1,0051 \cdot 10^{-4} + 1,0051 \cdot 10^{-4} j$	1,3	82
8	$-1,3704 \cdot 10^{-4} + 1,5757 \cdot 10^{-4} j$	2,1	75
9	$9,3868 \cdot 10^{-5} + 1,3644 \cdot 10^{-4} j$	2,1	74
10	$-1,0027 \cdot 10^{-4} - 1,0027 \cdot 10^{-4} j$	3,45	74
11	$-1,0351 \cdot 10^{-4} - 1,3204 \cdot 10^{-4} j$	3,45	74
12	$-1,0738 \cdot 10^{-4} + 1,2266 \cdot 10^{-4} j$	2,3	74

Na Tab. 3.3, Q_{c_otim} é a velocidade de volume ótima da fonte de controle para se obter a atenuação máxima na saída do duto a qual está mostrada na quarta coluna desta mesma tabela. Na terceira coluna está descrita a posição da fonte de controle ao longo da direção axial (direção z) do duto. Deve ser ressaltado que, como há somente propagação de ondas planas no duto, a posição da fonte de controle e do sensor de erro (este último para o caso da minimização da pressão em um ponto) não depende da posição no plano xy .

Analizando as Figs. 3.3 e 3.4 têm-se que a atenuação obtida na saída do duto é diferente para os vários coeficientes de reflexão da terminação da fonte primária. Observa-se que a atenuação máxima decai à medida que a terminação do duto na fonte primária fica menos reflexiva.

Comparando as Figs. 3.3 com 3.5 e Figs. 3.4 com 3.6 se observa que a atenuação obtida com o método de controle de minimização da pressão em um ponto é mais eficiente e, esta estratégia de controle não depende do coeficiente de reflexão da terminação da fonte primária. Com este último método de controle, é possível obter atenuação total do ruído, porém para fins de simulação foi adicionado um ruído de fundo de 27 dB ao sistema.

O fato da estratégia de minimização da potência total não obter resultados satisfatórios quando comparado com a minimização da pressão em um ponto se deve ao fato da potência acústica de saída da fonte estar relacionada ao amortecimento do sistema. Por isso, para sistema com baixo amortecimento esta estratégia não é apropriada.

O método de controle ativo utilizando minimização da pressão em um ponto é a que mais se aproxima da aplicação prática. Pode ser observado que, como está se fazendo o controle somente de ondas planas, apenas uma fonte de controle e um sensor de erro são suficientes para atenuar o ruído. O que não pode ser afirmado para quando se tem mais de um modo acústico se propagando no interior do duto.

Da Tab. 3.3 temos a posição ótima da fonte de controle para cada simulação. Analisando estes dados, temos que o controle ativo se torna mais eficiente quando esta fonte está localizada na posição z que corresponde a um múltiplo da metade do comprimento de ondas da frequência de excitação. Este fato pode ser observado em todas as simulações realizadas. Caso contrário, uma velocidade de volume extremamente alta é necessária para efetuar o controle, inviabilizando então o sistema físico.

A posição do sensor de erro é um parâmetro fundamental para o sucesso do controle. Nas simulações realizadas, observou-se que uma boa localização do sensor de erro para as simulações 7 a 9 é na posição $z=3,7m$, e para as simulações 10 a 12 a melhor posição é em

$z=7,6\text{m}$, os quais são pontos situados após a fonte de controle na direção z , e que não sofrem influência do campo próximo da fonte de controle. Observa-se que estes pontos não estão localizados em um vale de pressão acústica, ou seja, em um ponto onde tenha amplitude de mínima pressão.

Quando se tem a formação de ondas estacionárias no interior do duto (impedância arbitrária nas terminações do duto), melhores resultados com controle são obtidos quando os sensores de erro estão localizados em uma região de anti-vale, ou seja, em picos de máxima amplitude de pressão acústica.

Simulações considerando fonte primária de pressão constante foram realizadas obtendo, portanto, resultados que fornecem as mesmas conclusões já citadas acima, com relação à posição de sensores de erro, atuadores e coeficiente de reflexão na fonte primária. Desta maneira, os resultados obtidos fornecem também uma boa aproximação da atenuação do ruído a ser obtida em um sistema de controle de um sistema de ventilação ou exaustão, bem como a velocidade de volume requerida para a fonte de controle e a posição da mesma.

Para verificar o efeito de impedância arbitrária na terminação final do duto foram realizadas simulações para uma determinada configuração de duto, considerando primeiramente terminação final anecóica e posteriormente com reflexão. Na terminação da fonte primária o coeficiente de reflexão adotado é igual a $(\alpha_1, \beta_1) = (0,05; 0,05)$.

O duto modelado possui comprimento $L=5\text{m}$ e seção transversal $0,215 \times 0,215 \text{ m}^2$. A fonte primária é considerada pontual, localizada em $(x_p, y_p, z_p) = (b/4, d/4, 0)$, e a fonte de controle é do tipo pistão vibrante de dimensão $0,03 \times 0,03 \text{ m}^2$ e está localizada no plano xy em $x_c=0,1$ e $y_c=0,1$. A frequência de excitação é igual a 600 Hz , sendo a frequência de corte do duto igual a 797 Hz .

Foram simulados os dois métodos de controle: minimização da potencia acústica e minimização da pressão em um ponto.

Na Fig. 3.7 podem ser observados os resultados obtidos para o duto com terminação final anecóica. Na Fig. 3.8 e Fig. 3.9 estão os resultados obtidos para o mesmo duto, utilizando o método de controle de minimização da pressão em um ponto e minimização da potência acústica total, respectivamente, porém, na terminação final há uma impedância fazendo com que esta terminação seja parcialmente reflexiva, e possui coeficientes de reflexão iguais a $(\alpha_2, \beta_2) = (0,05; 0,05)$.

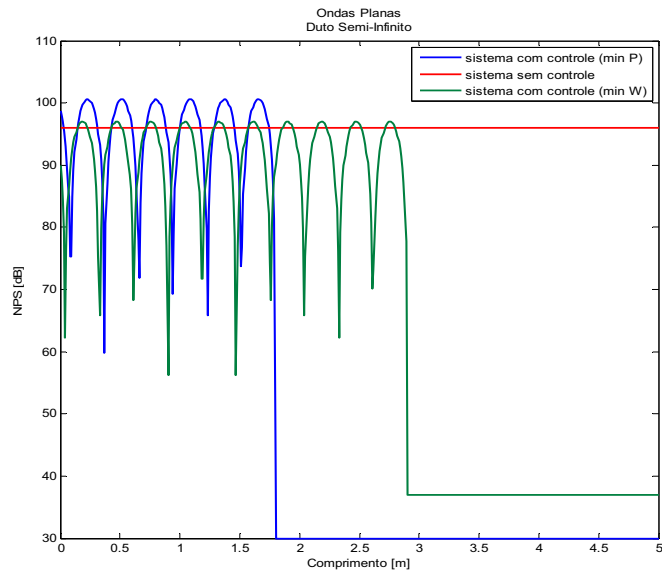


Figura 3.7 – Controle ativo analítico em um duto semi-infinito com ondas planas.

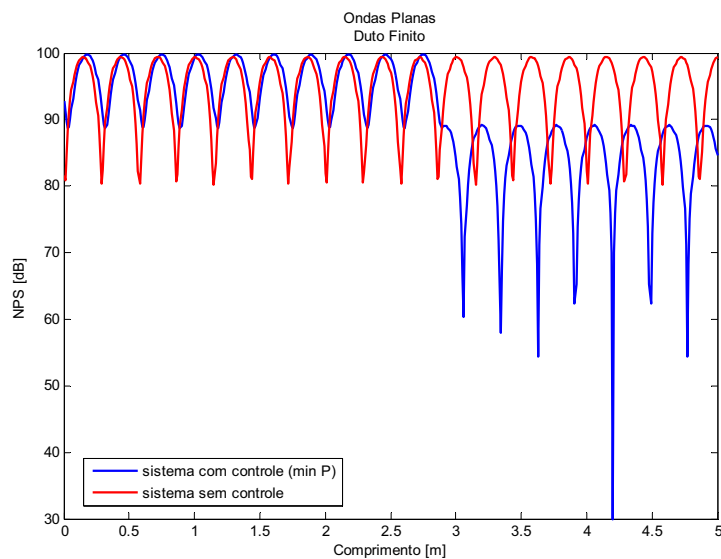


Figura 3.8 – Controle ativo em um duto finito com ondas planas utilizando o método de minimização da pressão em um ponto.

Observa-se na Fig. 3.7 que ambas as técnicas de controle para um duto semi-infinito, como minimização da potência acústica total e minimização da pressão sonora em um ponto, fornece atenuações da ordem de 60 dB. Ainda na Fig. 3.7, é possível observar onde a fonte de controle está localizada ao longo da direção axial do duto, resultando no ponto de maior decaimento da pressão sonora, sendo estas posições iguais a $z=1,8\text{m}$ para o método de minimização da pressão sonora em um ponto e $z=2,9\text{m}$ para o método de minimização da

potência acústica total. Após inserção da fonte de controle observa-se que não há reflexão de ondas sonora, uma vez que a pressão se torna constante.

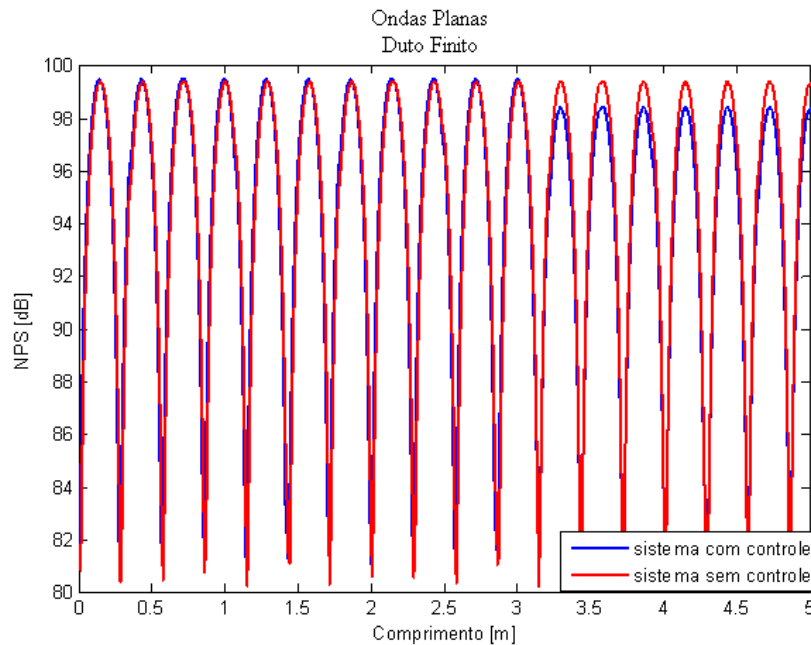


Figura 3.9 – Controle ativo em um duto finito com ondas planas utilizando o método de minimização da potência acústica total.

Na Fig. 3.8 se observa uma menor atenuação do ruído com o controle ativo quando comparado com a mesma técnica na Fig. 3.7. Este comportamento se deve à terminação do duto, a qual se caracteriza por ser reflexiva. No entanto, após o ponto onde está localizada a fonte de controle ($z=2,8\text{m}$), observa-se a redução do NPS ao longo do comprimento do duto, obtendo, portanto, uma atenuação global da ordem de 55 dB.

Já na Fig. 3.9, observa-se que utilizando o método de minimização da potência acústica total o resultado do controle ativo é insatisfatório, obtendo, portanto, um nível de atenuação do ruído insignificante. Os resultados obtidos nas Fig. 3.7 a 3.9 estão resumidos na Tab. 3.4.

Para o duto com terminação final anecóica o nível de atenuação obtida é muito maior quando comparado com o duto de terminações reflexivas (conforme pode ser visto na Tab. 3.4). Este fato se deve a que os resultados obtidos para um duto finito são dependentes da magnitude e fase da reflexão proveniente do fim do duto. E fica também mais evidente a influência da posição dos atuadores e dos sensores de erro no resultado do controle quando se tem a formação de ondas estacionárias no duto, conforme já citado anteriormente.

Tabela 3.4 – Resultados obtidos nas simulações com dutos semi-infinitos e finitos com ondas planas.

Simulação	Q_{c_otim} [m ³ /s]	Posição Q_{c_otim} [m]	Atenuação [dB]
Duto Semi-Infinito Minim. W	$-1,1149 \cdot 10^{-4} - 1,1149 \cdot 10^{-4} j$	2,9	66
Duto Semi-Infinito Minim. P	$-1,6823 \cdot 10^{-4} - 1,6823 \cdot 10^{-4} j$	1,8	60
Duto Finito Minim. W	$1,9917 \cdot 10^{-5} + 1,9917 \cdot 10^{-5} j$	3,1	1
Duto Finito Minim. P	$-1,5016 \cdot 10^{-4} - 1,5232 \cdot 10^{-4} j$	2,8	13

Na Fig. 3.9, e também na Tab. 3.4, observa-se que não há uma redução significativa do nível de ruído do sistema (apenas 1 dB) quando se utiliza o método de controle baseado na minimização da potência acústica total. Este resultado já era esperado, pois como visto anteriormente na simulação 5, este método está relacionado ao amortecimento do sistema. O amortecimento para coeficientes de reflexão igual a $(\alpha, \beta) = (0.05, 0.05)$ é pequeno, desta maneira esta estratégia de controle não é indicada. Um duto semi-infinito é um sistema altamente amortecido, por isso a utilização desta técnica para este tipo de sistema. Porém, dependendo de quão reflexivo seja a terminação da fonte primária, a utilização deste método é questionável (ZANDER; HANSEN, 1993).

A posição do sensor de erro para ambos os casos (duto semi-infinito e finito) é em $z=4,2m$, como pode ser observado na Fig. 3.8 onde nesta posição se obtém o mínimo nível de pressão sonora. Observou-se que, nesta posição, o sensor de erro está localizado sobre um ponto de máximo da pressão sonora, quando o sistema tem somente a fonte primária em funcionamento, o que é indicado para obter um controle ativo de ruído eficiente.

De posse dos resultados obtidos e das conclusões acima descritas, o método de controle baseado na minimização da pressão em um ponto é o mais adequado para utilizar em simulações analíticas de sistemas de controle ativo de ruído do tipo “*feedforward*” para sistemas com propagação de ondas planas.

3.3 – Modos de Alta Ordem

Quando a frequência de excitação do sistema é maior que a primeira frequência de corte e conseqüentemente seu comprimento de onda se torna comparável com as dimensões do duto, então, não somente ondas planas se propagam no interior do duto, mas sim modos de alta ordem.

Para um duto retangular de comprimento L , onde esta dimensão é maior que sua profundidade, então seu primeiro modo de alta ordem pode se propagar quando o duto é excitado por uma frequência de corte dada pela razão entre a velocidade do som e duas vezes o comprimento do duto (ELLIOT, 2001).

O número de modos de alta ordem, os quais são capazes de propagar em um duto retangular (ou seja, os modos de cavidade), aumentam significativamente com a frequência de excitação conforme pode ser observado na curva da Fig. 3.10 (considerando um duto de seção transversal $0.5 \times 0.5 \text{ m}^2$ e comprimento 8 m), a qual foi obtida utilizando a Eq. (3.48) (GERGES, 2000):

$$N = \frac{4\pi V}{3c_o^3} f^3 + \frac{\pi S}{4c_o^2} f^2 + \frac{L}{8c_o} f \quad (3.48)$$

onde S é a área da superfície das paredes do duto, $S=2(L_x L_y + L_y L_z + L_z L_x)$; e L é a soma dos comprimentos das arestas do duto, $L=4(L_x+L_y+L_z)$, V é o volume do duto, f é a frequência em Hz.

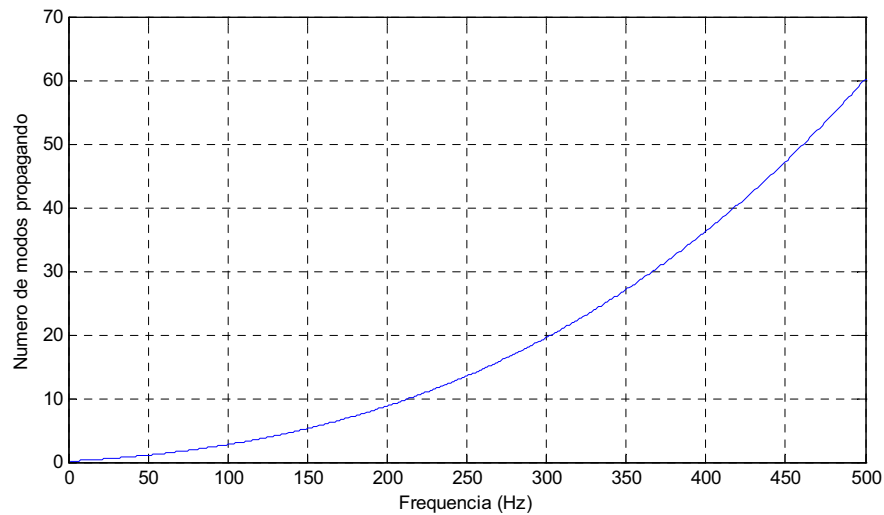


Figura 3.10 – Número de modos propagando em um duto retangular em função da frequência.

Dependendo da frequência máxima de análise do sistema, a quantidade de energia sendo transmitida em cada modo é significativa, ou seja, ela consegue se propagar até a terminação do duto. Sendo assim, um sistema de controle ativo com um grande número de canais é necessário para atenuar a pressão sonora principalmente nas altas frequências.

3.3.1 – Modelo Analítico do Duto Semi-Infinito

3.3.1.1 – Fonte Primária Velocidade Constante – 1 Fonte de Controle

Para o desenvolvimento das equações que governam o campo acústico no interior de um duto onde se propagam modos de alta ordem, considere a configuração do duto mostrada na Fig. 3.11.

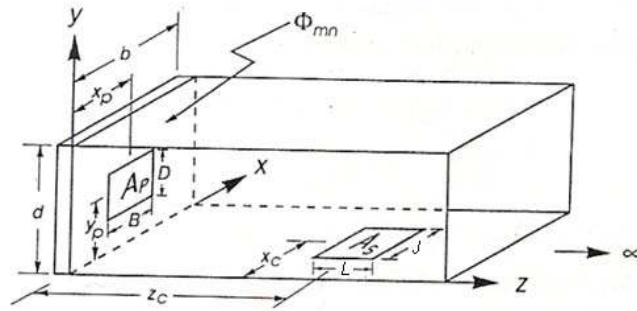


Figura 3.11 - Sistema de coordenadas para um duto semi-infinito com propagação de modos de alta ordem

A configuração do duto mostrada na Fig. 3.11 é similar à da Fig. 3.1, utilizada na análise de ondas planas, exceto pelo fato de que a fonte primária é menor ou igual à seção transversal do duto e está localizada em (x_p, y_p, z_p) . Considera-se também, na Fig. 3.11 que a fonte de controle tem comprimento L , largura J e está localizada em (x_c, y_c, z_c) . O duto considerado tem seção transversal igual a $b \times d$.

Para um duto semi-infinito, com uma fonte primária plana e finita, com frequência ω (rad.s^{-1}), centro da fonte localizada na posição $(x_p, y_p, 0)$, a pressão em um ponto (x, y, z) do duto é dada, utilizando a função de Green (FAHY, 2001), por:

$$p_p(x, y, z) = j\rho_o\omega \int_{A_p} u_p(x_o, y_o) G(x, x_o, \omega) dx_o dy_o \quad (3.49)$$

onde $u_p(x_o, y_o)$ é a velocidade da partícula na localização (x_o, y_o) na face da fonte primária de largura B e altura D , a qual tem área da superfície igual a A_p .

A amplitude de pressão em um ponto arbitrário (x,y,z) devido a uma fonte primária localizada em (x_o,y_o,z_o) pode então ser obtida manipulando as Eq. (3.2) e Eq. (3.49), resultando então em:

$$p_p(x,y,z) = \frac{\rho_o \omega}{S} \sum_m \sum_n \int_{A_p} u_p \frac{\Psi_{mn}(x,y) \Psi_{mn}(x_o,y_o)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} e^{-jk_{mn}z} dx_o dy_o \quad (3.50)$$

Resolvendo a integral da Eq. (3.50) para um duto retangular e uma fonte primária também retangular de velocidade de volume Q_p , a qual está localizada no plano da seção transversal do duto, conforme Fig. 3.10 temos que:

$$p_p(x,y,z) = \frac{\rho_o \omega Q_p}{SA_p} \sum_n \frac{\Psi_{mn}(x,y) \Psi_{mn}(x_p,y_p) \gamma_{pmn}}{\Lambda_{mn} k_{mn}} e^{-jk_{mn}z} \quad (3.51)$$

onde (x_p,y_p) é a localização do centro da fonte primária a qual está no plano $z=0$; γ_{pmn} é o fator de tamanho da fonte primária finita dado por:

$$\gamma_{pmn} = \begin{cases} \frac{2b}{m\pi} \sin\left(\frac{m\pi B}{2b}\right) \frac{2d}{n\pi} \sin\left(\frac{n\pi D}{2d}\right) & m, n \neq 0 \\ BD & m = n = 0 \end{cases} \quad (3.52)$$

Note que para o caso onde somente ondas planas se propagam no duto, $m=n=0$, então $\Psi_{00}=1$, $\Lambda_{00}=1$ e $k_o=\omega/c_o$.

No entanto, se a fonte primária for considerada pontual, a Eq. (3.51) se torna:

$$p_p(x,y,z) = \frac{\rho_o \omega Q_p}{S} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\Psi_{mn}(x,y) \Psi_{mn}(x_o,y_o)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} e^{-jk_{mn}z} \quad (3.53)$$

onde $\Psi_{mn}(x,y)$, Λ_{mn} e k_{mn} são definidas pelas Eq. (3.3), (3.4) e (3.5) respectivamente.

A pressão média na face da fonte primária finita é dada por:

$$p_{p/p} = \frac{1}{A_p} \int_{A_p} p_p(x_o, y_o, z_o) dx_o dy_o \quad (3.54)$$

onde o subscrito p/p refere-se à quantidade na fonte de controle devido à fonte primária. Similarmente p/c refere-se à quantidade na fonte primária devido à fonte de controle.

Resolvendo a integral da Eq. (3.54), temos que a pressão sonora na face da fonte primária pode ser calculada como:

$$p_{p/p} = \frac{\rho_o \omega Q_p}{A_p^2 S} \sum_m \sum_n \frac{\gamma_{pmn}^2 \Psi_{mn}^2(x_p, y_p)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} \quad (3.55)$$

A Eq. (3.54) pode ser reescrita para cálculo da pressão média na face da fonte de controle, a qual está localizada no plano xz na parede do duto, devido à contribuição da fonte primária, resultando em:

$$p_{c/p} = \frac{1}{A_c} \int_{A_p} p_p(x, y, z) dx dy \quad (3.56)$$

onde A_c é a área da superfície da fonte de controle de comprimento L na direção axial e largura J .

Substituindo a Eq. (3.51) em (3.56), tem-se a pressão média na face da fonte de controle devido à fonte primária, dada por:

$$p_{c/p} = \frac{\rho_o \omega Q_p}{A_p A_c S} \sum_m \sum_n \frac{\gamma_{pmn} \gamma_{cmn} \Psi_{mn}(x_p, y_p) \Psi_{mn}(x_c, y_c)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} e^{-jk_{mn} z_c} \quad (3.57)$$

onde z_c é a distância axial da fonte primária (localizada em $z=0$) até o centro da fonte de controle a qual está localizada em (x_c, y_c, z_c) ; γ_{cmn} é o fator da fonte de controle, dado por:

$$\gamma_{cmn} = \begin{cases} (-1)^n \frac{2b}{m\pi} \text{sen}\left(\frac{m\pi J}{2b}\right) \frac{2}{k_{mn}} \text{sen}\left(\frac{k_{mn} L}{2}\right) & m, n \neq 0 \\ JL & m = n = 0 \end{cases} \quad (3.58)$$

A pressão sonora, em um ponto qualquer no interior do duto, proveniente diretamente de uma fonte de controle pontual localizada em (x_c, y_c, z_c) é escrita como:

$$p_{c_d}(x, y, z) = \frac{\rho_o \omega Q_c}{2S} \sum_m \sum_n \frac{\Psi_{mn}(x, y) \psi_{mn}(x_c, y_c)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} e^{-jk_{mn}|z-z_c|} \quad (3.59)$$

onde o subscrito d se refere a uma onda acústica provinda diretamente da fonte sem contribuição de reflexão sonora.

Para simplificar as análises, será admitida que a terminação do duto onde está localizada a fonte primária é rígida. Sendo assim, a pressão no ponto (x, y, z) devido à onda de pressão refletida da terminação da fonte primária é dada por:

$$p_{c_r}(x, y, z) = \frac{\rho_o \omega Q_c}{2S} \sum_m \sum_n \frac{\Psi_{mn}(x, y) \Psi_{mn}(x_c, y_c)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} e^{-jk_{mn}(z+z_c)} \quad (3.60)$$

onde o subscrito r se refere à componente de pressão proveniente da reflexão causada pela terminação da fonte primária.

Desta maneira, a pressão total em um ponto do duto devido à fonte de controle é igual à soma das componentes de pressão direta (Eq. (3.59)) e refletida (Eq. (3.60)), resultando em:

$$p_c(x, y, z) = p_{c_d}(x, y, z) + p_{c_r}(x, y, z) \quad (3.61)$$

Portanto, a pressão sonora total em um ponto (x, y, z) localizado em $z \geq z_c$, devido à fonte de controle é dado por:

$$p_c(x, y, z) = \frac{\rho_o \omega Q_c}{S} \sum_m \sum_n \left[\frac{\Psi_{mn}(x, y) \Psi_{mn}(x_c, y_c)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} e^{-jk_{mn}z} \cos(k_{mn}z_c) \right] \quad (3.62)$$

Para um ponto localizado na direção axial $0 \leq z \leq z_c$, a pressão sonora em um ponto (x, y, z) para uma fonte de controle pontual vale:

$$p_c(x, y, z) = \frac{\rho_o \omega Q_c}{S} \sum_m \sum_n \left[\frac{\Psi_{mn}(x, y) \Psi_{mn}(x_c, y_c)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} e^{-j(k_{mn} z_c + \beta)} \cos(k_{mn} z) \right] \quad (3.63)$$

onde (x_c, y_c, z_c) são as coordenadas da fonte de controle.

Fazendo uma análise similar à que foi feita para a fonte primária, a pressão média sobre a superfície da fonte de controle de dimensões $L \times J$, devido ao campo sonoro produzido pela fonte de controle, pode ser representado por:

$$p_{c/c} = \frac{\rho_o \omega Q_c}{A_c^2 S} \sum_m \sum_n \frac{\gamma_{cmn}^2 \Psi_{mn}^2(x_c, y_c)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} e^{-jk_{mn} z_c} \cos(k_{mn} z_c) \quad (3.64)$$

Na equação abaixo está definida a pressão sonora na face da fonte primária devido à fonte de controle:

$$p_{p/c} = \frac{\rho_o \omega Q_c}{A_c A_p S} \sum_m \sum_n \frac{\gamma_{cmn} \gamma_{pmn} \Psi_{mn}(x_p, y_p) \Psi_{mn}(x_c, y_c)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} e^{-jk_{mn} z_c} \quad (3.65)$$

Para uma melhor representação do sistema real, obtendo maior precisão dos resultados simulados, a impedância da terminação do duto em $z=0$, ou seja, a impedância na terminação do duto onde está localizada a fonte primária deve ser considerada. Assume-se que para a terminação do duto considerada, a parede é plana com impedância uniforme, sendo assim, não haverá acoplamentos de modos ou múltiplas reflexões de um único modo incidente. A alteração resultante na onda sonora incidente devido à impedância da superfície em questão pode ser expressa pelo termo exponencial, $e^{-2\Phi_{mn}}$, para o mn -ésimo modo considerado, onde:

$$\Phi_{mn} = \pi \alpha_{mn} + j \pi \beta_{mn} \quad (3.66)$$

Da mesma maneira que foi feita a análise para ondas planas (seção 3.2), pode-se demonstrar que a pressão, devido somente à fonte de controle, em um ponto (x, y, z) posicionado entre as fontes primária e de controle, $0 \leq z \leq z_c$, é dada por (HANSEN; SNYDER, 1997):

$$p_c(x, y, z) = \frac{\rho_o \omega Q_c}{S} \sum_m \sum_n \left[\frac{\Psi_{mn}(x, y) \Psi_{mn}(x_c, y_c)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} e^{(-\Phi_{mn} - jk_{mn} z_c)} \cosh(\Phi_{mn} + jk_{mn} z) \right] \quad (3.67)$$

Similarmente, para um ponto localizado em $z \geq z_c$,

$$p_c(x, y, z) = \frac{\rho_o \omega Q_c}{S} \sum_m \sum_n \left[\frac{\Psi_{mn}(x, y) \Psi_{mn}(x_c, y_c)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} e^{(-\Phi_{mn} - jk_{mn} z)} \cosh(\Phi_{mn} + jk_{mn} z_c) \right] \quad (3.68)$$

Portanto, considerando uma terminação arbitrária em $z=0$, as Eq. (3.64) e (3.65) podem ser escritas da seguinte maneira:

$$p_{p/c} = \frac{\rho_o \omega Q_c}{A_c A_p S} \sum_m \sum_n \frac{\gamma_{cmn} \gamma_{pmn} \Psi_{mn}(x_p, y_p) \Psi_{mn}(x_c, y_c)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} e^{(-jk_{mn} z_c + \Phi_{mn})} \cosh(\Phi_{mn}) \quad (3.69)$$

$$p_{c/c} = \frac{\rho_o \omega Q_c}{A_c^2 S} \sum_m \sum_n \frac{\gamma_{cmn}^2 \Psi_{mn}^2(x_c, y_c)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} e^{(-jk_{mn} z_c + \Phi_{mn})} \cosh(\Phi_{mn} + jk_{mn} z_c) \quad (3.70)$$

Ressalta-se que até o momento, a pressão acústica obtida em um ponto é expressa como a soma de contribuição modal de n modos, com n tendendo a infinito. No entanto, na prática, para uma frequência de excitação ω , existe n modos que não conseguem se propagar acima desta frequência. Este fato pode ser equacionado da seguinte maneira:

$$\begin{aligned} \omega &\geq k_{mn} c_o && \text{os modos acústico propagam} \\ \omega &< k_{mn} c_o && \text{os modos acústicos não propagam} \end{aligned} \quad (3.71)$$

onde k_{mn} é o autovalor modal, dado por:

$$k_{mn} = \sqrt{\left(\frac{\pi m}{b}\right)^2 + \left(\frac{\pi n}{d}\right)^2} \quad (3.72)$$

Portanto, modos acústicos tendo autovalores modais maiores que ω / c_o não conseguem se propagar na direção axial do duto, pois estes modos decaem exponencialmente com o aumento da distância axial entre o ponto e a fonte primária. Para estes tipos de modos (também chamados de evanescentes), a pressão acústica e a velocidade da partícula se encontram fora de fase, não transportando energia até a saída do duto.

A amplitude da pressão acústica total na face da fonte primária é dada por:

$$p_p = p_{p/p} + p_{p/c} \quad (3.73)$$

Já a pressão na face da fonte de controle resulta em:

$$p_c = p_{c/p} + p_{c/c} \quad (3.74)$$

Portanto, a potência total irradiada pela terminação final do duto é encontrada substituindo as Eq. (3.73) e Eq. (3.74) na Eq. (3.1).

3.3.1.2 – Múltiplas Fontes de Controle

Considerando primeiramente duas fontes de controle, e admitindo que o subscrito 1 se refere à fonte de controle 1, c_1 , e o subscrito 2 se refere à fonte de controle 2, c_2 , um procedimento semelhante ao item anterior será utilizado para desenvolver as equações que modelam o campo acústico no interior do duto.

Na Fig. 3.12 está mostrada a configuração do duto representando a utilização de duas fontes de controle (c_1 e c_2).

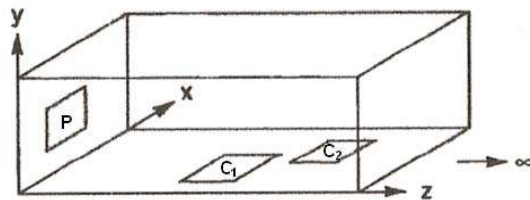


Figura 3.12 – Sistema de controle utilizando duas fontes de controle.

Assumido que a fonte de controle c_2 está localizada em uma distância axial maior em relação à distância entre a fonte primária e a fonte de controle c_1 , ou seja, $z_{c2} \geq z_{c1}$, então a pressão média na face da fonte c_2 devido à fonte c_1 é dado por:

$$p_{c_2/c_1} = \frac{\rho_o \omega Q_{c_1}}{A_{c_1} A_{c_2} S} \sum_m \sum_n \frac{\gamma_{c_1 mn} \gamma_{c_2 mn} \Psi_{mn}(x_{c_1}, y_{c_1}) \Psi_{mn}(x_{c_2}, y_{c_2})}{\Lambda_{mn} k_{mn}} \cos(k_{mn} z_{c_1}) e^{(-jk_{mn} z_{c_2})} \quad (3.75)$$

Para ondas planas, a Eq. (3.75) pode ser reescrita como:

$$p_{c_2/c_1} = \frac{\rho_o c_o}{S} Q_{c_1} e^{-jk_o z_{c_2}} \cos(k z_{c_1}) \operatorname{sinc}\left[\frac{k L_1}{2}\right] \operatorname{sinc}\left[\frac{k L_2}{2}\right] \quad (3.76)$$

onde a função *sinc* é definida como $\operatorname{sinc}(x) = \sin(x)/x$, sendo x um argumento arbitrário.

Uma expressão similar pode ser derivada para p_{c_1/c_2} , e então a pressão sonora total na fonte c_1 pode ser escrita como:

$$p_{c_1} = p_{c_1/p} + p_{c_1/c_1} + p_{c_1/c_2} \quad (3.77)$$

onde $p_{c_1/p}$ é equivalente à $p_{c/p}$ da Eq. (3.57), e p_{c_1/c_1} é equivalente a $p_{c/c}$ da Eq. (3.64).

Portanto, a potência acústica total irradiada para fora do duto devido a um sistema de controle com duas fontes é dada por:

$$W = \frac{1}{2} \operatorname{Re} [Q_p p_p^* + Q_{c1} p_{c1}^* + Q_{c2} p_{c2}^*] \quad (3.78)$$

3.3.1.3 – Fonte Primária de Pressão Constante

O procedimento para calcular a potência total e a velocidade de volume ótima da fonte de controle para uma fonte primária de pressão constante é similar ao utilizado para propagação de ondas planas no item 3.2. A característica desta fonte primária é que a pressão acústica na superfície desta é a mesma antes e depois do controle ativo com a fonte de controle, o que não acontece com uma fonte de velocidade de volume constante.

A partir das Eqs. (3.57) e (3.73), a pressão acústica na face da fonte primária, juntamente com a fonte de controle em funcionamento, é representada por:

$$p_p = \frac{\rho_o \omega Q_p'}{A_p^2 S} \sum_m \sum_n \frac{\gamma_{pmn}^2 \Psi_{mn}^2(x_p, y_p)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} + \frac{\rho_o \omega Q_c}{A_p A_c S} \sum_m \sum_n \frac{\gamma_{pmn} \gamma_{cmn} \Psi_{mn}(x_p, y_p) \Psi_{mn}(x_c, y_c)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} e^{-jk_{mn} z_c} \quad (3.79)$$

No entanto, a pressão descrita pela Eq. (3.79) deve ser igual à pressão quando não há fonte de controle em funcionamento, ou seja:

$$p_p = \frac{\rho_o \omega Q_p'}{A_p^2 S} \sum_m \sum_n \frac{\gamma_{pmn}^2 \Psi_{mn}^2(x_p, y_p)}{\Lambda_{mn} k_{mn}} \quad (3.80)$$

Igualando as Eq. (3.79) e (3.80), o termo Q_p' pode ser obtido em termos de Q_p . Para obter a pressão sonora total na face da fonte primária e na face da fonte de controle quando as duas estiverem em funcionamento, substitui Q_p nas Eqs. (3.55), (3.57), (3.64) e (3.65). Um procedimento similar pode ser utilizado para derivar as equações quando for considerada uma terminação com impedância arbitrária na fonte primária.

3.3.2 – Modelo Analítico do Duto Finito

Como já citado anteriormente, quando a terminação final do duto for não-aneecóica, as ondas propagando na direção positiva axial do duto são refletidas no sentido de volta para a fonte primária.

Se os modos de alta ordem se propagam no interior do duto, cada modo possui uma amplitude para o coeficiente de reflexão, $e^{-2\Phi_{2mn}}$.

A seguir será derivada a pressão sonora em um duto finito na posição $x=(x,y,z)$ resultante de uma fonte de controle localizada numa posição $x_c=(x_c, y_c, z_c)$ no duto. Para melhor visualizar a configuração do duto em estudo, na Fig. 3.13 está mostrado o modelo utilizado.

A pressão sonora devido à onda direta, sem considerar reflexão, é dada por:

$$p_1(x) = \sum_m \sum_n A_{mn} e^{-jk_{mn}|z-z_c|} \quad (3.81)$$

A pressão sonora devido à onda refletida pela terminação final do duto vale:

$$p_2(x) = \sum_m \sum_n A_{mn} e^{-jk_{mn}(z_c+z)} e^{-2\Phi_{mn}} \quad (3.82)$$

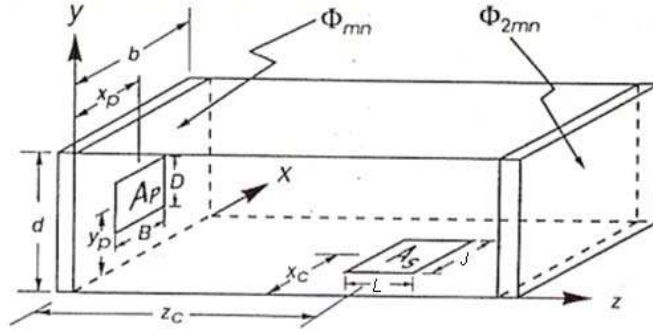


Figura 3.13 – Modelo de um Duto Finito

A pressão sonora devido à onda refletida pela terminação da direita do duto é calculada como:

$$p_3(x) = \sum_m \sum_n A_{mn} e^{jk_{mn}(z_c+z)} e^{-2\Phi_{2mn}} e^{-j2k_{mn}L} \quad (3.83)$$

A pressão sonora devido à onda refletida pelas duas terminações do duto é dada por:

$$p_4(x) = \sum_m \sum_n A_{mn} e^{jk_{mn}|z_c-z|} e^{-2\Phi_{2mn}} e^{-2\Phi_{mn}} e^{-j2k_{mn}L} \quad (3.84)$$

onde: $A_{mn} = \frac{\rho_o \omega Q_c}{2S} \frac{\Psi_{mn}(x) \Psi_{mn}(x_c)}{\Lambda_{mn} k_{mn}}$; $e^{-2\Phi_{mn}}$ é a impedância característica da terminação final do duto para o modo m,n ; $e^{-2\Phi_{2mn}}$ é a impedância característica da terminação inicial do duto ($z=0$) para o modo m,n .

Somando as Eqs. (3.81) a (3.84), juntamente com os coeficientes de reflexões considerados, tem-se a pressão sonora total no ponto x devido a uma fonte pontual em x_c , resultando em:

$$p(x) = \sum_m \sum_n A_{mn} [e^{-jk_{mn}|z_c-z|} + e^{-jk_{mn}(z_c+z)} e^{-2\Phi_{mn}} + e^{jk_{mn}(z_c+z)} e^{-j2k_{mn}L} e^{-2\Phi_{2mn}} + e^{jk_{mn}|z_c-z|} e^{-2\Phi_{2mn}} e^{-2\Phi_{mn}} e^{-j2k_{mn}L}] T_n \quad (3.85)$$

onde T_n é o fator de reverberação modal, definido como:

$$T_n = \frac{1}{1 - e^{-j2k_{mn}L} e^{-2\Phi_{mn}} e^{-2\Phi_{2mn}}} \quad (3.86)$$

Para uma fonte instalada na terminação esquerda do duto no plano da seção transversal, o segundo termo da Eq. (3.85) é omitido. Já para uma fonte de controle finita instalada na parede do duto, no plano x - z , o fator γ_{cmn} deve ser utilizado para corrigir as equações anteriores quanto ao tamanho da fonte.

Para uma fonte primária localizada no plano da seção transversal em $z=0$, o resultado para uma fonte pontual deve ser multiplicado pelo fator de fonte finita, γ_{pmn} . Ou seja, A_{mn} se torna $A_{mn}\gamma_{pmn}$. Para ambas as fontes, de controle e primária, de tamanho finito, γ_{pmn} é substituído por $A_{mn}\gamma_{pmn}\gamma_{cmn}$.

3.3.3 - Método de Controle Ativo baseado na Minimização da Potência Acústica Total

Para um duto com impedância uniforme em suas terminações, a potência total irradiada por N fontes primárias e M fontes de controle pode ser escrita, segundo Zander e Hansen (1993), como uma função quadrática da velocidade de volume da fonte de controle:

$$W = Q_c^H a Q_c + b_1 Q_c + Q_c^H b_2 + c \quad (3.87)$$

onde:

$$Q_c = [Q_{c_1} \quad Q_{c_2} \quad Q_{c_3} \quad \dots \quad Q_{c_M}]^T \quad (3.88)$$

$$a = \text{Re}\{Z_c(x_c)^H\} \quad (3.89)$$

$$b_1 = Q_p^H \text{Re}\{Z_p(x_c)^H\} \quad (3.90)$$

$$b_2 = \text{Re}\{Z_c(x_p)^H\} Q_p \quad (3.91)$$

$$c = Q_p^H \operatorname{Re}\{Z_p(x_p)^H\} Q_p \quad (3.92)$$

sendo $Z_p(x_c)$ uma matriz função de transferência $M \times N$ a qual relaciona a pressão acústica na localização x_c da fonte de controle com a velocidade de volume Q_p da fonte primária, tal como pode ser observado em:

$$Z_p(x_c) = \begin{bmatrix} \frac{p(x_{c_1}, x_{p_1})}{Q_{p_1}} & \dots & \frac{p(x_{c_1}, x_{p_N})}{Q_{p_N}} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{p(x_{c_M}, x_{p_1})}{Q_{p_1}} & \dots & \frac{p(x_{c_M}, x_{p_N})}{Q_{p_N}} \end{bmatrix} \quad (3.93)$$

Similarmente à Eq. (3.93), tem-se $Z_c(x_p)$ de dimensões $(N \times M)$, $Z_c(x_c)$ de tamanho $(M \times M)$ e $Z_p(x_p)$ de dimensão $(N \times N)$.

Para determinar a velocidade de volume ótima da fonte de controle a fim de obter um controle ativo ótimo do sistema, a Eq. (3.87) é diferenciada com relação às partes reais e imaginárias da velocidade de volume da fonte de controle, Q_c , e o resultado é igualado a zero, uma vez que a Eq.(3.87) é quadrática, resultando portanto em um ponto de ótimo global (vide Anexo V para auxílio no processo de derivada de variáveis conjugadas):

$$Q_{c_{opt}} = -a^{-1}b \quad (3.94)$$

$$\text{onde: } b = \frac{1}{2} \{b_1^H + b_2\} \quad (3.95)$$

3.3.4 - Método de Controle Ativo baseado na Minimização da Pressão em um Ponto

Para o critério de minimização da amplitude de pressão num ponto, $|p(x)|^2$, a Eq. (3.87) é reescrita apenas modificando o parâmetro a ser minimizado (ZANDER; HANSEN, 1993), ou seja:

$$|p(x)|^2 = Q_c^H a Q_c + b_1 Q_c + Q_c^H b_2 + c \quad (3.96)$$

sendo:

$$a = Z_c^H Z_c \quad (3.97)$$

$$b = Z_c^H Z_p Q_p \quad (3.98)$$

$$c = Q_p^H Z_p^H Z_p Q_p \quad (3.99)$$

onde Z_p é a razão entre a pressão em um ponto x e a velocidade de volume da fonte primária, $Q_p = [Q_{p_1} \ Q_{p_2} \ \dots \ Q_{p_N}]^T$, para N fontes primárias e o sobrescrito T indica matriz transposta. Portanto:

$$Z_p = \begin{bmatrix} \frac{p(x, x_{p_1})}{Q_{p_1}} & \dots & \frac{p(x, x_{p_N})}{Q_{p_N}} \end{bmatrix} \quad (3.100)$$

e de uma maneira similar, Z_c é a razão entre a pressão no ponto x e a velocidade de volume da fonte de controle Q_c , tal que:

$$Z_c = \begin{bmatrix} \frac{p(x, x_{c_1})}{Q_{c_1}} & \dots & \frac{p(x, x_{c_N})}{Q_{c_N}} \end{bmatrix} \quad (3.101)$$

Sendo assim, a velocidade de volume ótima da fonte de controle é dada pela Eq. (3.94).

3.3.5 - Método de Controle Ativo baseado na Minimização da Energia Potencial Acústica

A energia potencial acústica, E_p , em uma região do duto é definida como sendo a soma das pressões ao quadrado de uma quantidade l de pontos distribuídos nesta região (ZANDER; HANSEN, 1993). Desta maneira, a função custo a ser minimizada para realizar o controle ativo pode ser escrita como:

$$J_p = \frac{1}{4\rho_o c_o^2 l} \sum_{i=1}^l |p(x_i)|^2 \quad (3.102)$$

onde l é o número de pontos considerados, ρ_o é a densidade do fluido e c_o é a velocidade do som no fluido.

A minimização da pressão em um ponto (definido no item 3.3.4) é considerada como sendo um subconjunto desta estratégia de erro, ou seja, $l=1$.

Portanto a Eq. (3.87) pode ser escrita para este caso como:

$$J_p = Q_c^H a Q_c + b_1 Q_c + Q_c^H b_2 + c \quad (3.103)$$

onde os parâmetros a , b_1 , b_2 e c são escritos da mesma forma que Eq. (3.97), Eq. (3.98) e Eq. (3.99), respectivamente.

3.3.6 - Simulações Numéricas – Modos de Alta Ordem

Neste item serão apresentados os resultados de simulações analíticas realizadas para uma determinada configuração de duto visando verificar a viabilidade do controle ativo onde se propagam modos de alta ordem.

O objetivo proposto é determinar a velocidade de volume ótima da fonte de controle, além da posição ótima desta fonte e dos sensores de erro para que o controle ativo realizado seja satisfatório. A utilização de várias fontes de controle também será analisada.

As equações desenvolvidas anteriormente para controle ativo em dutos com propagação de modos de alta ordem foram implementadas em ambiente Matlab.

Primeiramente um modelo de duto foi definido para ser simulado. As dimensões deste modelo estão descritas na Tab. 3.5 e os parâmetros utilizados estão de acordo com a Fig. 3.11.

Tabela 3.5 – Dimensões do duto e posição das fontes sonoras para simulações analíticas com modos acústicos de alta ordem.

Duto			Fonte Primária						Fonte de Controle	
b	d	L	x _p	y _p	z _p	B	D	Q _p	j	l
[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m ³ /s]	[m]	[m]
0,215	0,215	5	0,053	0,053	0	0,03	0,03	10 ⁻⁴ +10 ⁻⁴ j	0,03	0,03

O fluido considerado no interior do duto é ar e possui densidade igual a 1,21 Kg/m³ e velocidade do som igual a 343 m/s. A frequência de corte deste duto é igual a 797,67 Hz, ou seja, abaixo desta frequência somente ondas planas se propagam no interior deste. A

princípio, está sendo admitido que o duto é semi-infinito, ou seja, seu comprimento é muito maior que as dimensões de área transversal do mesmo e a terminação na fonte primária é rígida.

Foram simuladas as três técnicas de controle ativo desenvolvidas no item 3.3, as quais são baseadas na minimização da potência acústica, minimização da pressão em um ponto e minimização da energia potencial. No entanto, para melhor análise dos resultados, as simulações foram iniciadas para uma frequência de excitação da fonte primária onde somente ondas planas se propagam no interior do duto. Posteriormente a frequência de excitação utilizada será escolhida de tal maneira que permita a propagação de mais de um modo no interior do duto.

Na primeira simulação foi utilizada uma frequência de 600 Hz (frequência menor que a primeira frequência de corte). Na Fig. 3.14 podem ser observados os resultados obtidos com o controle ativo baseado nas três técnicas citadas acima.

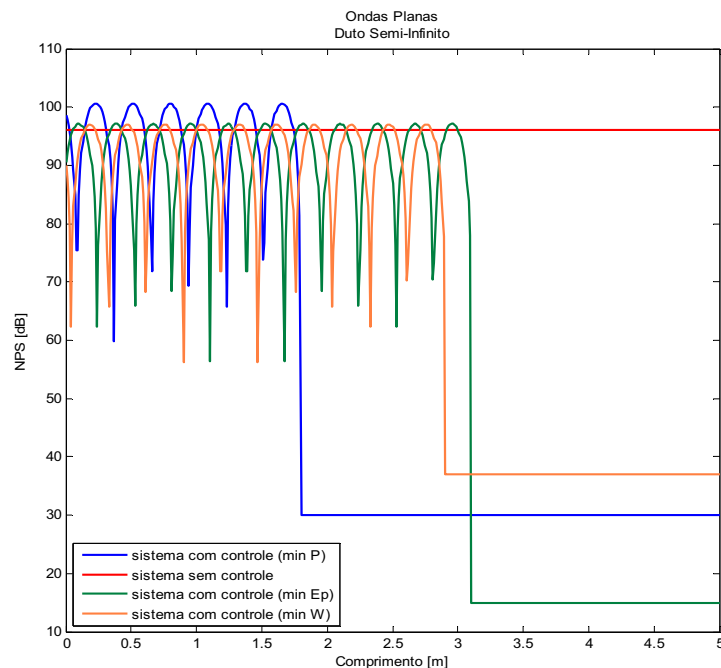


Figura 3.14 – Controle ativo de ruído em um duto semi-infinito com ondas planas

Os parâmetros ótimos obtidos com as simulações de CAR estão mostrados na Tab. 3.6.

Tabela 3.6 – Parâmetros ótimos obtidos com o controle ativo analítico para modos de alta ordem.

Simulação	Q_{c_otim} [m³/s]	Posição Q_{c_otim} [m]	Atenuação [dB]
Duto Infin. Minim.W	$-1,1149 \cdot 10^{-4} - 1,1149 \cdot 10^{-4}j$	2,85	61
Duto Infin. Minim. Pressão Ponto	$-1,6823 \cdot 10^{-4} - 1,6823 \cdot 10^{-4}j$	3,1	66
Duto Infin. Minim. E_p	$1,1306 \cdot 10^{-4} + 1,1306 \cdot 10^{-4}$	1,7	81

Na Fig. 3.14, a posição do sensor de erro para o controle ativo minimizando a pressão em um ponto está em $z=4,2m$. E para a minimização da energia potencial foram utilizados seis sensores de erros localizados na direção z iniciando em 4,2 m com um espaçamento entre os sensores na direção axial de 0,05m.

Como já demonstrado na seção 3.2.5, o controle ativo em um duto de ondas plana semi-infinito atinge reduções altas do nível de ruído. O comportamento de cada técnica pode ser analisado na Fig. 3.14 em conjunto com a Tab. 3.6. Observa-se que a técnica de minimização da energia potencial atingiu a maior redução do ruído irradiado para a terminação final do duto, pois nesta metodologia são utilizados 6 sensores onde estes cobrem uma grande região do duto, melhorando a eficiência do controle. Enquanto que a minimização da pressão em um ponto atinge resultados satisfatórios, porém, inferiores à técnica de energia potencial. A menor redução do ruído é obtida com a técnica de minimização da potência irradiada, sendo esta também a técnica com um nível de dificuldade maior para implementação prática. É importante, novamente, ressaltar que a posição da fonte de controle encontra-se em uma posição longitudinal a qual é múltipla de metade de comprimento de onda do sistema.

A finalidade de simular dutos com ondas planas, neste capítulo, é apenas para comparar a evolução do comportamento do controle ativo para uma mesma configuração de duto até a propagação de modos de alta ordem no interior deste. Sendo assim, simulações também foram realizadas para o duto com ambas as terminações finitas e propagação de ondas planas, conforme resultados mostrados na Fig. 3.15 a Fig. 3.16.

Para o modelo de duto finito, as terminações possuem coeficientes de reflexão caracterizados como: $(\alpha_1, \beta_1) = (0.05 \ 0.05)$ na terminação inicial em $z=0$, e $(\alpha_2, \beta_2) = (0.05 \ 0.05)$ na terminação final em $z=L$.

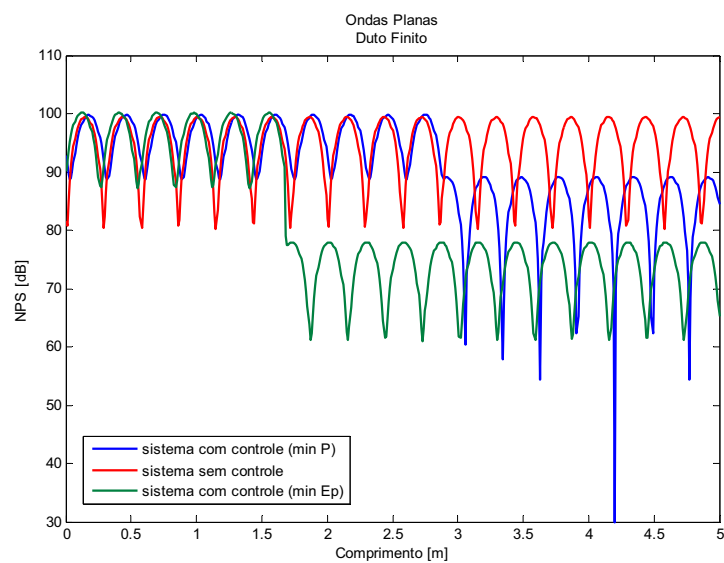


Figura 3.15 – Controle ativo de ruído analítico em um duto finito com propagação de ondas planas.

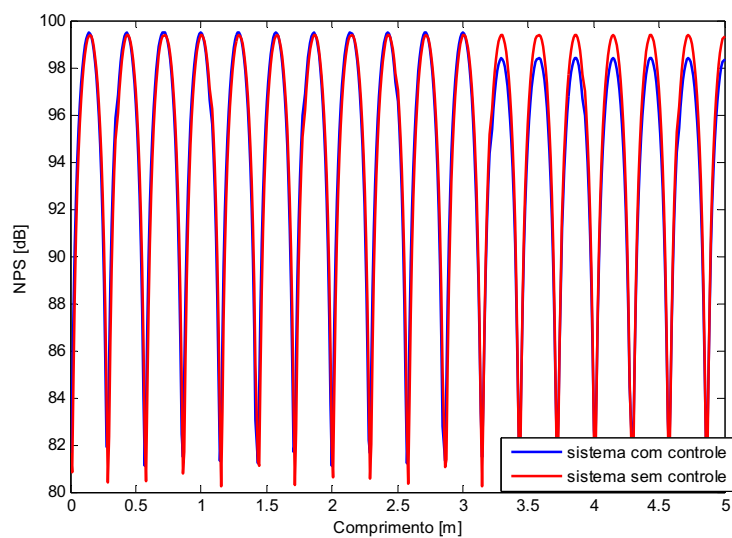


Figura 3.16 – Controle ativo de ruído utilizando Minimização de Potência em um duto finito com propagação de ondas planas.

Os resultados obtidos com o controle ativo para o duto finito estão descritos na Tab. 3.7.

Tabela 3.7 – Parâmetros ótimos obtidos com as simulações no duto finito com ondas planas.

Simulação	Q_{c_otim} [m³/s]	Posição Q_{c_otim} [m]	Atenuação [dB]
Duto Fin. Minim. W	$1,9917 \cdot 10^{-5} + 1,9917 \cdot 10^{-5}j$	3,1	1
Duto Fin. Minim. Pressão Ponto	$-1,5016 \cdot 10^{-4} - 1,5232 \cdot 10^{-4}j$	2,9	13
Duto Fin. Minim. E_p	$-1,5675 \cdot 10^{-4} - 1,4633 \cdot 10^{-4}j$	1,7	21

Para um duto finito onde há efeito de reflexões nas terminações, o controle ativo se torna bem menos eficiente se comparado com um sistema que tenha uma terminação final não reflexiva. Este fato já foi verificado em seções anteriores e explicado devido ao amortecimento do sistema ser pequeno, dificultando a minimização da potência acústica do sistema. Para as técnicas com sensores de erro, a eficiência do controle é influenciada pois, estes sensores medem tanto o campo propagando diretamente da fonte primária quanto o campo refletido pela terminação, o qual tem contribuição também da fonte de controle.

Desta maneira, simulações foram realizadas com o mesmo duto, porém com uma frequência de excitação da fonte primária igual a 900 Hz. Os parâmetros da Tab. 3.5 são mantidos para as simulações descritas a seguir. Para esta frequência de excitação no modelo admitido, há propagação de três modos: ondas planas (0,0), modo (0,1) e modo (1,0).

Os resultados mostrados na Fig. 3.17 foram obtidos para um duto semi-infinito com terminação rígida na fonte primária.

Sabe-se que, para se fazer um controle ativo em um duto com propagação de modos de alta ordem, é necessário uma fonte de controle para controlar cada modo existente. Portanto, para o modelo sob estudo, são necessárias no mínimo 3 fontes de controle para obter um nível de redução satisfatório. A quantidade dos sensores de erro também deve ser maior que 3. No entanto, foi simulado, primeiramente, controle ativo utilizando apenas uma fonte de controle a fim de manter a configuração adotada para ondas planas e demonstrar que quando há propagação de modos de alta ordem o sistema se torna complexo do ponto de vista do controle, não obtendo resultados significativos, como pode ser observado na Fig. 3.17 juntamente com os resultados descritos na Tab. 3.8 .

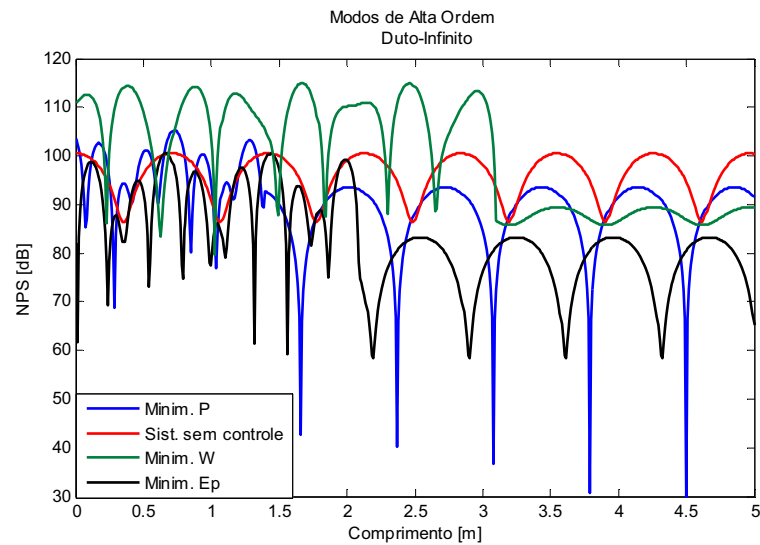


Figura 3.17 – Controle ativo de ruído em duto infinito com modos de alta ordem.

Tabela 3.8 – Resultados do CAR para o duto infinito com modos de alta ordem com uma fonte de controle.

Simulação	Q_{c_otim} [m³/s]	Posição Q_{c_otim} [m]	Posição sensor de erro (x,y,z) [m]	Atenuação [dB]
Duto Infin. Minim.W	$-2,0830 \cdot 10^{-4} - 2,0830 \cdot 10^{-4}j$	3,1	-	9
Duto Infin. Minim. Pressão Ponto	$1,1905 \cdot 10^{-4} + 2,7757 \cdot 10^{-4}j$	4,5	(0,1;0,1;4,5)	9
Duto Infin. Minim. E_p	$1,0669 \cdot 10^{-4} + 1,1416 \cdot 10^{-4}j$	2,1	(0,25;0,01;4,2)	18

Analisando os resultados obtidos na Tab. 3.8, tem-se que o controle ativo para modos de alta ordem é altamente influenciado pela posição do sensor (microfone) de erro. Quando se trabalha com ondas planas, a posição do sensor no plano xy não altera os resultados, uma vez que as frentes de ondas são planas, porém, para modos de alta ordem, a posição do sensor de erro no plano xy deve ser levada em consideração. Portanto, na Tab. 3.8 está citada a melhor posição para o microfone de erro. Para a minimização da energia potencial foram utilizados novamente 6 sensores de erro posicionados na posição x e y descrita na Tab. 3.8 e na direção axial o primeiro sensor está na posição 4,2 m e os demais estão espaçados de 0,05m na direção positiva.

Uma vez que o método que mais se aproxima de aplicações práticas para se utilizar em sistemas com modos de alta ordem é a minimização da energia potencial, esta técnica foi novamente simulada, porém, a quantidade de fontes de controle foi variada a fim de analisar os resultados obtidos. Na Fig. 3.18 e na Tab. 3.9 estão mostrados os resultados obtidos.

Para as simulações mostradas na Fig. 3.18 o número de sensores de erro foi mantido (6 sensores) a fim de avaliar o parâmetro quantidade de fontes secundárias. Observa-se que com 3 fontes de controle obteve-se o melhor resultado, comprovando a teoria citada. Segundo Li et al (2002), o número de sensores de erro deve ser no mínimo igual ao número de fontes de controle ($N_{\text{sensores erros}} \geq N_{\text{fontes controle}}$).

Na teoria, o campo sonoro residual nos sensores de erro será nulo quando o número de sensores de erro é igual ao número de fontes de controle. Se há mais sensores de erro do que fontes de controle, o campo sonoro residual não pode se anular em todos os sensores de erro, uma vez que não haverá influência negativa nos níveis de atenuação global de potência.

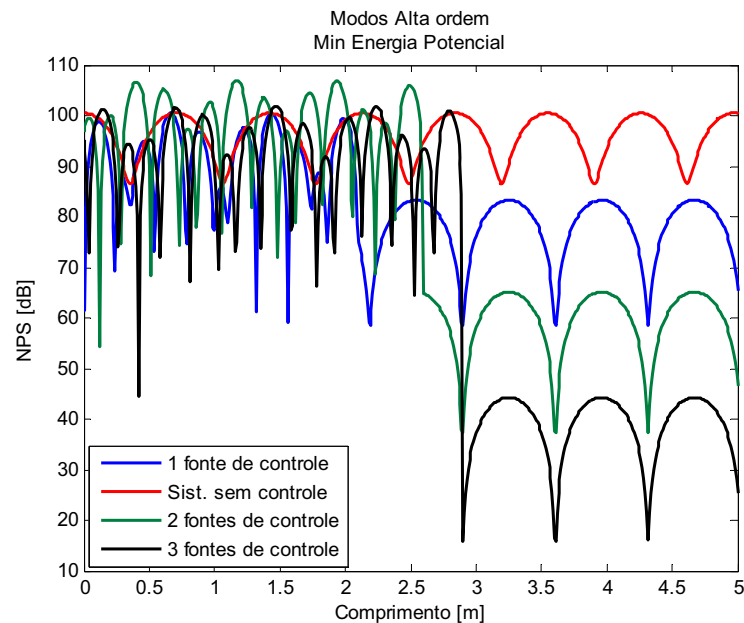


Figura 3.18 – Resultados obtidos com o CAR analítico para um duto infinito com propagação de modos de alta ordem.

Outro fator interessante com relação à localização dos sensores de erro é que os mesmos devem ser localizados de tal maneira que não consigam captar os modos evanescentes das fontes de controle e principalmente não estar, localizados nas linhas nodais do sistema.

Tabela 3.9 – Parâmetros ótimos do CAR para o duto infinito com modos de alta ordem variando o número de fontes de controle e minimização da energia potencial.

Simulação	Q_{c_otim} [m ³ /s]	Posição Q_{c_otim} [m]	Posição sensor de erro (x,y,z) [m]	Atenuação [dB]
1 fonte de controle	$1,0669 \cdot 10^{-4} + 1,1416 \cdot 10^{-4}j$	2,1	(0,25;0,01;4,2)	18
2 fontes de controle	$-1,2556 \cdot 10^{-4} - 2,1065 \cdot 10^{-4}j$	2,6	(0,32;0,01;4,1)	37
	$-2,3033 \cdot 10^{-4} - 2,3225 \cdot 10^{-4}j$	2,7		
3 fontes de controle	$1,2923 \cdot 10^{-4} + 1,2913 \cdot 10^{-4}j$	2,9	(0,17;0,01;4,0)	60
	$-8,0235 \cdot 10^{-5} - 2,8585 \cdot 10^{-4}j$	3,1		
	$-1,7339 \cdot 10^{-4} - 2,3769 \cdot 10^{-4}j$	3,2		

Para o controle utilizando minimização da potência acústica, deve-se tomar cuidado com as posições da fonte de controle. Segundo Snyder e Hansen (1989), a potência real de saída das fontes secundárias é comprometida quando as fontes sonoras estão próximas, ou seja, quando o campo próximo de uma interfere na outra. Esta situação causa uma grande mudança na potência de saída da fonte primária. Sendo assim, para uma boa atenuação do ruído, é necessário que as fontes de ruído estejam bem separadas, para não sofrer influência do campo próximo, conforme resultados mostrados na Fig. 3.19 e na Tab. 3.10, onde as fontes de controle estão distanciadas de 1,4m para obter uma atenuação de 22 dB na saída do duto.

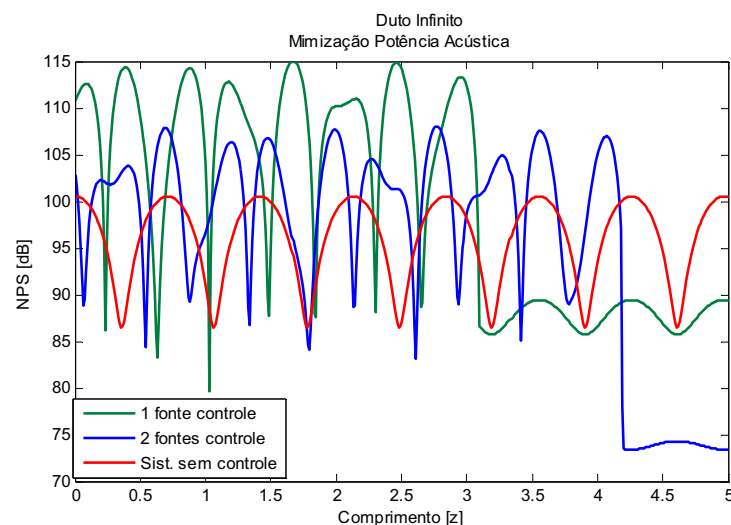


Figura 3.19 – Controle ativo de ruído utilizando método de minimização de potência acústica para modos de alta ordem em duto infinito.

Tabela 3.10 – Parâmetros ótimos do CAR para o duto infinito com modos de alta ordem e minimização de Potência Acústica.

Simulação	Q_{c_otim} [m ³ /s]	Posição Q_{c_otim} [m]	Atenuação [dB]
1 fonte de controle	$-2,0830 \cdot 10^{-4} - 2,0830 \cdot 10^{-4}j$	3,1	8,62
2 fontes de controle	$-2,3576 \cdot 10^{-4} - 1,8025 \cdot 10^{-4}j$ $-9,8322 \cdot 10^{-5} - 9,8322 \cdot 10^{-5}j$	2,8 4,2	22

Assim como no caso de propagação de ondas planas, simulações considerando o duto finito foram realizadas e os resultados obtidos estão mostrados na Fig. 3.20 e na Tab. 3.11. Os coeficientes de reflexão (Φ_l) utilizados na terminação $z=0$ foram: $\alpha, \beta = (0,02; 0,25)$ para o modo (0,0), (0,02; 0,3) para o modo (1,0) e (0,06; 0,38) para o modo (0,1). Na terminação $z=L$ a impedância equivalente corresponde a 25 mm de lã de rocha, sendo o coeficiente de reflexão (Φ_2) utilizado igual a $\alpha, \beta = (0,11; 0,71)$ para o modo (0,0), (0,18; 0,64) para o modo (1,0) e (0,16; 0,60) para o modo (0,1).

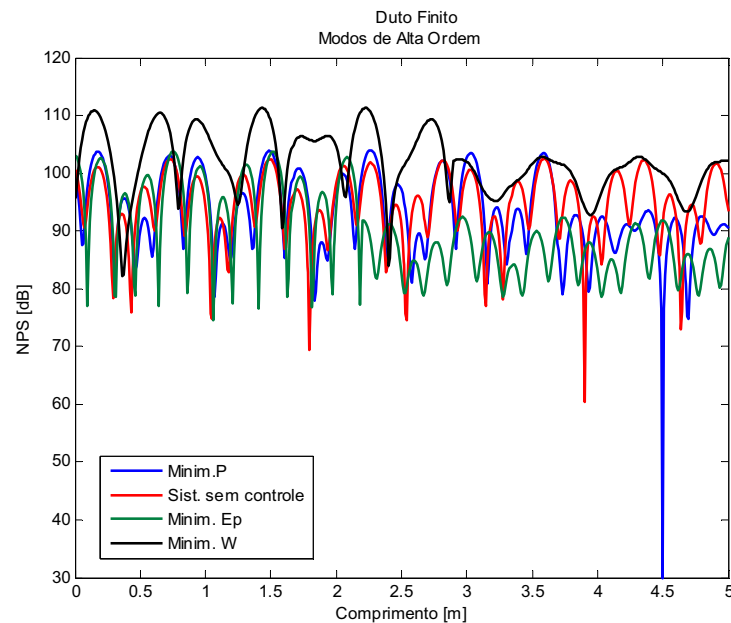


Figura 3.20 – Métodos de CAR em um duto finito com modos de alta ordem se propagando e uma fonte de controle.

Tabela 3.11 – Resultados do CAR para o duto finito com modos de alta ordem e apenas uma fonte de controle.

Simulação	Q_{c_otim} [m³/s]	Posição Q_{c_otim} [m]	Posição sensor de erro (x,y,z) [m]	Atenuação [dB]
Duto Fin. Minim.W	$1,1466 \cdot 10^{-4} + 1,1466 \cdot 10^{-4}j$	2,9	-	0
Duto Fin. Minim. Pressão Ponto	$2,1264 \cdot 10^{-4} - 1,9520 \cdot 10^{-5}j$	3,7	(0,42;0,01;4,3)	4
Duto Fin. Minim. E_p	$2,2271 \cdot 10^{-4} + 1,5716 \cdot 10^{-5}j$	2,2	(0,16;0,01;4,1)	10

Para os resultados mostrados na Fig. 3.20 utilizou-se apenas uma fonte controle de modo a demonstrar que, diferente do que acontece com ondas planas, nos modos de alta ordem é necessário um número maior de sensores e fontes de controle par obter uma atenuação satisfatória. Porém, para o controle da energia potencial manteve-se o número de sensores anteriormente utilizados (seis sensores) espaçados de 0,05 cm.

Uma vez que a implementação prática do controle ativo minimizando a pressão sonora em uma região fornece resultados coerentes e satisfatórios, então foram simuladas 3 condições para minimizar a energia potencial, ou seja com 1, 2 e 3 fontes de controle, e demonstrar sua viabilidade. Na Fig. 3.21 e Tab. 3.12 estão mostrados os resultados obtidos.

Como já esperado, o controle ativo minimizando a energia potencial utilizando 3 fontes de controle e 6 sensores de erro foi o mais eficiente, uma vez que é necessário controlar os três modos que estão se propagando.

Sendo assim, neste capítulo foi implementado os vários métodos analíticos de controle ativo, possibilitando prever o comportamento do controle em uma dada configuração (modelo) de duto. As simulações analíticas possibilitam obter a posição ótima da fonte de controle, bem como a posição dos sensores de erro que fornecem a maior atenuação do ruído irradiado. As diversas técnicas de controle baseadas nas funções custos especificadas anteriormente pôde ser avaliadas quanto à sua eficiência. Nas análises realizadas observa-se que uma alteração na impedância das terminações do duto altera a atenuação obtida com o controle.

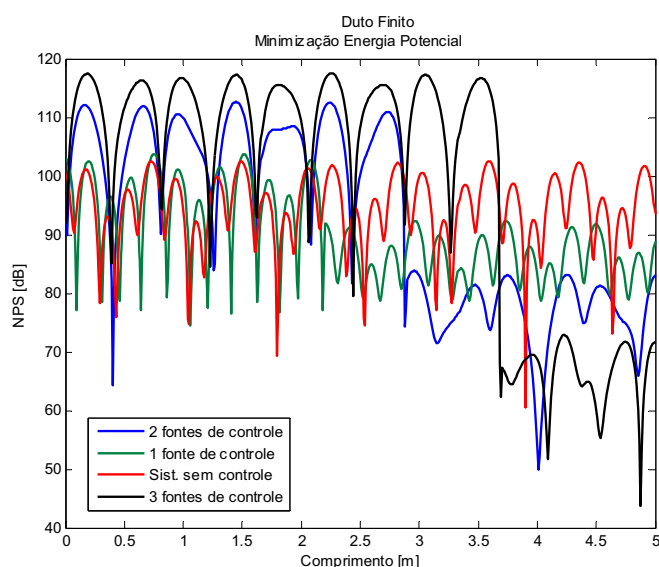


Figura 3.21 – CAR baseado na Minimização da Energia Potencial para um duto Finito com propagação de modos de alta ordem.

Tabela 3.12 – Parâmetros ótimos do CAR para o duto finito com modos de alta ordem variando o número de fontes de controle.

Simulação	Q_{c_otim} [m ³ /s]	Posição Q_{c_otim} [m]	Posição sensor de erro (x,y,z) [m]	Atenuação [dB]
1 fonte de controle	$2,2271 \cdot 10^{-4} + 1,5716 \cdot 10^{-5}j$	2,2	(0,1;0,01;4,3)	12
2 fontes de controle	$2,2375 \cdot 10^{-4} - 1,07184 \cdot 10^{-5}j$ $1,5319 \cdot 10^{-4} + 1,7156 \cdot 10^{-5}j$	2,2 2,9	(0,22;0,01;4,4)	18
3 fontes de controle	$-1,1274 \cdot 10^{-4} - 1,0276 \cdot 10^{-4}j$ $3,2465 \cdot 10^{-5} + 2,6587 \cdot 10^{-4}j$ $2,7436 \cdot 10^{-4} + 4,1166 \cdot 10^{-5}j$	2,9 3,1 3,7	(0,32;0,01;4,2)	25

No próximo capítulo, a metodologia proposta na tese é implementada via método de elementos finitos (MEF) a fim de verificar a viabilidade da mesma, bem como o comportamento acústico do sistema. Um duto com partições (divisões) em seu interior é modelado via MEF e o controle ativo de ruído utilizando este método é realizado juntamente com um algoritmo de otimização a fim de obter a posição ótima da fonte de controle bem como a energia necessária para que esta fonte possa realizar o controle ótimo.

CAPÍTULO IV

Metodologia Proposta para Controle Ativo de Ruído em Dutos com Propagação de Modos Acústicos de Alta Ordem

4.1 – Introdução

Como já citado no Capítulo 2, o controle ativo de ruído em dutos os quais se propagam modos de alta ordem se torna complexo se comparado com o CAR em dutos com propagação de ondas planas, devido ao controle ativo ser realizado em um sistema multimodal. Observou-se no Capítulo 3, onde são realizadas simulações analíticas com configurações de dutos que tenham modos de alta ordem se propagando, que a atenuação do ruído obtida com estes sistemas são inferiores quando comparado ao CAR em duto com ondas planas.

A metodologia proposta neste trabalho se caracteriza pela instalação de dutos concêntricos (ou placas, caso o duto seja retangular) no interior do duto principal de forma que as ondas entre os dutos (ou placas) se tornem planas (como pode ser observado na Fig. 4.1). Uma vez que o comprimento ou largura da seção transversal diminui, aumenta-se, portanto, a frequência de corte do sistema. Sendo assim, após a colocação de n dutos, teremos $n+1$ sistemas de controle monocanais, onde a implementação e implantação do sistema de controle são menos complexas quando comparado com um sistema multicanais.

Atenta-se ao fato de que a introdução de placas ou dutos concêntricos no interior do duto principal irá aumentar a perda de carga do sistema, uma vez que se está introduzindo obstáculos no percurso de passagem do fluido. Para isso, uma análise prévia deve ser feita contemplando a perda de carga do sistema quando este é um parâmetro importante de projeto. Desta maneira, uma otimização tendo como variáveis de projeto o tamanho e quantidade de

placas, por exemplo, pode ser feita de modo a não ultrapassar determinado valor de perda de carga na saída do sistema.

Na Fig. 4.1 é mostrado um corte longitudinal de um duto de comprimento L e diâmetro (ou largura) a onde a metodologia proposta no trabalho está ilustrada. O duto (a) é a configuração inicial do problema, no duto (b) são colocadas as divisões para que os modos de alta ordem se tornem planos no interior das cavidades formadas. O objetivo é realizar o controle ativo de ruído no interior das cavidades onde se propagam as ondas abaixo da primeira frequência de corte para os sistemas particionados.

Para melhor visualizar o comportamento das ondas acústicas no interior do sistema da Fig. 4.1, antes e após a colocação das partições, foi feito um modelo acústico em elementos finitos para ilustração da metodologia proposta conforme mostrado nas Figs. 4.2 e 4.3, a título de exemplo.

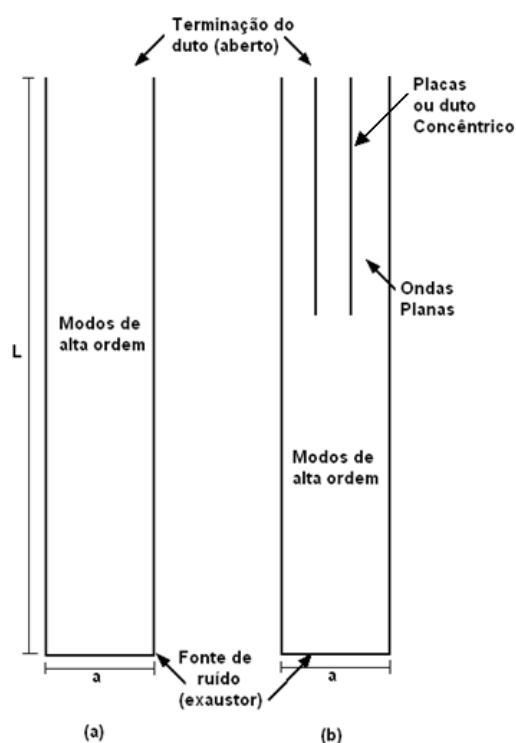


Figura 4.1 – Corte longitudinal em um duto para visualização da metodologia proposta

Na Fig. 4.2 é mostrada a propagação sonora em um duto de paredes rígidas com diâmetro interno de 1.2 metros e comprimento igual a 10 metros. Na extremidade inferior do duto é aplicada uma pressão sonora de 94 dB, considerando uma fonte sonora pontual, e em sua extremidade superior o ambiente possui paredes com absorção sonora total simulando um

ambiente ao ar livre sem reflexões sonoras (similar a uma câmara anecóica). Observa-se claramente que na frequência de 300 Hz (acima da primeira frequência de corte do duto, a qual é $f_c=167$ Hz) a propagação das ondas sonoras não é plana. Ressalta-se que nesta tese, os resultados estimados com o método de elementos finitos foram obtidos utilizando o software ANSYS®, e o elemento utilizado é *fluid30*.

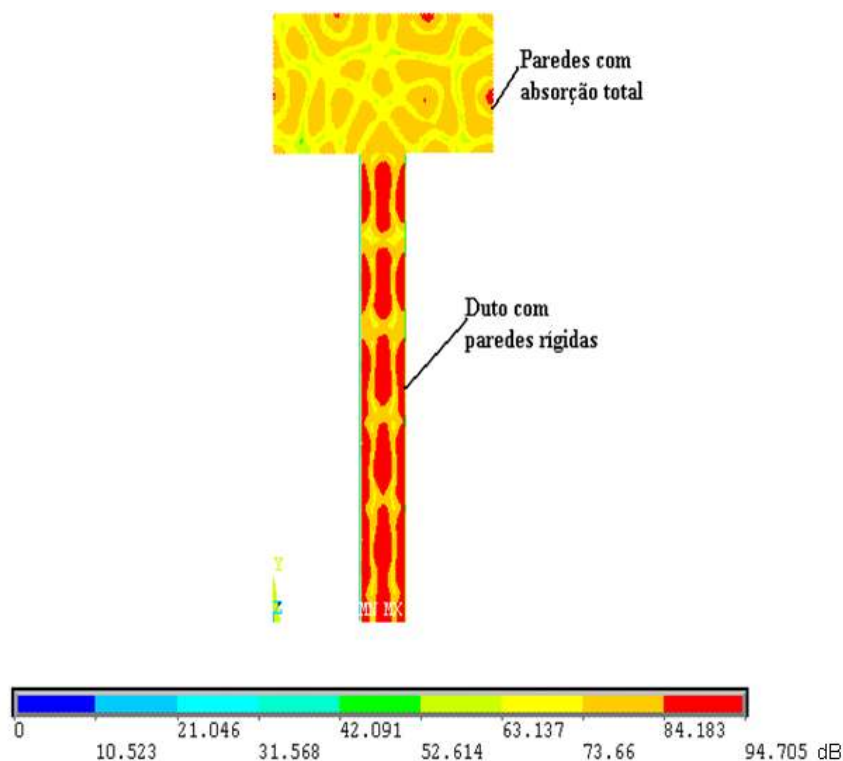


Figura 4.2 – Ondas sonoras propagando em um duto de paredes rígidas em 300 Hz (frequência de corte: 167 Hz).

Na Fig. 4.3 é mostrada uma nova simulação do mesmo sistema da Fig. 4.2 porém inserindo um duto concêntrico de comprimento igual a 5 metros e diâmetro igual a 0.5 metros. Observa-se que as ondas sonoras no duto de 1.2 m de diâmetro são multimodais até encontrar as placas inseridas e quando estas se propagam entre os dutos concêntricos as ondas acústicas se tornam unidimensionais.

A partir destas simulações preliminares pretende-se fazer o controle ativo em um sistema similar ao da Fig. 4.3, ou seja, o CAR é realizado onde se tem propagação de ondas planas, visto que este controle se torna mais simples de ser implantado na prática, além do custo ser reduzido se comparado ao controle de ondas bidimensionais (controle multicanais),

e considerando também que o assunto (CAR aplicado a ondas planas) está bem difundido no meio acadêmico com métodos e melhorias a serem aplicadas em sistemas reais.

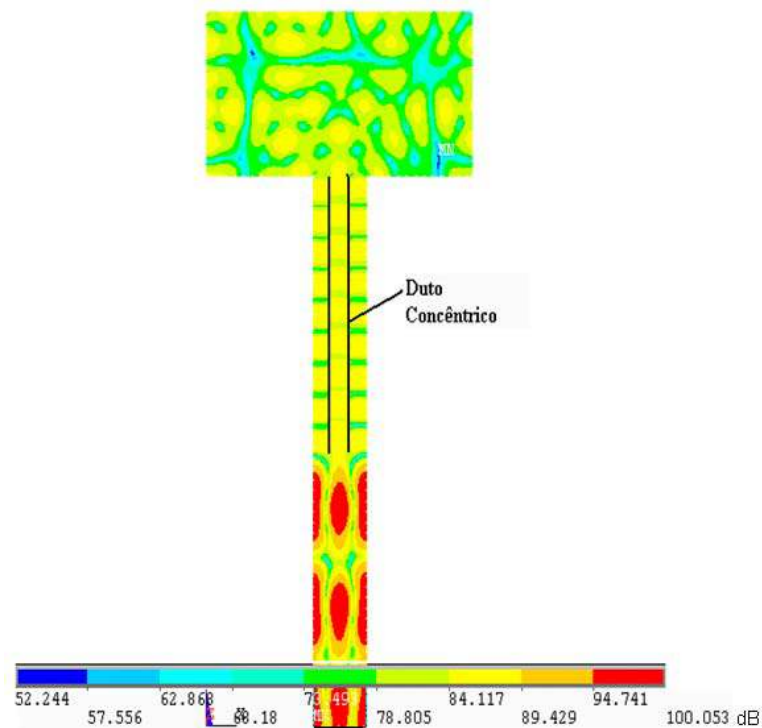


Figura 4.3 – Duto concêntrico introduzido no interior do sistema da Fig. 4.2.

Para desenvolvimento da metodologia proposta, o trabalho é dividido nos seguintes passos:

1. Utilização da técnica de elementos finitos (MEF) para modelagem do duto com as partições internas, com o objetivo de avaliar a viabilidade da metodologia proposta. Utilizando o modelo numérico do duto, uma técnica de otimização (algoritmos genéticos) é implementada para obter a posição ótima dos atuadores de modo a minimizar a pressão sonora na saída do duto.
2. Desenvolver um modelo modal da configuração proposta para o duto (modelo do duto com as partições internas) utilizando o Método de Síntese Modal de Componentes (SMC). De posse do modelo modal, o controle ativo de ruído pode ser estudado e simulado com menor custo computacional, e permitindo um maior domínio do modelo proposto.
3. Otimizar posição de sensores e atuadores a partir do modelo modal, diminuindo custo e tempo computacional em relação ao MEF, com a vantagem de estar trabalho com o

sistema desacoplado. Serão estudados algoritmos de otimização para realizar esta etapa.

Portanto, o foco do trabalho é o estudo teórico (analítico) do controle ativo de ruído (CAR), assim como o entendimento dos fenômenos acústico associados com a utilização desta técnica em dutos para as configurações propostas.

4.2 – Síntese Modal de Componentes aplicado a Dutos Acústicos

O método de Síntese Modal de Componentes (SMC) apresenta como característica principal a divisão de uma estrutura complexa em várias subestruturas cujas bases modais reduzidas são agrupadas e sintetizadas para fornecer os autovalores e autovetores do sistema original. A grande vantagem do método é a possibilidade de análise de cada componente separadamente ocasionando uma maior facilidade nos testes e ajustes de modelos, bem como uma redução do custo computacional (ARAÚJO, 1998).

A técnica de SMC envolve três etapas básicas: divisão da estrutura em subestruturas, definição do conjunto de modos de cada componente e acoplamento do modelo modal de cada subestrutura de forma a obter um sistema completo de ordem reduzida (CRAIG, 1981).

Neste trabalho é implementado o método de Craig e Chang (1977) que utiliza modos normais com interface livre complementados com modos de flexibilidade residual. Este método será utilizado pelo fato de que inicialmente os parâmetros modais: massa, rigidez e amortecimento não são conhecidos para os subsistemas. Porém, são conhecidos os autovalores e autovetores teóricos de cada componente separadamente.

Este método é muito utilizado quando se é possível fazer uma análise modal experimental do sistema, pois assim, os autovalores e autovetores são obtidos experimentalmente (DUARTE, 1994). No entanto, no problema aqui proposto, estes dados são obtidos analiticamente.

Deve ser ressaltado que, a precisão e eficiência do método dependem da maneira como as restrições da interface são definidas e dos tipos de coordenadas utilizadas na representação dinâmica do componente.

Para que o conjunto de autovetores possa representar adequadamente os movimentos do sistema sintetizado, os autovetores das subestruturas precisam ser enriquecidos com autovetores estáticos, os quais prevêm os movimentos devido à vinculação da subestrutura. A combinação dos modos normais com os modos estáticos define o superconjunto modal de cada subsistema (CRAIG, 1981).

Para um duto retangular de paredes rígidas, podendo as terminações serem fechadas ou abertas, os modos acústicos no interior deste duto são obtidos teoricamente, ou seja, os autovalores e autovetores teóricos são facilmente determinados através de equações analíticas.

No entanto, o modelo de duto proposto neste trabalho, não possui funções de forma modais desenvolvidas analiticamente na literatura. A proposta neste capítulo é desenvolver o modelo modal deste sistema utilizando o método de síntese modal, dividindo o duto em várias subestruturas simples, as quais já possuem as funções de forma modal analíticas. O modelo proposto aqui citado é composto de um duto retangular de paredes rígidas com inserção de placas paralelas em seu interior como mostrado na Fig. 4.3.

O objetivo deste capítulo é obter o campo acústico do duto completo a partir do modelo modal obtido via SMC. Desta maneira é possível obter o campo acústico no interior do duto proveniente de uma fonte primária e de uma fonte de controle, atuando individualmente ou em conjunto. De posse do modelo modal acústico do sistema complexo é possível desenvolver uma metodologia de otimização da posição das fontes secundária e dos sensores de erro para o controle ativo.

4.2.1 – Frequências Naturais e Modos Acústicos em Dutos

As ressonâncias acústicas no interior de uma cavidade podem ser determinadas a partir da solução de vibração livre da equação da onda substituindo o termo da pressão, p_n , por $p_{no} \Psi_n(x,y,z) \exp(i\omega_n t)$, resultando em (BERANEK; VÉR, 1992):

$$\nabla^2 \Psi_n + \left(\frac{\omega_n}{c_o} \right)^2 \Psi_n = 0 \quad [\text{m}^{-2}] \quad (4.1)$$

onde ω_n é a frequência angular em rad/s, c_o é a velocidade do som em m/s e Ψ_n são os modos acústicos ou função de forma.

A Eq. 4.1 assume condições de contorno de vibração livre para as paredes. A distribuição de pressão $\Psi_n(x,y,z)$ para $n=0,1,2,\dots$ são os modos de vibrar (ou funções de forma), com $f_n = \omega_n / 2\pi$ (Hz) correspondendo à frequência natural equivalente.

Para condições de contorno com material absorvente, os modos de vibrar e as frequências naturais são complexos, e os modos acústicos são amortecidos. No entanto, para contornos rígidos ($|Z| \rightarrow \infty$) ou para contornos totalmente reflexivos ($|Z|=0$), os modos são reais

e sem amortecimento, ou seja, ondas estacionárias, as quais dependem somente da geometria da cavidade. Ressalta-se que Z é a impedância acústica.

Pode-se ainda demonstrar que os modos acústicos são ortogonais, como mostrado na Eq. (4.2), constituindo então modos normais da cavidade.

$$\int_V \Psi_m \Psi_n dV = \begin{cases} 0 & m \neq n \\ V_n & m = n \end{cases} \quad [m^3] \quad (4.2)$$

Na Tab. 4.1 estão descritas as fórmulas da frequência natural e dos modos acústicos de dutos de paredes rígidas com terminações aberta ou fechada (BLEVINS, 1979).

Para as fórmulas da Tab. 4.1 assume-se que:

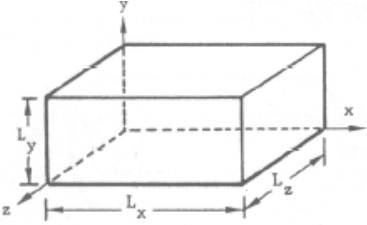
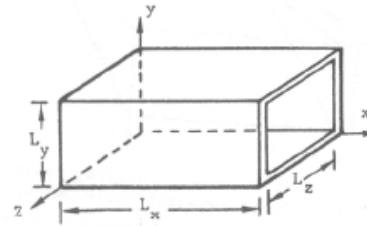
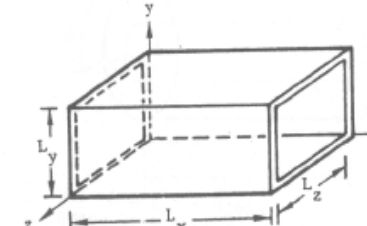
- O fluido contido no interior do duto é homogêneo, invíscido e possui pressão média uniforme.
- O duto possui paredes rígidas.
- As flutuações de pressão no campo acústico são muito menores que a pressão média do fluido.

Na Tab. 4.1, os índices ou subscritos são utilizados para identificar cada modo e corresponde a uma dimensão da cavidade.

As frequências naturais e modos acústicos do duto com extremidade aberta dados na Tab. 4.1 são aproximados, pois a condição de contorno a qual define que a velocidade potencial acústica é nula na extremidade aberta não representa completamente o modelo físico do fluido no contorno em questão. Sendo assim, a precisão das fórmulas da Tab. 4.1 para extremidades abertas aumentam quando o comprimento do duto se torna muito maior que as dimensões de sua seção transversal (BLEVINS, 1979).

Os modos acústicos descritos na Tab. 4.1 são os modos normais de um duto simples, ou seja, a partir desta tabela têm-se os autovalores e autovetores teóricos, de dutos com terminações variadas, os quais são utilizados na técnica de síntese modal proposta.

Tabela 4.1 – Frequências Naturais e Modos Acústicos de dutos com paredes rígidas.

Descrição	Frequência Natural f_{ijk} (Hz)	Modos Acústicos Ψ_{ijk}
Duto Fechado-Fechado 	$\frac{c_o}{2} \left(\frac{i^2}{L_x^2} + \frac{j^2}{L_y^2} + \frac{k^2}{L_z^2} \right)^{1/2}$ $i = 0, 1, 2, \dots$ $j = 0, 1, 2, \dots$ $k = 0, 1, 2, \dots$	$\cos\left(\frac{i\pi x}{L_x}\right) \cos\left(\frac{j\pi y}{L_y}\right) \cos\left(\frac{k\pi z}{L_z}\right)$ $i = 0, 1, 2, \dots$ $j = 0, 1, 2, \dots$ $k = 0, 1, 2, \dots$
Duto Fechado-Aberto 	$\frac{c_o}{2} \left(\frac{i^2}{4L_x^2} + \frac{j^2}{L_y^2} + \frac{k^2}{L_z^2} \right)^{1/2}$ $i = 0, 1, 3, 5, \dots$ $j = 0, 1, 2, 3, \dots$ $k = 0, 1, 2, 3, \dots$	$\cos\left(\frac{i\pi x}{2L_x}\right) \cos\left(\frac{j\pi y}{L_y}\right) \cos\left(\frac{k\pi z}{L_z}\right)$ $i = 0, 1, 3, 5, \dots$ $j = 0, 1, 2, 3, \dots$ $k = 0, 1, 2, 3, \dots$
Duto Aberto-Aberto 	$\frac{c_o}{2} \left(\frac{i^2}{L_x^2} + \frac{j^2}{L_y^2} + \frac{k^2}{L_z^2} \right)^{1/2}$ $i = 0, 1, 2, \dots$ $j = 0, 1, 2, \dots$ $k = 0, 1, 2, \dots$	$\text{sen}\left(\frac{i\pi x}{L_x}\right) \cos\left(\frac{j\pi y}{L_y}\right) \cos\left(\frac{k\pi z}{L_z}\right)$ $i = 0, 1, 2, \dots$ $j = 0, 1, 2, \dots$ $k = 0, 1, 2, \dots$

4.2.2 – Método de Síntese Modal de Componentes Proposto

Para descrever o método de síntese utilizado neste trabalho, o qual utiliza modos normais de interface livre complementados com modos de flexibilidade residual, considere duas estruturas (*a* e *b*) conectadas por uma interface comum, onde pode ser definido para cada subestrutura um nó interno (denotado pelo subscrito *i*) e um nó de contorno (subscrito *c*), conforme Fig. 4.4.

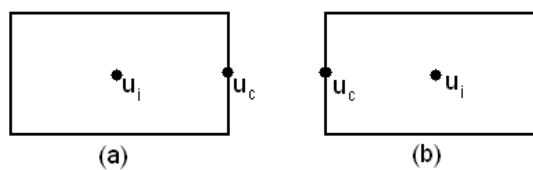


Figura 4.4 – Subestruturas (a) e (b) discretizadas e interligadas por uma interface comum.

A equação do movimento para cada subestrutura, utilizando as coordenadas físicas como coordenadas internas e coordenadas de contorno é mostrado por Craig (1981) como:

$$\begin{bmatrix} m_{ii} & m_{ic} \\ m_{ci} & m_{cc} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_i \\ \ddot{u}_c \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{ii} & k_{ic} \\ k_{ci} & k_{cc} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_i \\ f_c \end{Bmatrix} \quad (4.3)$$

onde o subscritos i e c representam as coordenadas físicas das subestruturas internas e do contorno, respectivamente; m e k são massa e rigidez, respectivamente; $\ddot{u}$ é a coordenada física da aceleração, u é a coordenada física do deslocamento e f é a força.

A base modal utilizada para transformar as coordenadas físicas em coordenadas modais é formada pelos modos normais de interface livre (θ_k) selecionados, modos de corpo rígido (θ_r) e pelos modos de flexibilidade residual (δ_f), ou seja:

$$\Psi = [\delta_f | \theta_r | \theta_k] = [\delta_f \quad \phi_k] \quad (4.4)$$

onde ϕ_k representa o conjunto formado pelos modos de corpo rígido e modos normais e o subscrito k se refere aos modos mantidos na base ou selecionados.

A transformação linear que relaciona os deslocamentos físicos com as coordenadas generalizadas é definida por:

$$\begin{Bmatrix} u_i \\ u_c \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_{fi} & \phi_{ki} \\ \delta_{fc} & \phi_{kc} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_f \\ q_k \end{Bmatrix} = \Psi q \quad (4.5)$$

Substituindo a Eq. (4.5) em (4.3) e pré-multiplicando a equação resultante pela transposta da superbase ou superconjunto modal (Eq. (4.4)) obtém-se a Eq. (4.6), a qual é a equação de movimento para cada componente em termos de coordenadas modais:

$$\beta \ddot{q} + \alpha q = \Psi^t f \quad (4.6)$$

onde:

$$f = \begin{Bmatrix} f_i \\ f_c \end{Bmatrix} \quad (4.7)$$

$$\beta = \Psi' M \Psi = \begin{bmatrix} \delta_f' M \delta_f & 0 \\ 0 & I_{kk} \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

$$\alpha = \Psi' K \Psi = \begin{bmatrix} \delta_f' K \delta_f & 0 \\ 0 & \Lambda_{kk} \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

onde I é matriz identidade, Λ são os autovalores, o subscrito k refere-se aos modos que serão mantidos na superbase modal e o sobrescrito t se refere à transposta da matriz.

Os termos M e K (massa e rigidez, respectivamente) associados aos modos de flexibilidade residual das Eq. (4.8) e (4.9) podem ser escritos na forma apresentada pela Eq. (4.10):

$$\alpha_{ff} = \delta_f' K \delta_f = \theta_{dc} \Lambda_{dd}^{-1} \theta_{dc}^t \quad (4.10)$$

$$\beta_{ff} = \delta_f' M \delta_f = \theta_{dc} (\Lambda_{dd}^{-1})^2 \theta_{dc}^t \quad (4.11)$$

onde os subscritos d referem-se aos modos deletados (eliminados da superbase modal).

Substituindo as Eq. (4.10) e (4.11) nas Eq. (4.8) e (4.9) tem-se que:

$$\beta = \begin{bmatrix} \beta_{ff} & 0 \\ 0 & I_{kk} \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

$$\alpha = \begin{bmatrix} \alpha_{ff} & 0 \\ 0 & \Lambda_{kk} \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

A Eq. (4.6) define o modelo dinâmico em coordenadas modais de cada subestrutura. A ordem desta equação é reduzida em função de k modos, os quais são os modos seleccionados na base modal e a parcela dos modos de flexibilidade residual, onde estes modos substituem a

influência dos modos d não selecionados. Uma vez definidos os modos a serem mantidos e eliminados da base modal, a próxima etapa é a síntese das subestruturas. Um requisito necessário é a compatibilidade das coordenadas da interface comum entre as subestruturas.

A equação do movimento para duas subestruturas conectadas pode ser escrita através da Eq. (4.14), a qual é uma extensão da Eq. (4.6).

$$\Delta \ddot{\hat{q}} + \Gamma \dot{\hat{q}} = E^t \hat{f} \quad (4.14)$$

onde:

$$E = \begin{bmatrix} \delta_{fi}^a & 0 & \phi_{ki}^a & 0 \\ \delta_{fc}^a & 0 & \phi_{kc}^a & 0 \\ 0 & \delta_{fi}^b & 0 & \phi_{ki}^b \\ 0 & \delta_{fc}^b & 0 & \phi_{kc}^b \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

$$\hat{f} = \begin{Bmatrix} f_i^a \\ f_c^a \\ f_i^b \\ f_c^b \end{Bmatrix} \quad (4.16)$$

$$\hat{q} = \begin{Bmatrix} q_f^a \\ q_f^b \\ q_k^a \\ q_k^b \end{Bmatrix} \quad (4.17)$$

$$\Delta = \begin{bmatrix} \beta_{ff}^a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \beta_{ff}^b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{kk}^a & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{kk}^b \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

$$\Gamma = \begin{bmatrix} \alpha_{ff}^a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_{ff}^b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Lambda_{kk}^a & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \Lambda_{kk}^b \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

onde o símbolo $\hat{}$ indica que o parâmetro é estimado.

Para o procedimento de síntese, as estruturas serão conectadas como mostrada na Fig. 4.4. Para isto deve existir uma compatibilidade entre as estruturas (a) e (b) e que pode ser definida pela Eq. (4.20), onde esta considera forças atuantes somente na interface comum entre as subestruturas.

$$\begin{cases} u_c^a - u_c^b = 0 \\ f_c^a - f_c^b = 0 \end{cases} \quad (4.20)$$

Utilizando uma analogia do sistema estrutural com o sistema acústico, e considerando o problema proposto similar a um problema acústico de fluido-estrutura (a conexão entre as subestruturas é realizada entre dois dutos com paredes rígidas e extremidades fechadas), a variável u se refere ao deslocamento da partícula do fluido e a variável f refere-se à pressão acústica (MAESS; GAUL, 2006).

As equações do movimento em coordenadas modais são similares à Eq. (4.6) e podem ser escritas de uma maneira similar como:

$$\begin{cases} \beta_{ff} \ddot{q}_f + \alpha_{ff} q_f = \delta_f^t f \\ I_{kk} \ddot{q}_k + \Lambda_{kk} q_k = \phi_k^t f \end{cases} \quad (4.21)$$

Para uma precisão dos resultados obtidos com a síntese modal, a faixa de frequência analisada deve ser igual a 2,5 vezes a frequência de interesse (DUARTE, 1994). Sendo assim, pode-se aproximar a resposta das coordenadas modais, relativas aos modos de flexibilidade residual, através de respostas pseudo-estáticas (CRAIG, 1981), ou seja, desprezam-se os termos relativos à aceleração. Desta maneira, a primeira equação do sistema da Eq. (4.21) se torna:

$$\alpha_{ff} q_f = \delta_f^t f \quad (4.22)$$

Na Eq. (4.22) a parcela de flexibilidade residual associada com a matriz de rigidez é definida pela Eq. (4.10). Considera-se que o vetor de forças possui excitação apenas nas coordenadas do contorno, ou seja:

$$\bar{f} = \begin{Bmatrix} 0 \\ f_c \end{Bmatrix} \quad (4.23)$$

Das Eqs. (4.10), (4.22) e (4.23) tem-se que:

$$(\theta_{dc} \Lambda_{dd}^{-1} \theta_{dc}^t)(q_f - f_c) = 0 \quad (4.24)$$

Como o primeiro fator da Eq. (4.24) é não singular, conclui-se que:

$$q_f = f_c \quad (4.25)$$

Portanto, segundo as Eqs. (4.20) e (4.25) as condições de compatibilidade podem ser escritas como:

$$\begin{cases} u_c^a - u_c^b = 0 \\ q_f^a - q_f^b = 0 \end{cases} \quad (4.26)$$

De acordo com as Eqs. (4.20) e (4.26) obtém-se:

$$\begin{cases} u_c^a - u_c^b = [\delta_{fc}^a & -\delta_{fc}^b & \phi_{kc}^a & \phi_{kc}^b] \hat{q} = 0 \\ q_f^a - q_f^b = [I & I & 0 & 0] \hat{q} = 0 \end{cases} \quad (4.27)$$

A Eq. (4.27) é utilizada para reduzir a ordem do sistema, utilizando apenas as parcelas das coordenadas modais livres ($\hat{q}$), ou seja, aquelas que serão mantidas na base. A matriz de

restrição definida na Eq. (4.27) pode ser dividida em uma parcela de coordenadas dependentes e uma parcela de coordenadas independentes. Tem-se, portanto, que:

$$R = [C_{dd} \quad \vdots \quad C_{dk}] = \begin{bmatrix} \delta_{fc}^a & -\delta_{fc}^b & \phi_{kc}^a & -\phi_{kc}^b \\ I & I & 0 & 0 \end{bmatrix} = 0 \quad (4.28)$$

As coordenadas modais podem ser escritas em função das coordenadas modais mantidas, levando-se em conta as compatibilidades do sistema, ou seja,

$$\hat{q} = S p \quad (4.29)$$

sendo

$$p = \begin{Bmatrix} q_k^a \\ q_k^b \end{Bmatrix} \quad (4.30)$$

A matriz de conectividade geral pode, portanto, ser obtida das Eqs. (4.27), (4.28) e (4.29), ou seja,

$$S = \begin{bmatrix} -C_{dd}^{-1}C_{dk} \\ I_{kk} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\hat{A}\phi_{kc}^a & \hat{A}\phi_{kc}^b \\ \hat{A}\phi_{kc}^a & -\hat{A}\phi_{kc}^b \\ I_{kk}^a & 0 \\ 0 & I_{kk} \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

sendo:

$$C_{dd}^{-1} = \begin{bmatrix} \hat{A} & \hat{A}\delta_{fc}^b \\ -\hat{A} & -\hat{A}I_{cc}\delta_{fc}^b \end{bmatrix} \quad (4.32)$$

$$\hat{A} = (\delta_{fc}^a + \delta_{fc}^b)^{-1} \quad (4.33)$$

Aplicando a transformação linear definida na Eq. (4.29) na equação do movimento do sistema, definida por Eq. (4.14), juntamente com as equações previamente definidas e pré-

multiplicando a equação resultante pela matriz transposta da conectividade, obtém-se uma equação homogenia da forma:

$$\overline{M} \ddot{p} + \overline{K} p = 0 \quad (4.34)$$

onde:

$$\overline{M} = S^t \Delta S = \begin{bmatrix} I_{kk}^a + \phi_{kc}^{a^t} V \phi_{kc}^a & -\phi_{kc}^{a^t} V \phi_{kc}^b \\ -\phi_{kc}^{b^t} V \phi_{kc}^a & I_{kk}^b + \phi_{kc}^{b^t} V \phi_{kc}^b \end{bmatrix} \quad (4.35)$$

$$\overline{K} = S^t \Gamma S = \begin{bmatrix} \Lambda_{kk}^a + \phi_{kc}^{a^t} \hat{A} \phi_{kc}^a & -\phi_{kc}^{a^t} \hat{A} \phi_{kc}^b \\ -\phi_{kc}^{b^t} \hat{A} \phi_{kc}^a & \Lambda_{kk}^b + \phi_{kc}^{b^t} \hat{A} \phi_{kc}^b \end{bmatrix} \quad (4.36)$$

$$V = \hat{A}^t (\beta_{ff}^a + \beta_{ff}^b) \hat{A} \quad (4.37)$$

Resolvendo, portanto, o autop problema reduzido definido pela Eq. (4.37), obtém-se os autovalores e autovetores (Π) representativos do sistema, conectado pelas subestruturas (a) e (b) nas coordenadas modais (p). Para retornar à base modal original do sistema utiliza-se uma transformação linear inversa projetada pelas Eq. (4.5) e (4.29) resultando em:

$$\zeta = \Psi S \Pi \quad (4.38)$$

O procedimento de síntese gera equações de fácil computação. Portanto, o método foi descrito para conexão entre duas estruturas, podendo o mesmo ser estendido para várias subestruturas.

Existem duas condições que devem ser obedecidas para aplicação do método:

- O número de coordenadas do contorno das subestruturas conectadas deve ser idêntico.
- Independente do número de modos não selecionados, os modos de flexibilidade residual que simulam os modos não selecionados serão iguais aos números de coordenadas do contorno das subestruturas conectadas.

4.2.3 - Simulações Numéricas:

4.2.3.1 – Sistema Duto-Duto

Na Fig. 4.5 está o modelo esquemático, com as dimensões sem escala, utilizado para aplicação do método descrito no item 4.2.2. O problema aqui proposto é constituído da união entre dois dutos. Esta é uma configuração simples de um duto retangular, porém o intuito é a validação da técnica de síntese aplicada a um modelo acústico. Todo o procedimento realizado é descrito, sendo este, estendido para as configurações mais complexas, tais como o duto particionado. Como o duto considerado é de paredes rígidas, o modelo é composto apenas de fluido acústico.

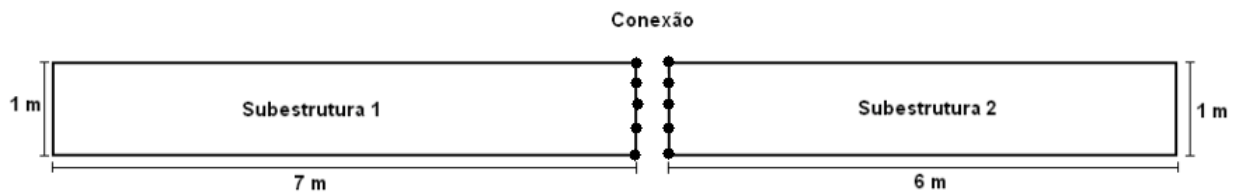


Figura 4.5 – Dutos a serem conectados via SMC.

Cada subestrutura é discretizada em nós com coordenadas (x, y, z) , onde nestes pontos são calculados os autovalores e autovetores teóricos, utilizando a Tab. 4.1. Para o exemplo em questão a configuração das subestruturas são dutos com condições de contorno fechado-fechado.

Para as duas subestruturas, o espaçamento entre os nós na direção longitudinal (direção x) é de 0,02 m e nas outras direções o espaçamento corresponde a 0,25 m. Desta maneira na conexão entre as subestruturas há 5 nós.

O sistema resultante é um duto de 13 m de comprimento com seção transversal 1m x 1m, com ambas as extremidades fechadas.

Após cálculo dos autovalores e autovetores teóricos nos nós especificados, os modos a serem mantidos na superbase modal são determinados pela frequência máxima de análise, ou seja, 2,5 vezes a frequência de interesse. Desta maneira, os modos cuja frequência natural estão abaixo da frequência máxima serão mantidos na base. Já os modos com frequência natural acima da frequência máxima serão considerados deletados e serão utilizados para cálculo dos modos de flexibilidade residual.

Análises prévias foram realizadas com o modelo proposto, porém variando as terminações dos dutos que compõe as subestruturas. Verificou-se que para obter resultados satisfatórios ao utilizar a técnica de SMC, a conexão entre as subestruturas deve ser do tipo “extremidade fechada”, pois com esta condição de contorno garante-se pressão acústica máxima no contorno.

Para comparar os resultados obtidos com a SMC, ou seja, as frequências naturais e os modos acústicos do sistema sintetizado, o modelo analítico de um duto fechado-fechado de dimensões iguais ao do sistema proposto (13 m de comprimento e seção transversal de 1m x 1m) foi calculado.

No modelo considerado, a frequência máxima de interesse é de 500 Hz, portanto, na base modal foram mantidos os modos com frequências naturais correspondentes até 1250 Hz. Desta maneira, foram obtidos 102 modos sintetizados considerando que estes estão dentro da faixa de frequência de precisão do método. Na Tab. 4.2 estão mostradas apenas as 10 primeiras frequências naturais do sistema sintetizado e do modelo analítico. Não estão consideradas na Tab. 4.2 as frequências de corpo rígido.

Na terceira coluna da Tab. 4.2 pode-se observar o valor do índice MAC entre os dois modelos (sintetizado e teórico). O índice MAC fornece uma maneira de obter a correlação entre os modos reais do sistema com os respectivos modos identificados pela síntese modal. Se o índice MAC possui valor unitário, então as bases modais analisadas possuem uma boa correlação, caso contrário as bases modais possuem um baixo índice de correlação. O índice MAC é definido pela Eq. (4.29).

$$\overline{MAC} = \frac{\sum_{j=1}^m MAC_j(a, t)}{m} \quad (4.29)$$

sendo:

$$MAC_j(a, t) = \frac{(\phi_t^T \cdot \phi_a)^2}{(\phi_t^T \cdot \phi_t) \cdot (\phi_a^T \cdot \phi_a)} \quad (4.30)$$

Tabela 4.2 – Resultados da síntese modal de componentes para a configuração da Fig. 4.5.

Frequência Natural (f_n) [Hz]		
Sistema Sintetizado	Modelo Analítico	Índice MAC
13,17	13,19	1,0000
26,54	26,38	0,9920
39,50	39,57	0,9881
53,08	52,76	0,9891
65,83	65,96	0,9996
79,61	79,15	0,9947
92,18	92,34	0,9898
106,12	105,53	0,9869
118,56	118,73	0,9975
132,59	131,92	0,9972

Da análise da Tab. 4.2 conclui-se que a aplicação do método de síntese modal proposto no trabalho gerou bons resultados: autovalores e autovetores sintetizados para a estrutura completa, com índices MAC próximos da unidade.

Nas Figs. 4.6 a 4.8 estão mostrados os modos acústicos do sistema sintetizado e analítico para fins de ilustração correspondentes à primeira, quarta e décima frequências da Tab. 4.2 respectivamente. As figuras foram geradas em ambiente Matlab® e apresentam ótimos resultados quando se compara o modelo analítico com o modelo sintetizado. As figuras a seguir mostradas neste capítulo não estão em escala, uma vez que o comprimento do duto é muito maior que o maior comprimento da seção transversal, desta maneira a visualização ao longo do eixo vertical ficaria comprometida.

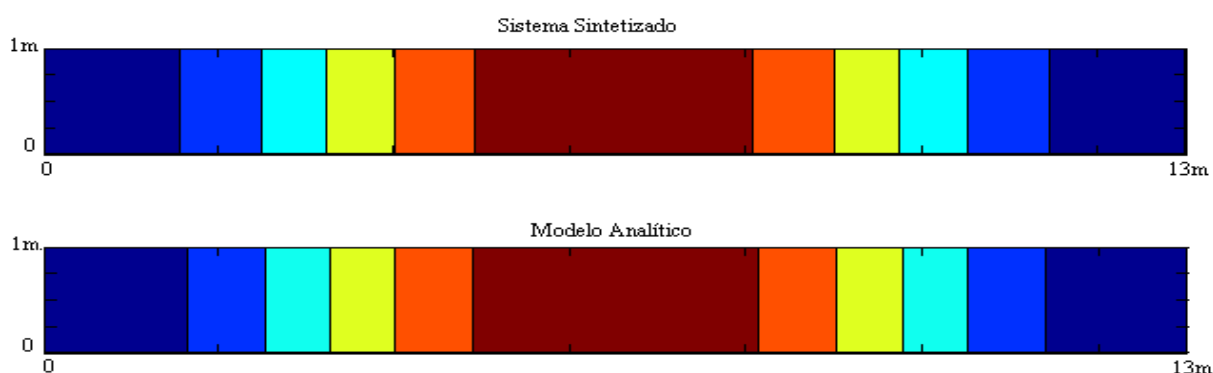


Figura 4.6 – Frequência Natural de 26,54 Hz do sistema sintetizado.

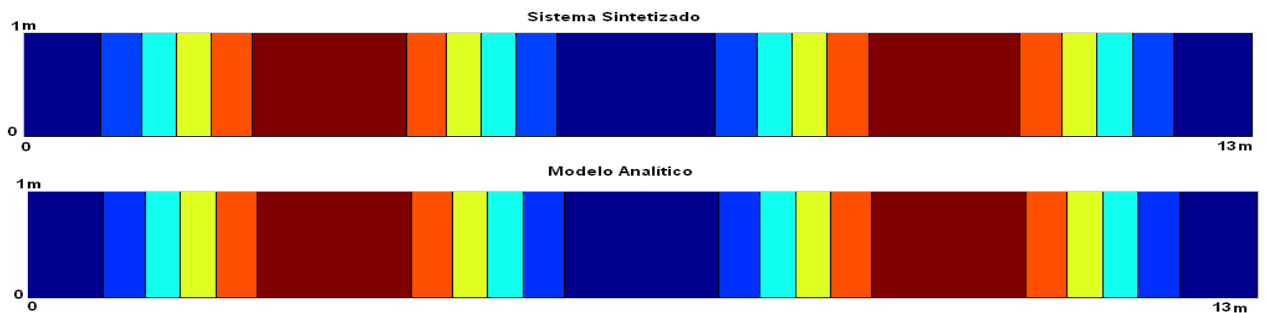


Figura 4.7 – Frequência Natural de 53,08 Hz do sistema sintetizado.

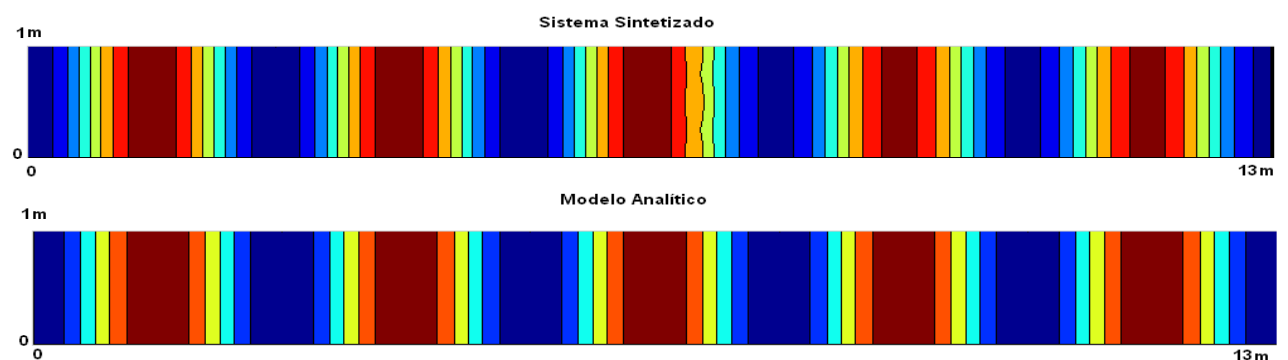


Figura 4.8 – Frequência Natural de 132,59 Hz do sistema sintetizado.

4.2.3.2 – Sistema Duto Particionado

Após verificar que o método de síntese modal proposto gerou resultados satisfatórios para um sistema simples de conexão entre dois dutos, o mesmo método foi utilizado para sintetizar o modelo de duto correspondente ao proposto no trabalho, ou seja, com colocação de partições dentro do mesmo. O modelo obtido via síntese modal de componentes será validado utilizando um modelo de elementos finitos.

A configuração do modelo proposto está mostrada na Fig. 4.9. Ressalta-se que as figuras seguintes tratam de esquemas do modelo, portanto não estão em escala.

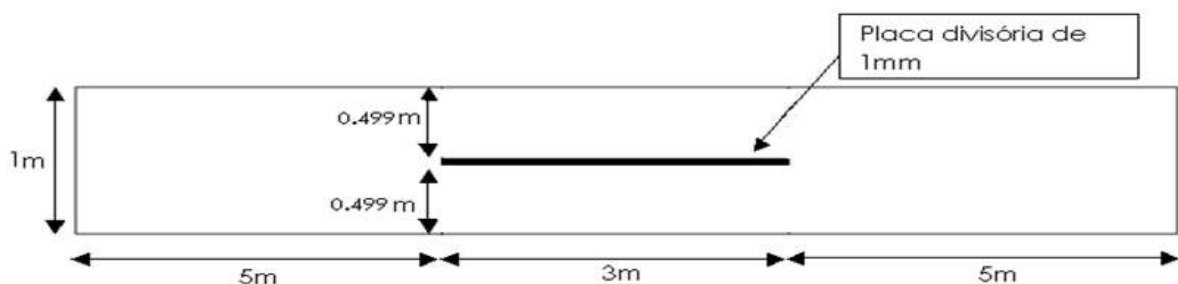


Figura 4.9 – Dimensões do modelo proposto para síntese modal de duto particionado.

As subestruturas a serem consideradas na técnica de síntese modal estão mostradas na Fig. 4.10 bem como a interface de conexão entre elas.

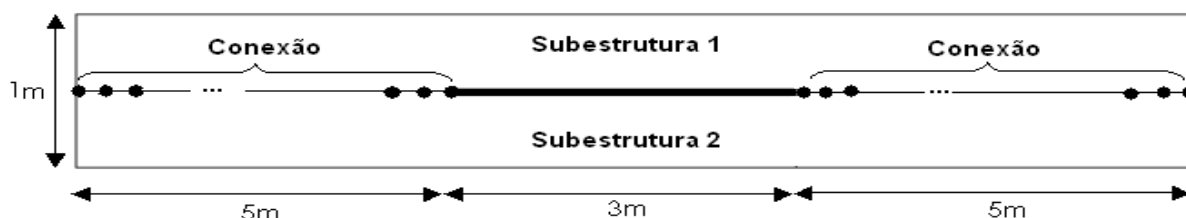


Figura 4.10 – Subestruturas a serem conectadas através da síntese modal de componentes.

Da Fig. 4.10 pode-se observar que serão consideradas duas subestruturas para o procedimento de síntese. São admitidos dois dutos com extremidades fechada-fechada, discretizados em nós onde nestes serão calculados os autovalores e autovetores analíticos para cada componente separadamente.

O espaçamento utilizado para os nós ao longo do comprimento corresponde a 10 cm e nas outras direções o espaçamento é igual a 2,5 cm. Sendo assim, o número total de nós do contorno das duas subestruturas é igual a 204. A frequência de interesse para precisão do método de SMC se mantém a mesma do exemplo anterior, ou seja, 500 Hz.

Para o modelo considerado na Fig. 4.10 a frequência de corte para a seção transversal de 1m x 1m é igual a 171,5 Hz. Ou seja, acima desta frequência começa a propagação de modos de alta ordem ao longo dos primeiros 5m de comprimento, porém, como a frequência de corte da seção transversal 0,499m x 0,499m é igual a 343 Hz, então as ondas se tornam plana entre o comprimento 5m e 8m, até atingir este valor de frequência de 343 Hz.

Na Tab. 4.3 estão mostradas as frequências naturais do sistema sintetizado (Fig. 4.10) e as frequências naturais do sistema completo utilizando o método de elementos finitos (MEF). É apresentado também nesta mesma tabela o erro relativo entre os dois métodos (SMC e MEF) em relação ao método de elementos finitos, ou seja, considerando o modelo de elementos finitos como sendo o “modelo real”. O erro relativo, mesmo sendo entre dois métodos numéricos, foi calculado para se ter um parâmetro de avaliação dos resultados obtidos com a técnica de síntese modal, uma vez que para o modelo proposto (duto particionado) não se tem o modelo teórico-analítico.

Tabela 4.3 – Resultados comparativos entre Síntese Modal de Componentes e Método de Elementos Finitos

Frequências Naturais [Hz]			
N.º	MEF	SMC	Erro Relativo ¹ (%)
1	13,19	13,19	0
2	26,38	26,38	0
3	39,57	39,57	0
4	50,17	51,68	3
5	52,77	52,76	0,018
6	65,96	65,96	0
7	79,15	79,15	0
8	92,35	92,34	0,01
9	99,56	102,20	2,65
10	105,54	105,53	0,009
11	118,74	118,73	0,008
12	132,16	131,92	0,18
13	145,42	145,11	0,21
14	146,3	150,36	2,77
15	158,34	158,30	0,025
16	172,01	171,52	0,28
17	172,84	176,17	1,92
18	177,12	176,38	0,42
19	179,36	180,65	0,72
20	185,24	182,65	1,39
21	185,34	184,69	0,35
22	191,2	188,62	1,35

¹ Erro Relativo (E_R) entre as Frequências Naturais Reais (MEF) do sistema e as Frequências Naturais Sintetizadas:

$$E_R = \frac{\left| f_{n_{\text{sin } t}} - f_{n_{\text{MEF}}} \right|}{f_{n_{\text{MEF}}}} \times 100 \quad (\%)$$

Observa-se nos resultados apresentados na Tab. 4.2 uma boa coerência entre os resultados gerados pelos dois métodos (MEF e SMC), onde o maior erro relativo obtido é de 2,7 %. Nas Figs. 4.11 a 4.16 estão representados os modos acústicos resultantes das frequências n.º 1, 12 e 18, respectivamente, da Tab. 4.3.

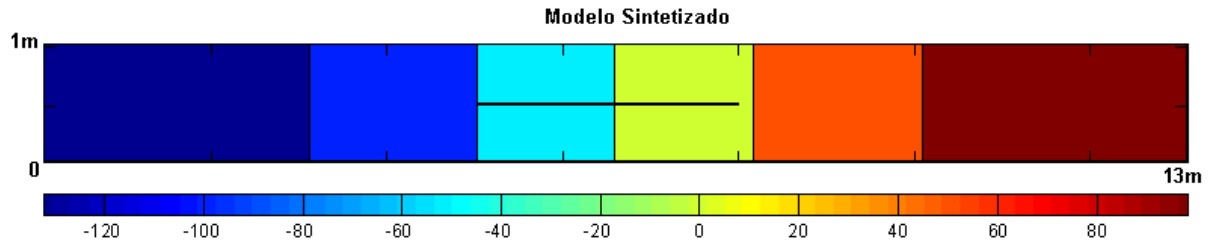


Figura 4.11 – Modo acústico do modelo modal sintetizado para a f_n de 13,19 Hz.

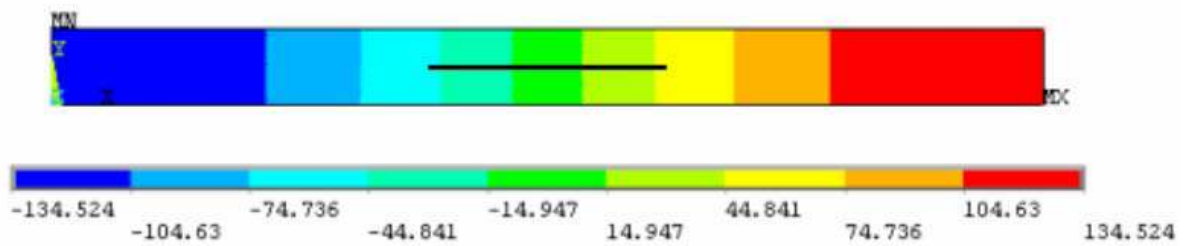


Figura 4.12 – Modo acústico do modelo de elementos finitos para a f_n de 13,19 Hz.

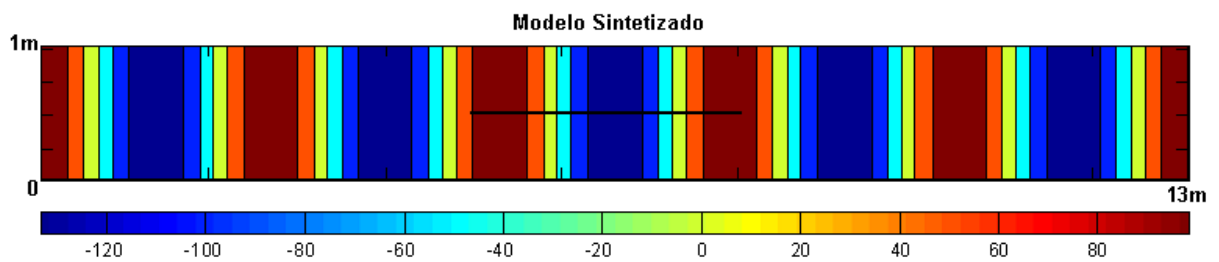


Figura 4.13 – Modo acústico do modelo modal sintetizado para a f_n de 131,92 Hz.

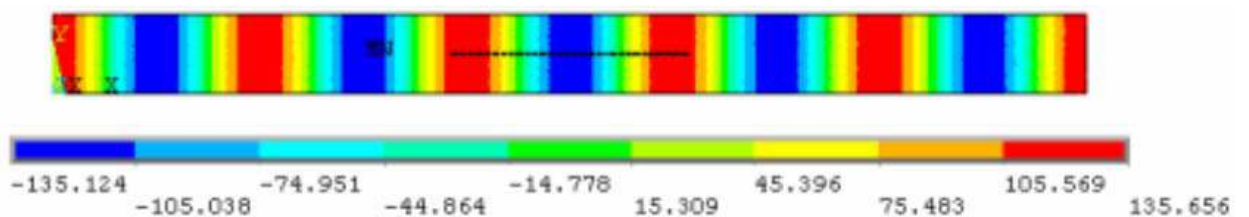


Figura 4.14 – Modo acústico do modelo de elementos finitos para a f_n de 132,16 Hz.

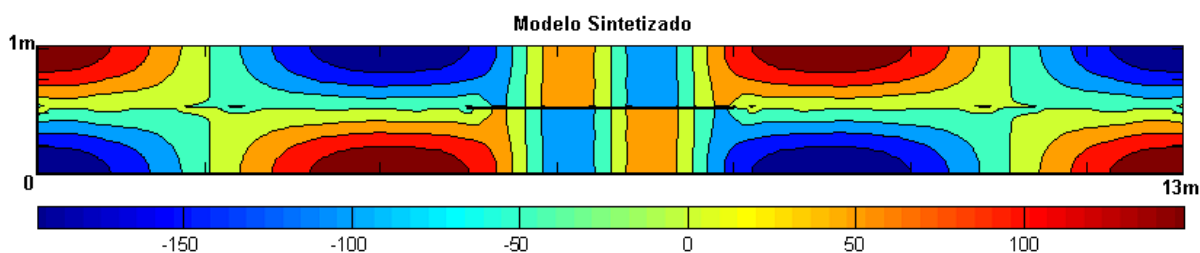


Figura 4.15 – Modo acústico do modelo modal sintetizado para a f_n de 176,38 Hz.

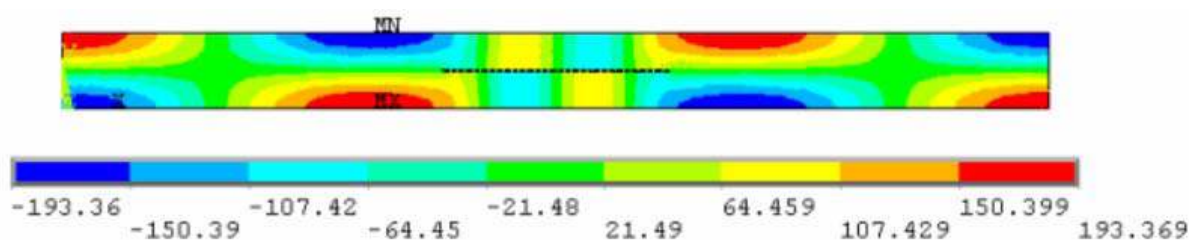


Figura 4.16 – Modo acústico do modelo de elementos finitos para a f_n de 177,12 Hz.

Nas Figs. 4.15 e 4.16 pode-se observar que com a inserção de uma placa no interior do duto, obtêm-se ondas planas no interior das cavidades formadas pelo conjunto placa-duto, e observa-se ainda que a frequência de análise está cima da primeira frequência de corte do sistema original.

Outras configurações foram sintetizadas variando o comprimento do duto, bem como a seção transversal do mesmo. Os resultados obtidos foram satisfatórios validando então a técnica de síntese proposta.

De posse do modelo modal obtido via SMC, o campo acústico gerado por uma fonte sonora primária e uma fonte sonora de controle, podendo estas estar operando sozinhas ou em conjunto, pode ser obtido para cada modo separadamente. Uma vez obtido o campo sonoro no interior do duto, uma otimização da posição dos sensores e atuadores foi realizada.

4.3 – Campo de Pressão Sonora no Interior do Duto

O campo de pressão sonora no interior do duto pode ser estimado a partir dos autovalores e autovetores do sistema. Podendo ser estes autovalores e autovetores teóricos ou obtidos via Síntese Modal de Componentes, como é o caso deste trabalho.

Para cálculo da pressão sonora do sistema acústico a partir dos parâmetros modais, tem-se que para o modelo modal acústico, pode-se relacionar a pressão de saída e a pressão de entrada através da seguinte relação (MAIA; SILVA, 1997):

$$\alpha_{jk}(\omega) = \frac{P_j}{p_k} = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{jr} \phi_{kr}}{\omega_r^2 - \omega^2} \quad (4.31)$$

onde:

P_j é pressão sonora no nó j (ressalta-se que o modelo obtido via SMC é discretizado em N nós, ou seja, N graus de liberdade);

p_k é a excitação harmônica no nó k , sendo esta excitação uma pressão sonora;

ϕ_{jr} é o autovetor obtido via SMC no nó j correspondente ao modo r ;

ϕ_{kr} é o autovetor obtido via SMC no nó de excitação k correspondente ao modo r ;

ω_r é a frequência natural do modo r em rad/s;

ω é a frequência angular de interesse em rad/s.

Sendo assim, a pressão no nó j devido a uma excitação harmônica no nó k é dada por:

$$NPS_j(\omega) = 20 \log_{10} \left(\frac{\sum_{r=1}^N \frac{\phi_{jr} \phi_{kr} p_k}{\omega_r^2 - \omega^2}}{p_o} \right) \quad [\text{dB}] \quad (4.32)$$

onde p_o é a pressão de referência (0,00002 Pa).

Como o modelo modal via SMC é obtido para dutos com extremidades fechadas, é necessário multiplicar o numerador da Eq. (4.32) pelo termo $e^{-2\Phi}$, onde Φ é o coeficiente de reflexão da terminação do duto para modificar a terminação da extremidade $z=L$.

Nas Eq. (4.31) e (4.32), assume-se que o sistema é linear e não tem amortecimento significativo. Portanto, estas equações podem ser utilizadas para cálculo da pressão sonora quando da presença de vários harmônicos.

Para validação das Eq. (4.31) e (4.32), o campo sonoro no interior de um duto é calculado primeiramente para um sistema sem partições internas e utilizando autovalores e autovetores teóricos.

O modelo do duto possui 13 metros de comprimento e seção transversal quadrada de $1 \times 1 \text{ m}^2$. A fonte de excitação é harmônica e está localizada na extremidade esquerda do duto, no centro da seção transversal, emitindo uma pressão sonora igual a 1 Pa, o que equivale a 94 dB. Foram obtidos os resultados mostrados nas Figs. 4.17 a 4.22 com frequências de

excitação iguais a 200, 400 e 500 Hz. Para comparar os resultados obtidos a partir do modelo modal, o campo de pressão sonora é calculado utilizando o método de elementos finitos (MEF) e também mostrados nas Figs. 4.17 a 4.22.

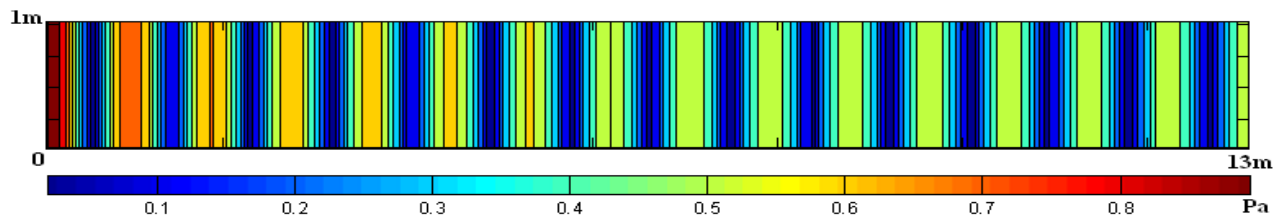


Fig. 4.17a – Pressão Sonora para a frequência de excitação de 200 Hz utilizando modelo modal.

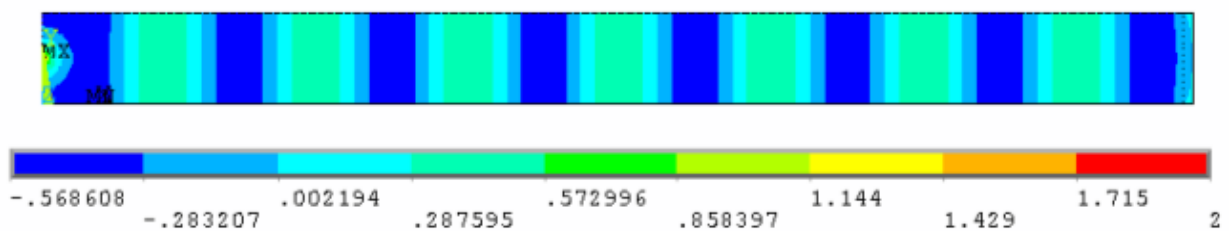


Fig. 4.17b – Pressão Sonora em Pascal para a frequência de excitação de 200 Hz via MEF.

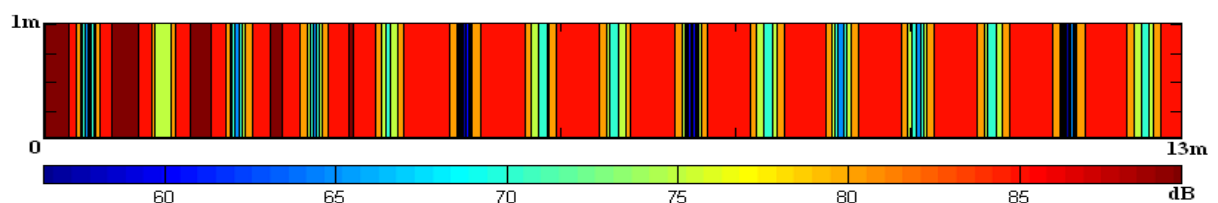


Fig. 4.18a – Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 200 Hz utilizando modelo modal.

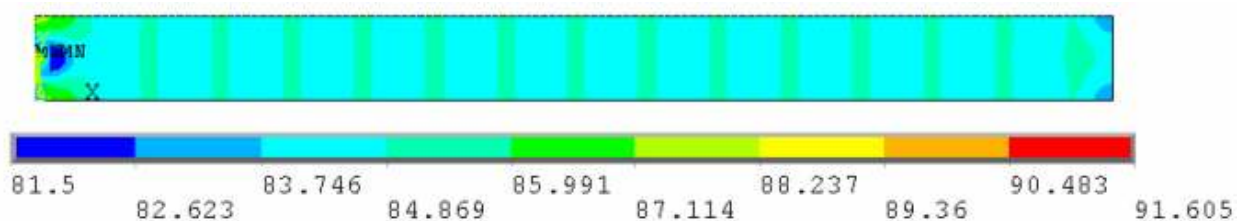


Fig. 4.18b – Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 200 Hz via MEF.

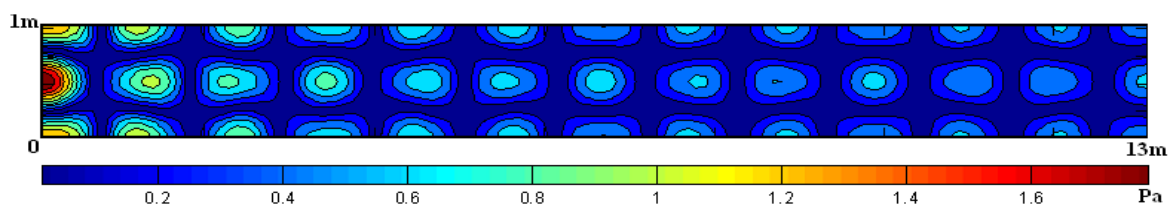


Fig. 4.19a – Pressão Sonora para a frequência de excitação de 400 Hz utilizando modelo modal.

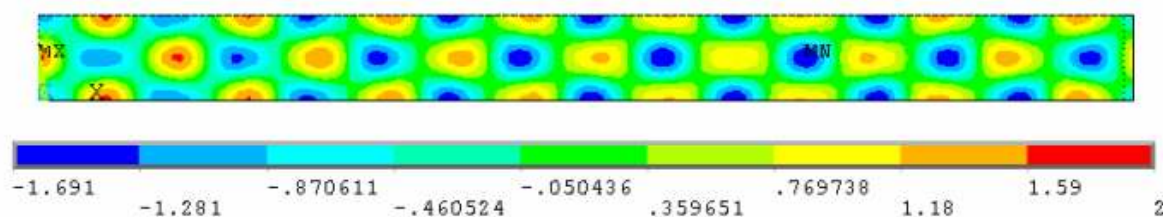


Fig. 4.19b – Pressão Sonora em Pascal para a frequência de excitação de 400 Hz via MEF.

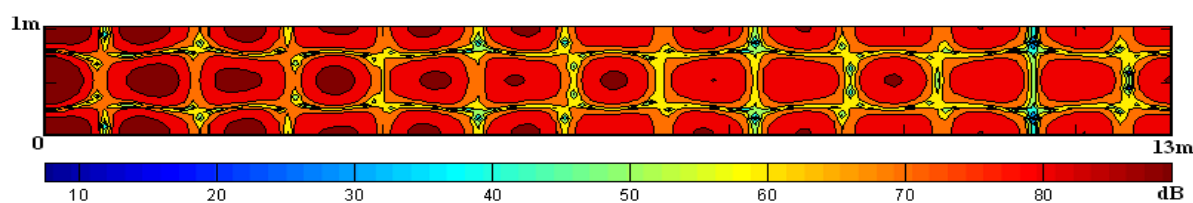


Fig. 4.20a – Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 400 Hz utilizando modelo modal.

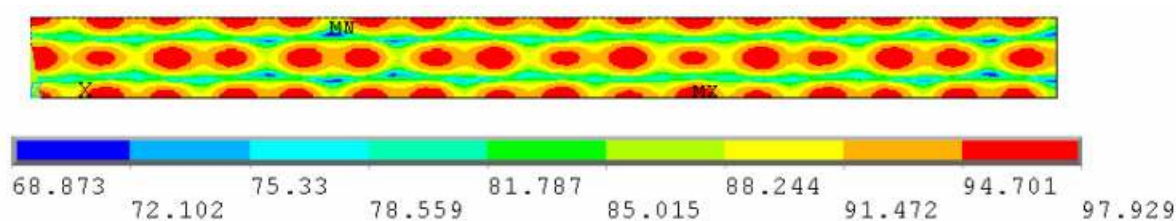


Fig. 4.20b – Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 400 Hz via MEF.

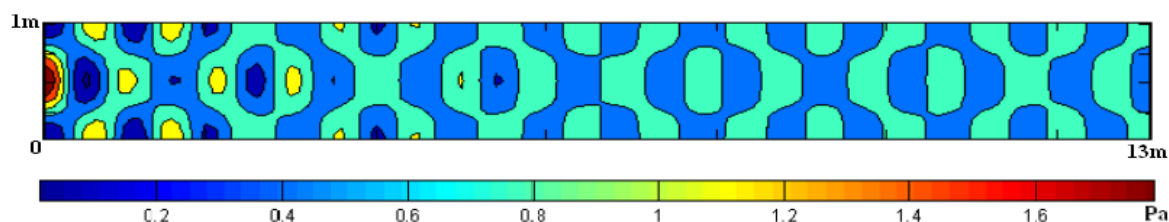


Fig. 4.21a – Pressão Sonora para a frequência de excitação de 500 Hz utilizando modelo modal.

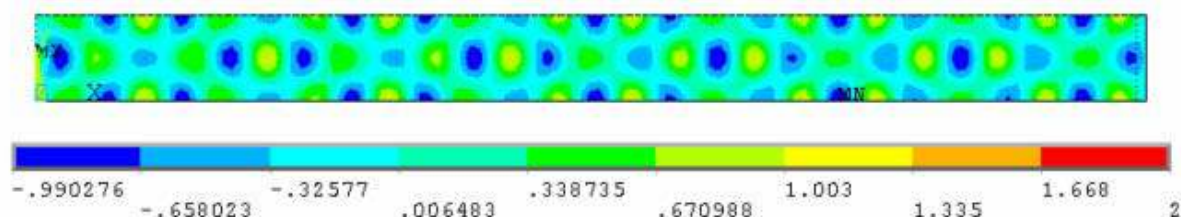


Fig. 4.21b – Pressão Sonora em Pascal para a frequência de excitação de 500 Hz via MEF.

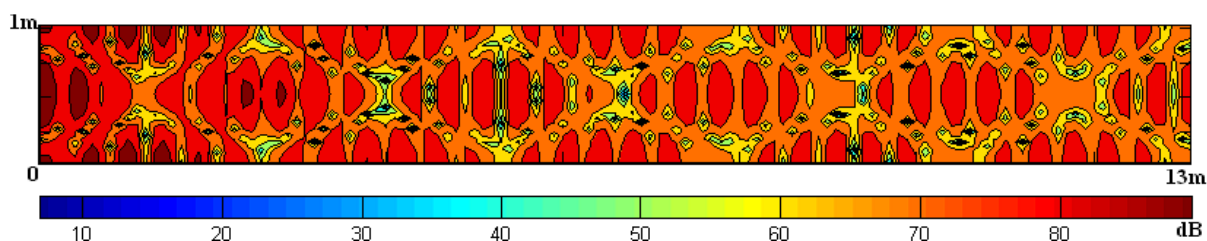


Fig. 4.22a – Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 500 Hz utilizando modelo modal.

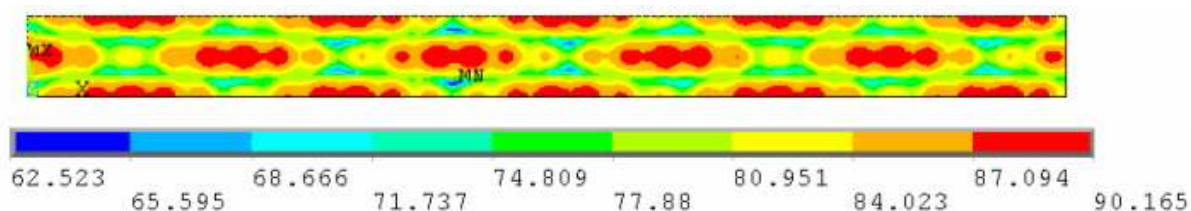


Fig. 4.22b – Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 500 Hz via MEF.

Analisando as Figs. 4.17 a 4.22 observa-se a concordância dos resultados entre o modelo modal e modelo de elementos finitos, validando assim as Eqs. (4.31) e (4.32) para gerar o campo sonoro a partir dos autovetores e autovetores do modelo modal obtido via SMC.

Sendo assim, o próximo passo é aplicar as Eqs. (4.31) e (4.32) utilizando os autovalores e autovetores obtidos a partir do método de síntese modal para um modelo de duto com partições internas. Da mesma maneira, o campo de pressão sonora do modelo modal será comparado com o modelo de elementos finitos. O modelo geométrico do duto está mostrado na Fig. 4.9.

Utiliza-se uma fonte sonora pontual do tipo monopolo na extremidade esquerda do duto para uma excitação harmônica. Os resultados obtidos para as diversas frequências simuladas estão mostrados nas Figs. 4.23 a 4.28.

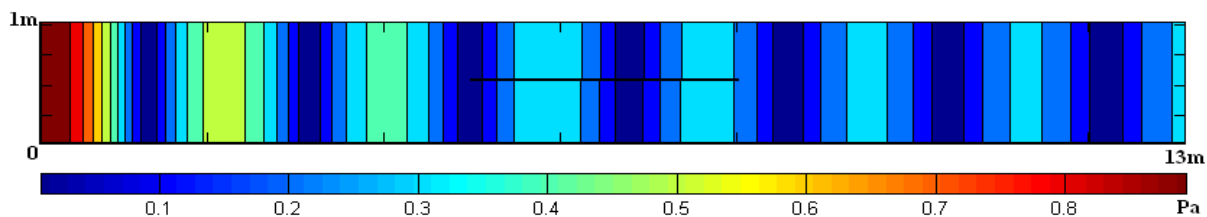


Fig. 4.23a – Pressão Sonora para a frequência de excitação de 100 Hz utilizando modelo obtido via SMC.

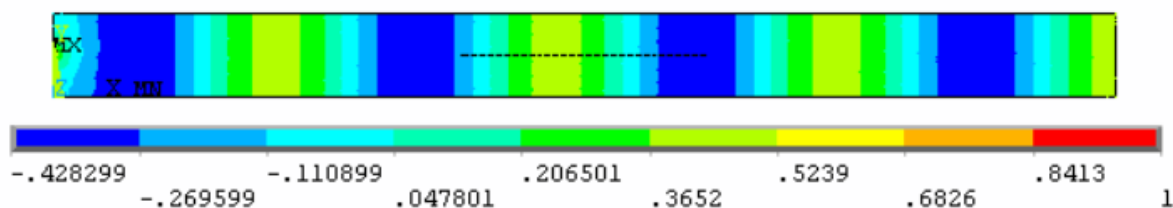


Fig. 4.23b – Pressão Sonora em Pascal para a frequência de excitação de 100 Hz via MEF.

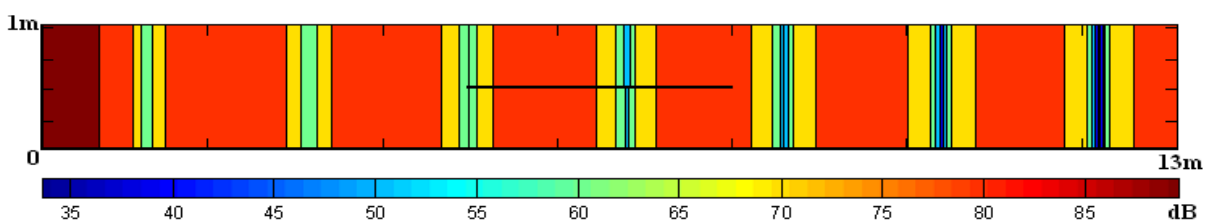


Fig. 4.24a – Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 100 Hz utilizando modelo obtido via SMC.

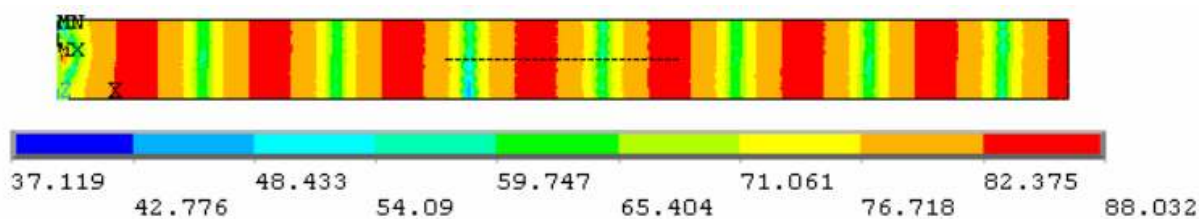


Fig. 4.24b – Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 100 Hz via MEF.

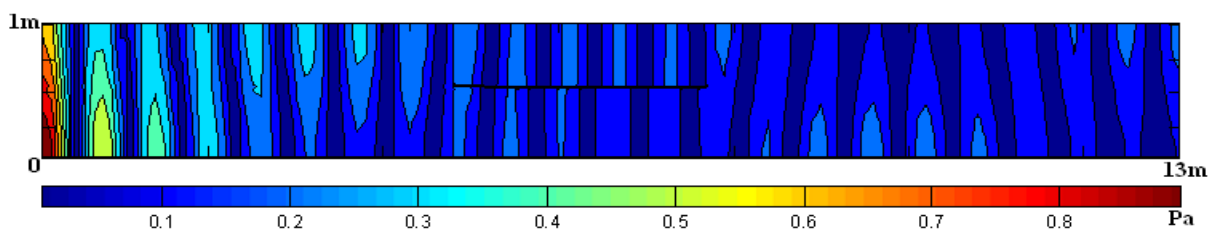


Fig. 4.25a – Pressão Sonora para a frequência de excitação de 300 Hz utilizando modelo obtido via SMC.

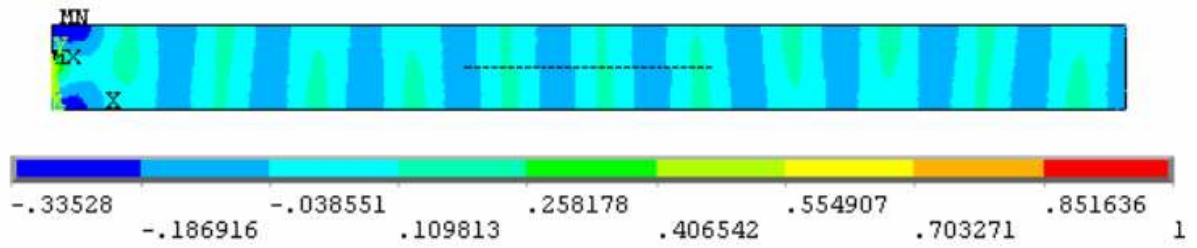


Fig. 4.25b – Pressão Sonora em Pascal para a frequência de excitação de 300 Hz via MEF.

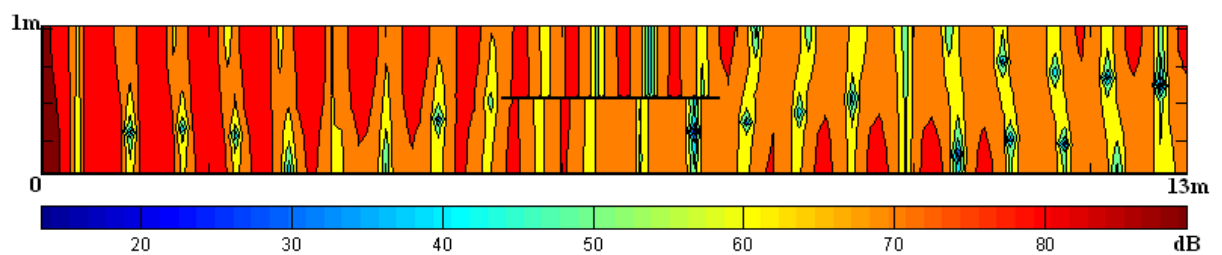


Fig. 4.26a – Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 300 Hz utilizando modelo obtido via SMC.

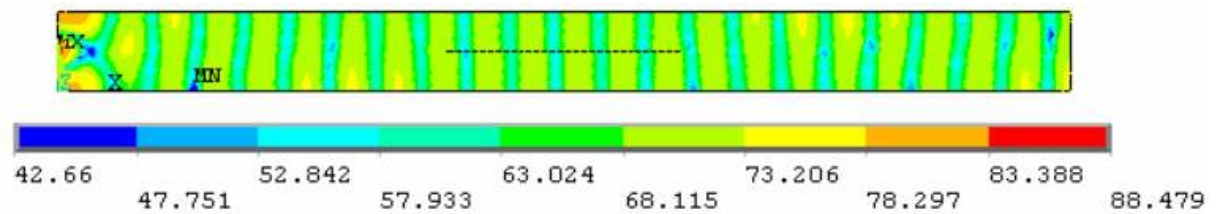


Fig. 4.26b – Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 300 Hz via MEF.

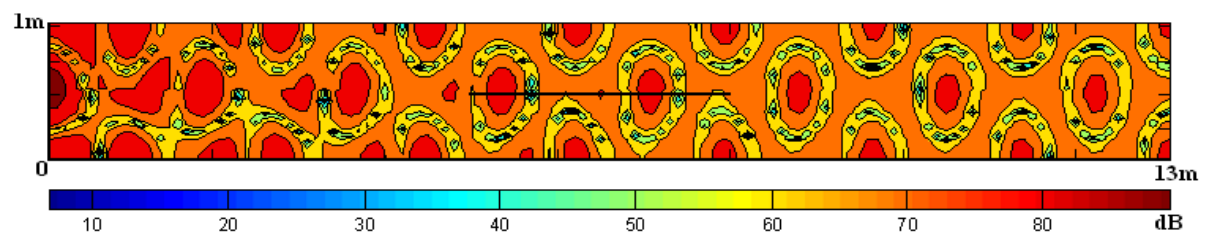


Fig. 4.27a – Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 400 Hz utilizando modelo obtido via SMC.

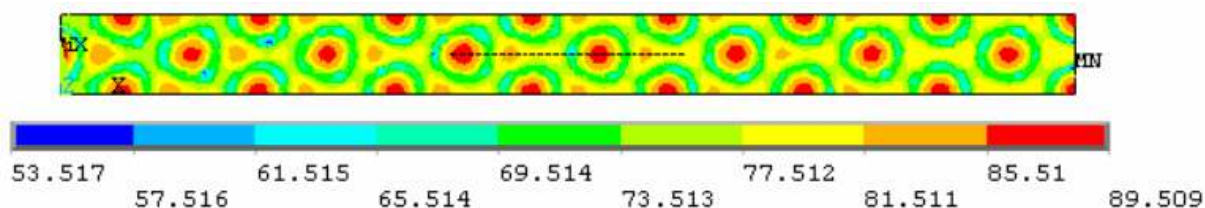


Fig. 4.27b – Nível de Pressão Sonora para a frequência de excitação de 400 Hz via MEF.

Como pôde ser observado, o modelo modal obtido via síntese modal de componentes consegue representar com precisão o campo de pressão sonora resultante de uma excitação harmônica se comparado com o modelo obtido via MEF.

Após validação do modelo modal obtido via SMC, uma otimização da localização da fonte de controle pode ser realizada para que possa ser implementado na prática um controle ativo de ruído ótimo.

4.4 – Otimização da Posição dos Atuadores

Para obter a posição ótima das fontes de controle bem como dos sensores de erro no duto proposto, ou seja, o duto com partições em seu interior, será utilizado o modelo modal obtido via síntese modal de componentes descrito no item 4.2.3.

A função objetivo do algoritmo de otimização é a minimização da pressão média quadrática na região onde estão localizados os microfones de erro. Sendo que a posição do atuador e de sensor de erro para cada partição fica restrita ao comprimento da placa adicionada ao sistema para fins de planificação da onda sonora.

A partir dos trabalhos pesquisados na revisão bibliográfica abordando otimização em sistemas de CAR, observou-se que para a finalidade proposta, ou seja, otimização da posição dos sensores e atuadores em sistema de controle ativo de ruído, os algoritmos de otimização estocásticos são os que mais se adaptam ao problema, uma vez que estes são robustos e geram resultados satisfatórios, principalmente no que diz respeito a mínimos locais, o qual é um problema comum quando se trata de otimização em CAR (BAEK; ELLIOTT,1995).

Sendo assim, neste trabalho são utilizados algoritmos genéticos (AG), conhecidos como algoritmos evolucionários, para realizar a otimização da posição dos alto-falantes de controle e a posição dos sensores de erro, uma vez que estes algoritmos possuem bom desempenho em problemas de otimização complexos que envolvem multi-variáveis. O algoritmo utilizado é do tipo “*float genetic algorithm (FGA)*” o qual possui maior precisão, estabilidade e robustez quando comparado ao “*binary genetic algorithm (BGA)*” (HOUCK et al, 1995), sendo este

implementado no Matlab. No capítulo 6, onde são mostrados os resultados obtidos com a otimização, o procedimento de otimização está mais bem especificado, bem como um detalhamento do algoritmo utilizado, tais como parâmetros de entrada e saída do mesmo.

No ANEXO II é apresentado um breve resumo sobre o funcionamento de algoritmos genéticos. Uma investigação mais didática e detalhada pode ser encontrada em livros-texto consagrados na área tais como Goldberg (1989) e Mitchell (1996).

4.4.1 – Aplicação de Algoritmos Genéticos para Otimização da Posição dos Atuadores e Sensores do Sistema de CAR Proposto

Para implementação do AG, primeiramente deve ser definida a função objetivo do problema proposto. Neste caso, a função objetivo corresponde a minimizar a pressão sonora média quadrática na posição estabelecida para os microfones de erro.

Desta maneira, a função objetivo pode ser definida pela Eq. (4.33), a qual corresponde à minimização da pressão sonora média quadrática dos nós localizados na saída do duto para um sistema sem e com partições internas, ou para o caso do sistema particionado, onde a minimização corresponde à pressão sonora média quadrática na saída de cada partição.

$$f_{obj} = \left[\sum_{j=1}^m p_j^2 \right] \quad (4.33)$$

onde p_j é a pressão sonora em Pascal calculada através da Eq. 4.32 e m é número de nós considerados na saída do duto, ou seja, corresponde à quantidade de microfones de erro.

As restrições impostas ao algoritmo são do tipo lateral e limitam a posição dos atuadores, as quais são definidas ao longo da direção longitudinal do duto, e a pressão sonora emitida pela fonte (componente real e imaginária).

No próximo capítulo, a metodologia proposta, a qual propõe a inserção de divisões no interior do duto, é modelada utilizando elementos finitos juntamente com otimização dos atuadores para verificar a viabilidade da técnica.

CAPÍTULO V

Simulações Numéricas de Controle Ativo de Ruído utilizando Método de Elementos Finitos

5.1- Introdução

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos com as simulações numéricas de controle ativo de ruído utilizando modelo acústico de elementos finitos, tendo neste modelo o particionamento interno do duto para planificação das ondas sonoras.

Um rotina de otimização (algoritmos genéticos) é utilizada para otimizar a pressão sonora da fonte de controle e a posição desta de modo a obter um controle ótimo do sistema, minimizando, portanto, a pressão sonora irradiada pela saída do duto.

O objetivo deste capítulo é demonstrar numericamente a viabilidade de realizar o controle ativo de ruído em dutos particionados internamente ao longo de sua direção axial, de modo que o controle seja realizado em regiões com propagação de ondas sonoras planas.

Com os resultados obtidos foi possível verificar o comportamento acústico das ondas sonoras no interior das cavidades formadas pelas partições, antes e depois da atuação da fonte de controle, bem como o desempenho do controle ativo de ruído para o sistema com e sem partições internas. Foi possível também verificar a influência dos parâmetros: posição da fonte de controle e frequência de análise na atenuação obtida com o controle ativo de ruído.

As simulações foram realizadas utilizando o software comercial de elementos finitos ANSYS[®] juntamente com programação em Matlab[®].

Para enriquecimento teórico, encontra-se no Anexo II uma breve descrição da aplicação do Método de Elementos Finitos aplicado à Acústica.

5.2- Simulações de Controle Ativo de Ruído via Método de Elementos Finitos

Na etapa de pré-processamento do software definiu-se o tipo de elemento a ser utilizado no modelo proposto, o qual é constituído de fluido acústico.

O programa computacional fornece quatro tipos de elementos acústicos, no entanto, apenas duas são utilizadas em modelos de campo finito, o qual se aplica a este trabalho. As outras são aplicadas ao estudo do campo acústico em pontos no infinito. Para este trabalho, os dois elementos passíveis de serem usados no estudo são o FLUID29 para modelagem bidimensional e o elemento FLUID30 para modelagem tridimensional, conforme mostrado na Fig. 5.1.

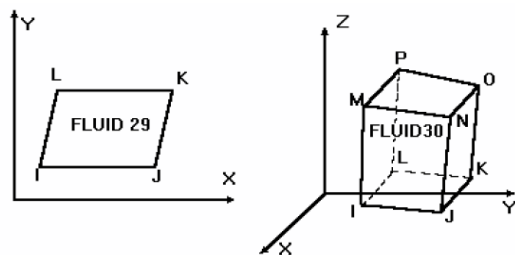


Figura 5.1 - Configuração dos Elementos utilizados em análise acústica finita

Os elementos da Fig. 5.1 admitem em cada nó 4 graus de liberdade, sendo: deslocamentos em x, y e z, e pressão sonora. A partir dos deslocamentos, e utilizando o conceito de derivada, obtém-se a velocidade da partícula no nó desejado.

As propriedades físicas atribuídas ao fluido acústico foram: densidade do fluido igual a $1,21 \text{ Kg/m}^3$ e velocidade do som igual a 343 m/s . Estas propriedades se referem ao ar, a uma temperatura de 20°C . A pressão de referência atribuída às análises é igual a $2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$.

Para melhor entender a geometria do modelo bem como as atribuições dadas aos elementos, na Fig. 5.2 está mostrado um corte longitudinal de uma das configurações de duto estudadas. As variações de geometria para as outras configurações se aplicam às dimensões do modelo, à quantidade de placas divisoras e à posição da placa divisora ao longo do comprimento do duto.

Observa-se na Fig. 5.2 uma área retangular superior (azul claro) a qual representa o meio externo ao duto. O elemento atribuído a esta área é fluido acústico, porém, aos elementos de contorno (linhas 1 a 5) são atribuídos propriedade de absorção total ($MU=1$). Desta maneira admite-se que todo o ruído irradiado pelo duto é propagado ao meio externo

sem reflexão das ondas sonoras. Ressalta-se que os elementos em contato com as linhas 6 e 7 não recebem esta propriedade física (absorção sonora total).

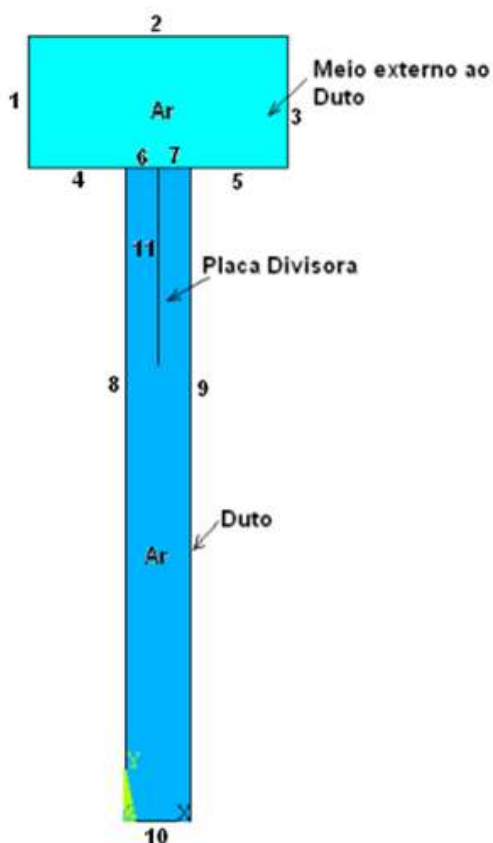


Figura 5.2 – Geometria do modelo estudado.

A área retangular inferior (azul escuro) representa o fluido acústico no interior do duto, onde se observa que seu comprimento é bem maior que a largura da seção transversal do mesmo. O elemento utilizado também é fluido acústico, porém, nos elementos de contorno (elementos em contato com as linhas 8, 9 e 10) é aplicada condição de fluido-estrutura, ou seja, significa que estes elementos estão em contato com uma estrutura que no caso é a superfície do duto.

A placa divisora no interior do duto está representada pela linha 11, onde os elementos em contato com esta linha recebem condição de contorno do tipo fluido-estrutura. Visualmente não se percebe, mas esta placa divisora, em todas as configurações estudadas, recebe uma espessura de 2 mm.

O tamanho do elemento é definido em função da frequência de análise. Para se obter precisão dos resultados, o tamanho do elemento deve ser menor que 1/12 do comprimento de onda da máxima frequência de análise (GERGES, 2000).

A carga imposta ao modelo, a qual corresponde à pressão sonora a qual está excitando o fluido acústico na frequência de interesse, é aplicada em alguns nós presentes na linha 10. Em função do tamanho da fonte primária e do tamanho do elemento, é escolhida a quantidade de nós onde se aplica a pressão. A análise realizada é harmônica.

Para simular a fonte de controle, pressão sonora é aplicada nos nós onde se quer posicionar esta fonte. Várias localizações para a fonte de controle foram testadas nas simulações a fim de analisar o efeito deste parâmetro no resultado do controle ativo de ruído.

De posse do modelo de elementos finitos formulado, o controle ativo de ruído foi realizado em conjunto com um algoritmo de otimização (algoritmos genéticos).

Nesta rotina, as restrições (limites mínimo e máximo) de pressão sonora e posição da fonte de controle são definidas em função do modelo considerado. Para cada geração do algoritmo genético, o programa de elementos finitos estima a pressão sonora irradiada pelo duto devido à fonte primária e à fonte de controle. Desta forma, a rotina de otimização define a pressão ótima da fonte de controle (magnitude e fase) e a posição desta de modo que o nível de pressão sonora irradiada pelo sistema seja minimizada.

5.3 – Resultados do Controle Ativo de Ruído via Método de Elementos Finitos

Na primeira simulação foi considerado um duto de 1 m de largura e 13 metros de comprimento. A placa dividindo o duto em duas cavidades possui 3 metros de comprimento e foi colocada a uma altura de 7 metros da base do duto. A priori, as análises são feitas em modelos 2D devido ao custo computacional envolvido e por estas simulações serem exploratórias.

Na extremidade inferior do duto foi aplicada uma pressão sonora de 0.707 Pa simulando a fonte sonora de excitação. A pressão sonora foi aplicada em dois nós. O tamanho do elemento é de 0.05m.

A análise foi realizada na frequência de 200 Hz. Uma vez que a frequência de corte do duto é de 171,5 Hz, na frequência de análise já ocorre a propagação de modos acima da primeira frequência de corte. Ressalta-se que nas cavidades formadas pela placa divisora a primeira frequência de corte é igual a 343 Hz.

Na Fig. 5.3 está mostrado o campo acústico no interior do duto gerado pela fonte sonora localizada na base do sistema, sem atuação do controle ativo. Em todas as configurações apresentadas neste capítulo, o comprimento do duto está ao longo do eixo z e os resultados correspondem à pressão sonora em decibéis (dB).

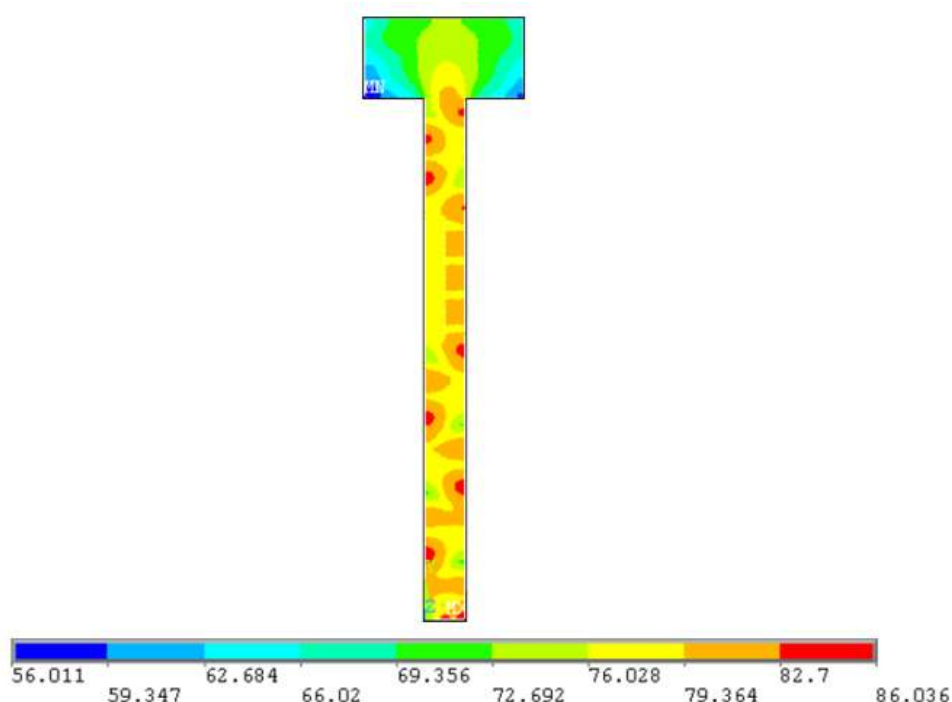


Figura 5.3 – Campo acústico do duto sem controle ativo de ruído.

Observam-se na Fig. 5.3 que as ondas acústicas que se propagam ao longo das cavidades formadas pela placa interna são ondas planas, porém o campo acústico formado entre as cavidades são diferentes em amplitude e fase.

Teoricamente, o controle ativo é realizado quando da superposição entre duas ondas acústicas de mesma amplitude e fases oposta. Desta maneira se obteve a máxima pressão acústica em cada cavidade, e a fim de atenuar o ruído, duas fontes de controle foram imposta no sistema com mesma amplitude (amplitude máxima da pressão sonora no interior da cavidade), porém, com fase oposta à onda que se quer atenuar. A fonte de controle é representada por uma carga do tipo pressão sonora em dois nós posicionados nas laterais do duto. Para esta primeira simulação, a fonte de controle está posicionada na altura $z=5,13$ metros (o eixo z se localiza ao longo da altura do eixo a a partir da base do mesmo). O resultado obtido com o controle ativo está mostrado na Fig. 5.4.

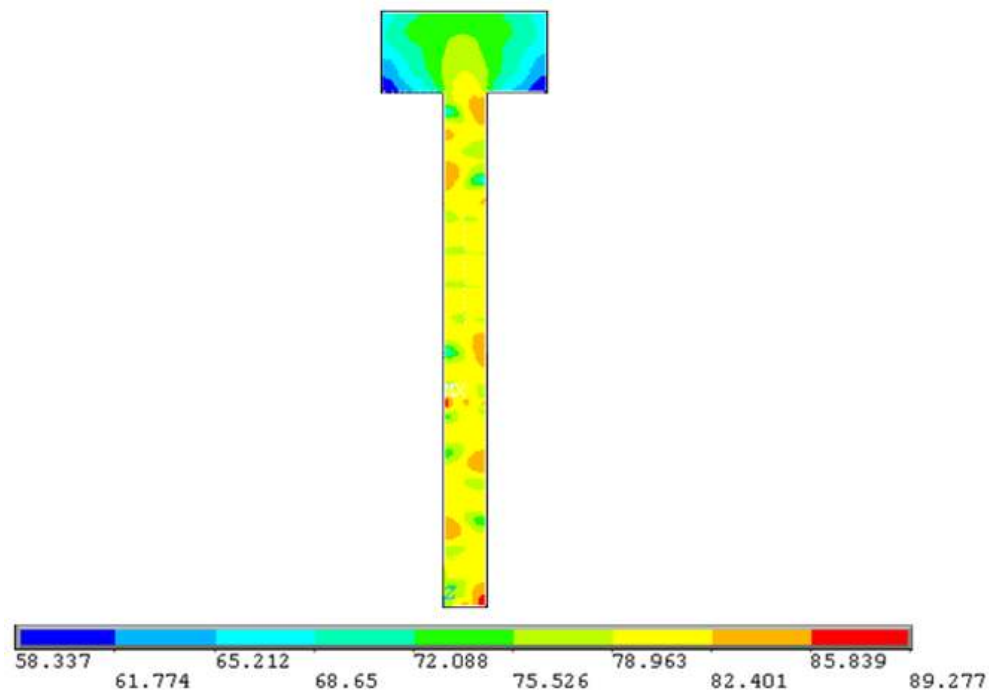


Figura 5.4 – Campo acústico do duto utilizando duas fontes de controle nas laterais.

Observa-se que a atenuação obtida na saída do duto não foi significativa (atenuação de 1 dB apenas). Sendo assim, uma otimização randômica foi realizada para verificar o efeito da variação da amplitude e fase da pressão sonora aplicada pela fonte de controle. O resultado obtido pode ser verificado na Fig. 5.5, onde se observa uma atenuação da ordem de 10 dB na saída do duto quando comparado com o resultado obtido na Fig. 5.3. A posição das fontes de controle no eixo z foi mantida em 5,13 metros.

Uma vez que a amplitude e fase da pressão sonora da fonte de controle e a posição destas fontes de controle podem ser variadas de modo que se obtenha a maior atenuação do ruído na saída do duto, uma otimização utilizando algoritmos evolucionários juntamente com a técnica de elementos finitos foi adotada para validar a metodologia proposta neste trabalho.

Uma rotina de otimização foi implementada em ambiente Matlab[®] utilizando algoritmos genéticos (toolbox denominado GAOT (Genetic Algorithms for Optimization Toolbox), versão 5, desenvolvido por Houck et al (1995)). As variáveis de projeto correspondem à pressão sonora da fonte de controle (amplitude e fase) e a posição desta ao longo do comprimento do duto.

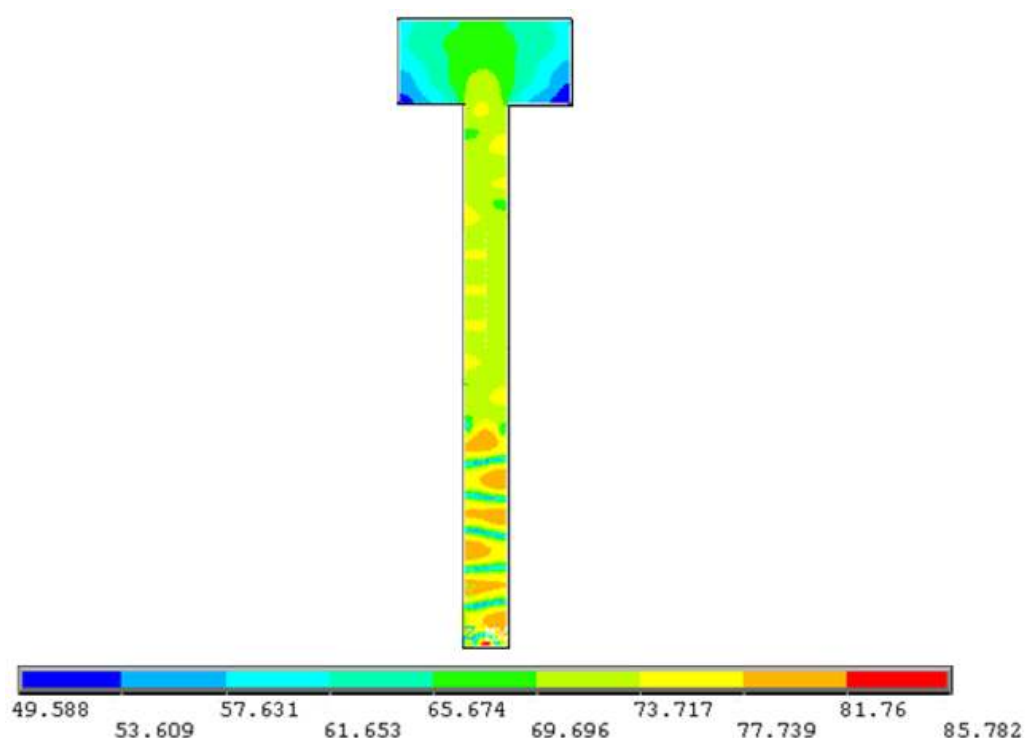


Figura 5.5 – Campo acústico do sistema otimizado com CAR utilizando duas fontes de controle.

Para cálculo da função objetivo, ou seja, minimização da pressão sonora irradiada pelo duto (na saída deste) utilizou-se o *solver* do software Ansys®.

Várias simulações utilizando otimização em conjunto com o método de elementos finitos foram realizadas para verificar a viabilidade da proposta deste trabalho, ou seja, a realização do controle ativo de ruído em regiões de propagação de ondas planas. A seguir estão mostrados alguns resultados obtidos com a técnica proposta.

Na simulação mostrada a seguir utilizou-se no modelo um duto de largura igual a 1,2m e 13 metros de comprimento (a primeira frequência de corte é igual para este duto é de 142 Hz), na frequência de 300 Hz. Para verificar o efeito da inserção das placas divisoras no interior do sistema na pressão sonora irradiada pela saída do duto, na Fig. 5.6a está mostrado o campo acústico no interior do duto antes (pressão média na saída do duto igual a 75 dB) e após (Fig. 5.6b) a inserção de duas placas divisoras (pressão média na saída do duto igual a 79 dB). O comprimento da placa divisora é igual a 4 metros, sendo sua posição inicial em $z=7$ metros a partir da base do duto.

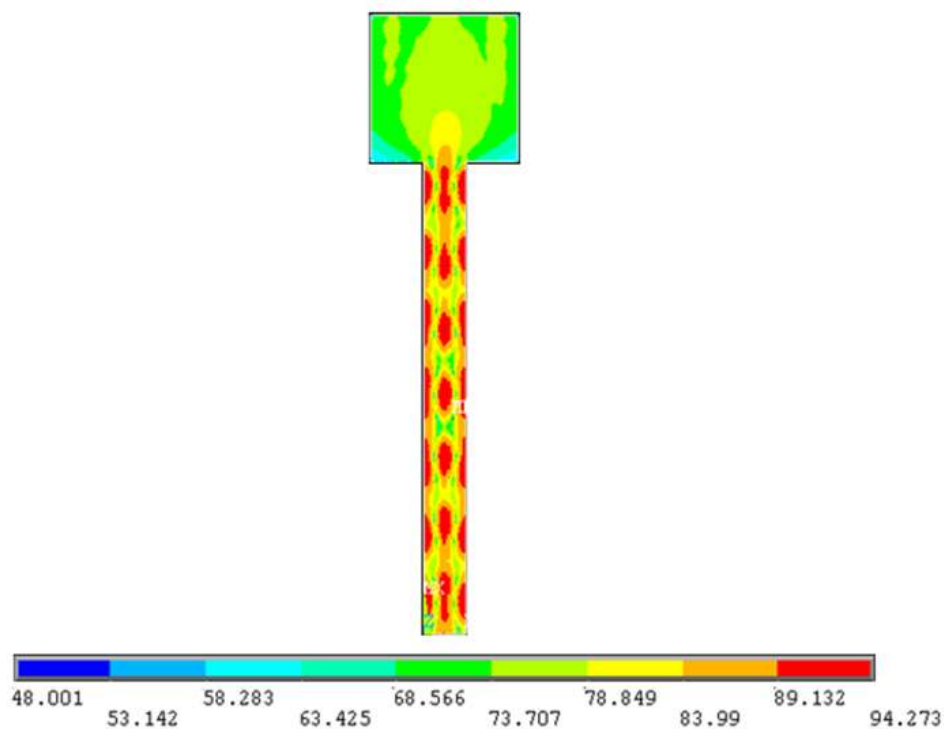


Figura 5.6a – Campo acústico do duto na frequência de 300 Hz sem placas divisoras internas.

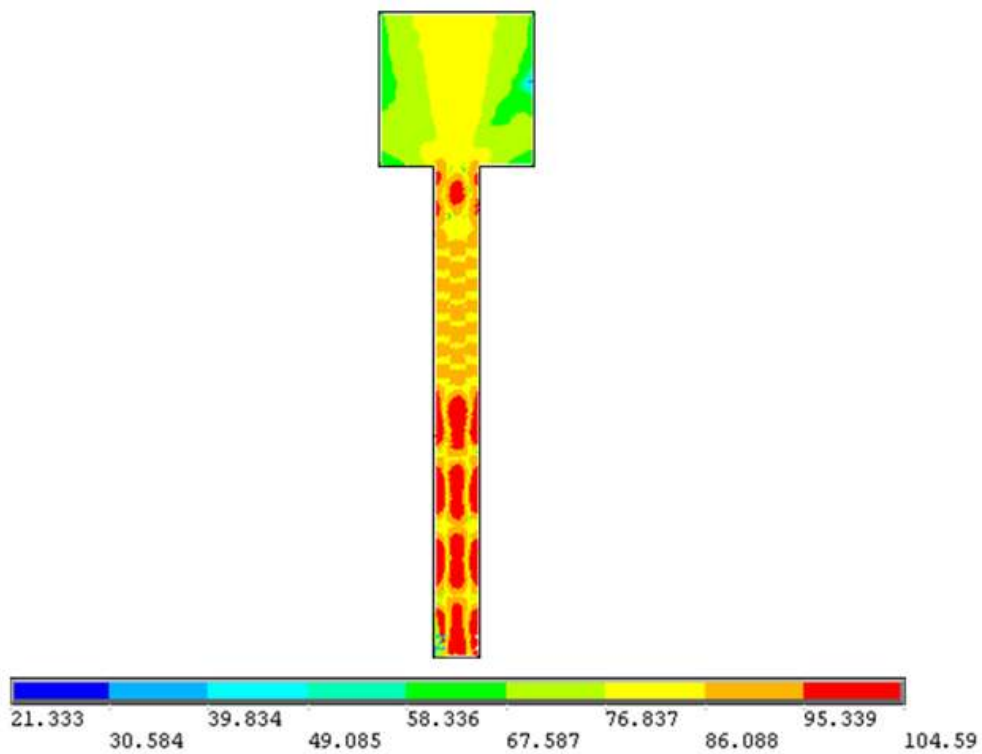


Figura 5.6b – Campo acústico do duto na frequência de 300 Hz com placas divisoras.

Na Fig. 5.7 estão mostrados os resultados obtidos com o controle ativo no sistema da Fig.5.7b utilizando apenas uma fonte de controle, a qual está posicionada no centro do duto ao longo de sua largura. Observa-se que a pressão média conseguida com o CAR na saída do duto é de 53 dB. Nesta simulação é otimizada a pressão da fonte de controle (tanto parte real quanto imaginária desta, ou seja, amplitude e fase) e a posição desta ao longo do eixo z, restringindo sua posição entre 1,5 m e 6,5 m.

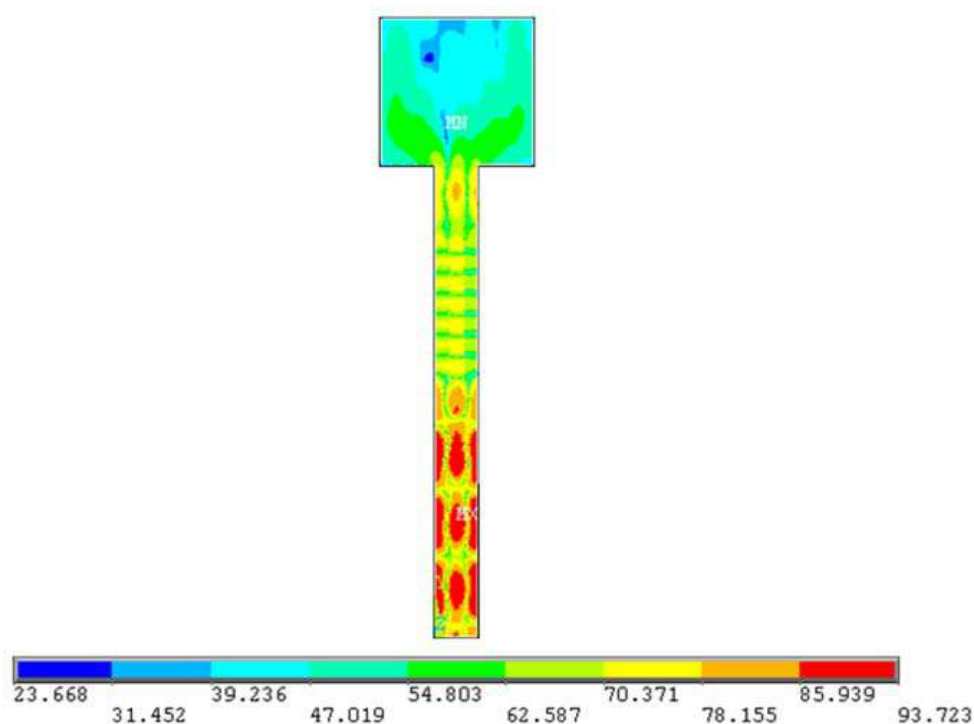


Figura 5.7 – Controle ativo de ruído no sistema da Fig 5.6b utilizando 1 fonte de controle na frequência de 300 Hz.

A pressão sonora aplicada em cada nó da fonte de controle (são utilizados dois nós) obtida com a rotina de otimização é igual a $p=0.4639+0.6208i$. A posição otimizada da fonte de controle é igual a $z=6,15$ metros. Desta maneira a atenuação obtida com o CAR é de 26 dB.

Devido às dimensões dos modelos, a desvantagem da otimização da fonte de controle utilizando os resultados obtidos via método de elementos finitos é o custo computacional. O tempo de processamento foi em torno de 36 horas para o modelo com as dimensões mostradas na Fig. 5.6. Para diminuir o tempo de processamento foi utilizado o modelo modal, obtido via síntese modal de componentes, o qual foi desenvolvido no capítulo IV, e os resultados serão mostrados no Capítulo VI e VII.

Na simulação seguinte utilizaram-se duas fontes de controle a fim de verificar a influência do número destas fontes nos resultados obtido. Cada fonte de controle foi posicionada em uma lateral do duto mantendo, portanto, as variáveis de projeto da simulação anterior. A configuração do duto se mantém a mesma da simulação anterior (1,2 m de largura e 13 metros de comprimento). A frequência de análise é mantida em 300 Hz, a qual é a frequência de excitação da fonte sonora. O resultado obtido com o CAR está mostrado na Fig. 5.8.

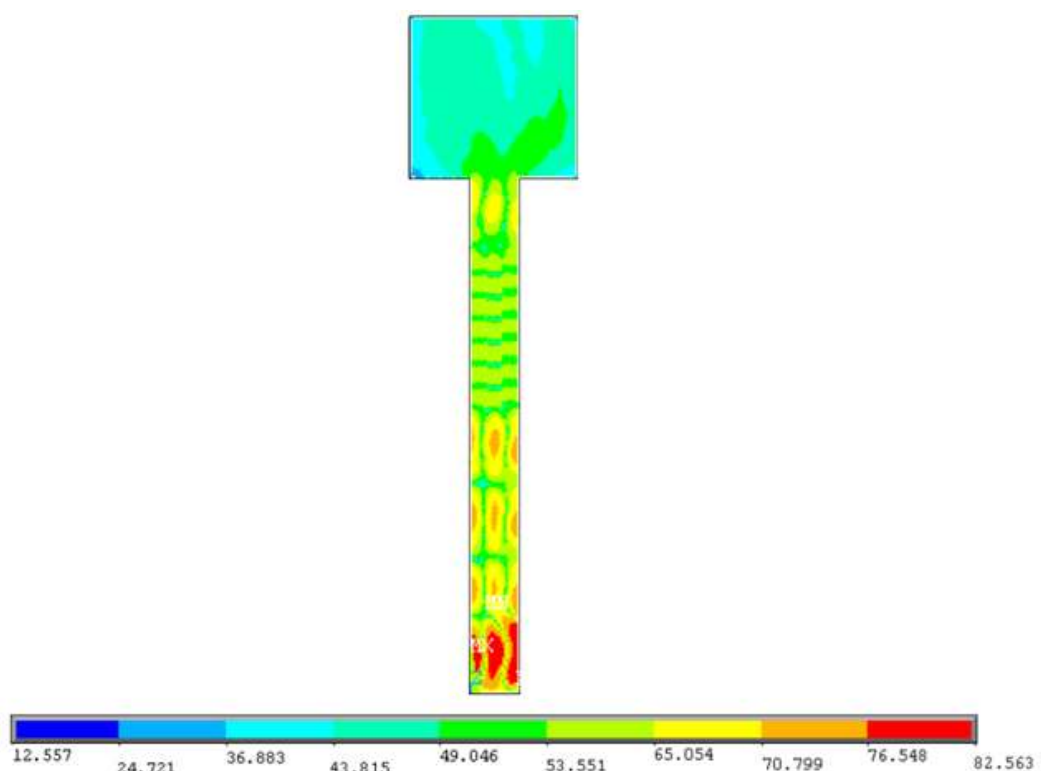


Figura 5.8 – Controle ativo de ruído no sistema da Fig 5.6b utilizando duas fontes de controle na frequência de 300 Hz.

A atenuação obtida na saída do duto com o controle ativo do ruído mostrado na Fig. 5.8 é de 32 dB quando comparado com o sistema da Fig. 5.6b. A posição otimizada das duas fontes de controle é $z=3,1\text{m}$, porém uma em cada lateral do duto. Ressalta-se que o sistema sem controle ativo para fins de comparação está mostrado na Fig. 5.6b.

Observa-se que a atenuação obtida com duas fontes de controle é maior que a obtida com apenas uma fonte de controle, resultando num acréscimo de 6 dB de redução. Este resultado era esperado, pois como o campo acústico é diferente em cada cavidade, será

necessária, para um controle ativo efetivo, uma fonte de controle para cada divisão feita no duto.

Para fins de análise, uma simulação foi realizada na mesma configuração da Fig. 5.6a realizando um controle ativo no sistema, porém, não sem inserção de placas divisoras a fim de planificar as ondas sonoras. Desta maneira é possível verificar se realmente as cavidades com ondas planas são vantajosas para atingir uma maior redução do ruído com um menor número de fontes de controle quando comparado a um sistema sem partições. O mesmo procedimento foi adotado, ou seja, foi realizado uma otimização da fonte de controle tanto na amplitude e fase da pressão sonora quanto na posição desta. Ressalta-se que se utilizou nesta simulação apenas uma fonte de controle.

O resultado mostrado na Fig. 5.9 com o CAR sem placas de divisão deve ser comparado com o resultado do CAR mostrado na Fig. 5.7 (o qual possui as cavidades no interior do duto). A situação inicial (sem controle ativo) deste modelo está mostrada na Fig. 5.6a.

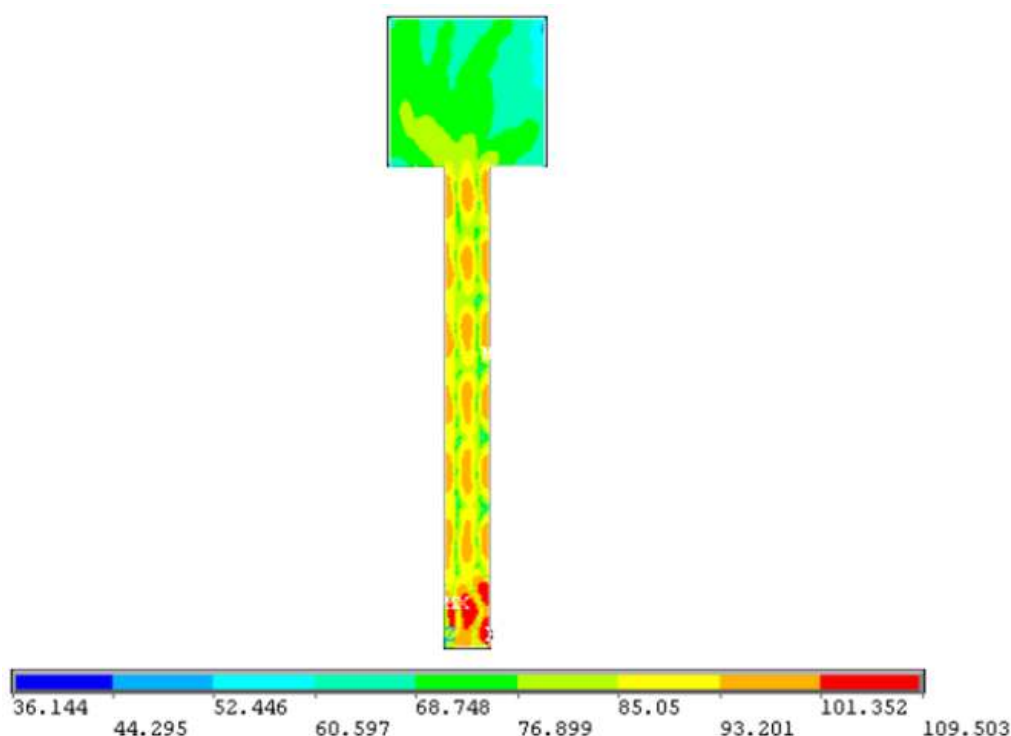


Figura 5.9 – Controle ativo de ruído no sistema da Fig. 5.6b sem as placas de divisão no interior do duto utilizando 1 fonte de controle na freq. de 300 Hz.

O nível de pressão sonora médio, mostrado na Fig. 5.9, na saída do duto é de 72 dB. Observa-se que houve uma redução de apenas 3 dB em relação ao sistema sem controle ativo

mostrado na Fig. 5.6a. E se comparar o resultado mostrado na Fig. 5.9 com o resultado apresentado na Fig. 5.7, observa-se que com as placas divisoras teve-se um ganho de 19 dB de redução do ruído também utilizando uma fonte de controle. A posição otimizada da fonte de controle do sistema mostrado na Fig. 5.9 é $z=2,1\text{m}$.

A mesma configuração anterior do duto (mesmas dimensões do duto da Fig. 5.6a) foi simulada com a fonte sonora excitando o fluido acústico em 200 Hz. Na Fig. 5.10 está mostrado o campo acústico antes e depois do controle ativo utilizando apenas uma fonte de controle posicionada na posição central do eixo x (base do duto).

Observando a Fig. 5.10a tem-se que a pressão média irradiada pelo duto é igual a 85,5 dB sem atuação do controle ativo de ruído. Na Fig. 5.10b, a pressão sonora irradiada pelo duto é atenuada para 65 dB, após otimização da amplitude e fase da fonte de controle e posição desta ao longo do eixo z. A posição otimizada da fonte de controle é igual a $z=5,72\text{ m}$. Tem-se então uma redução de 20,5 dB do ruído irradiado pelo sistema na frequência sob análise.

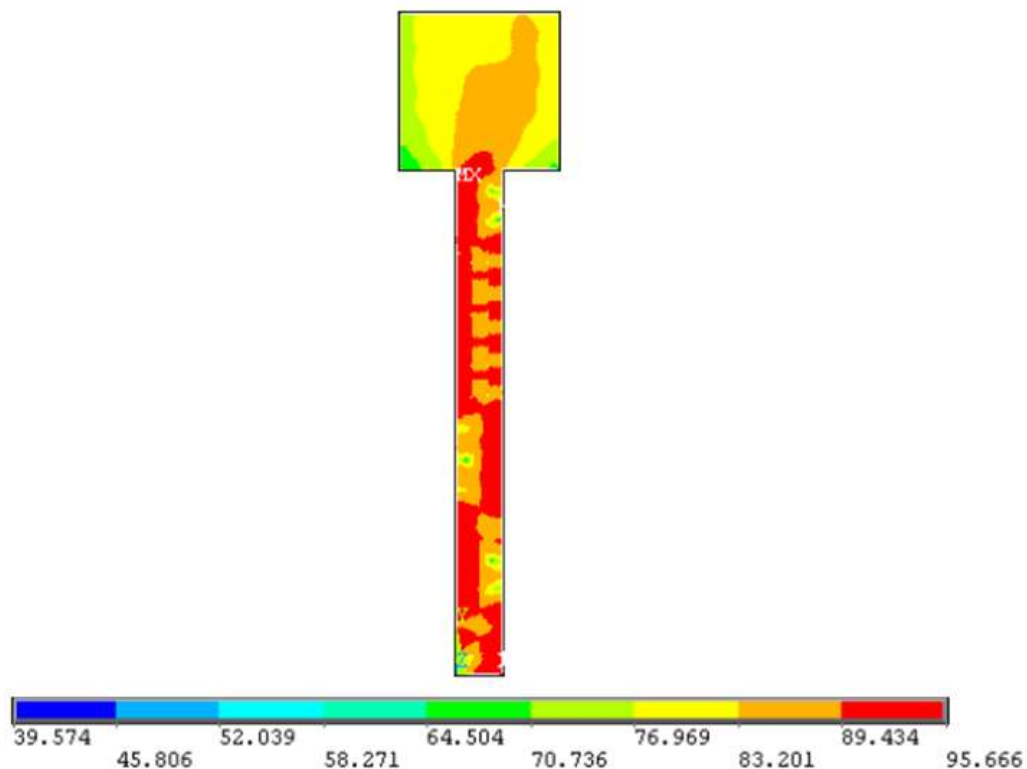


Figura 5.10a - Duto sem CAR na frequência de 200 Hz utilizando uma fonte de controle.

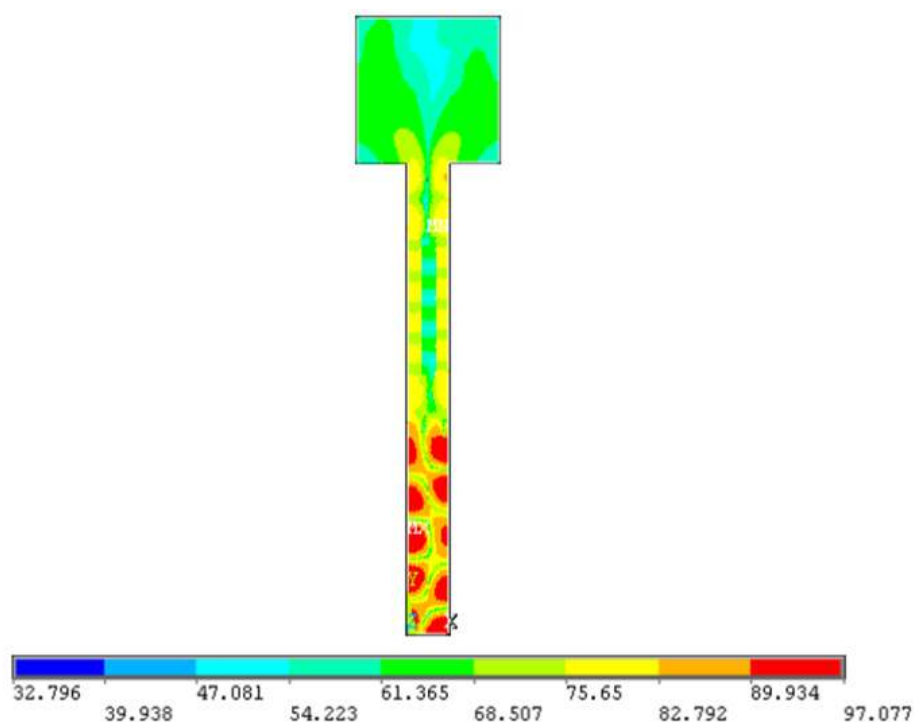


Figura 5.10b - Duto com CAR na frequência de 200 Hz utilizando uma fonte de controle.

Foram feitas simulações apenas otimizando a magnitude e fase das fontes de controle mantendo estas em uma posição fixa ao longo do eixo z . No entanto não se obteve resultados significativos, mostrando, portanto, a importância da localização ótima da fonte de controle para um controle ativo de ruído eficiente. Com a utilização de duas fontes de controle, obteve-se uma redução do ruído irradiado pelo duto da ordem de 6 dB.

Para finalizar, foram realizadas simulações em modelos em 3 dimensões de dutos particionados. Para reduzir o cálculo computacional, o modelo do duto está em dimensões menores se comparados com os modelos em 2 dimensões. O tempo computacional gasto para otimização do modelo com estas dimensões foi aproximadamente ao tempo gasto com as simulações dos modelos de 2 dimensões mostrados anteriormente.

Simulou-se um modelo 3D com dimensões: 0,3 m de diâmetro e 2 m de comprimento, resultando em uma primeira frequência de corte igual a 669 Hz. Na extremidade superior do duto é adicionado um volume modelando uma câmara anecóica, onde todo o ruído irradiado pelo duto não é refletido para o interior do duto. O comprimento desta câmara anecóica é 1,3 m.

Foram inseridos no duto dois dutos concêntricos de espessura 0,002m e comprimento igual a 0,6 m. Estes dutos concêntricos estão posicionados a 1,2 m da base do duto original.

Com a inserção dos dutos, o diâmetro interno se torna igual a 0,097 m, tendo uma frequência de corte igual 2065 Hz. A frequência de análise dos resultados é igual a 1500 Hz.

Na Fig. 5.11 está mostrado o campo acústico do duto com e sem a inserção dos dutos concêntricos, sem o sistema de controle ativo de ruído. O nível de pressão sonora irradiado pelo sistema sem os dutos internos é igual a 82 dB e com os dutos em seu interior é igual a 84 dB.

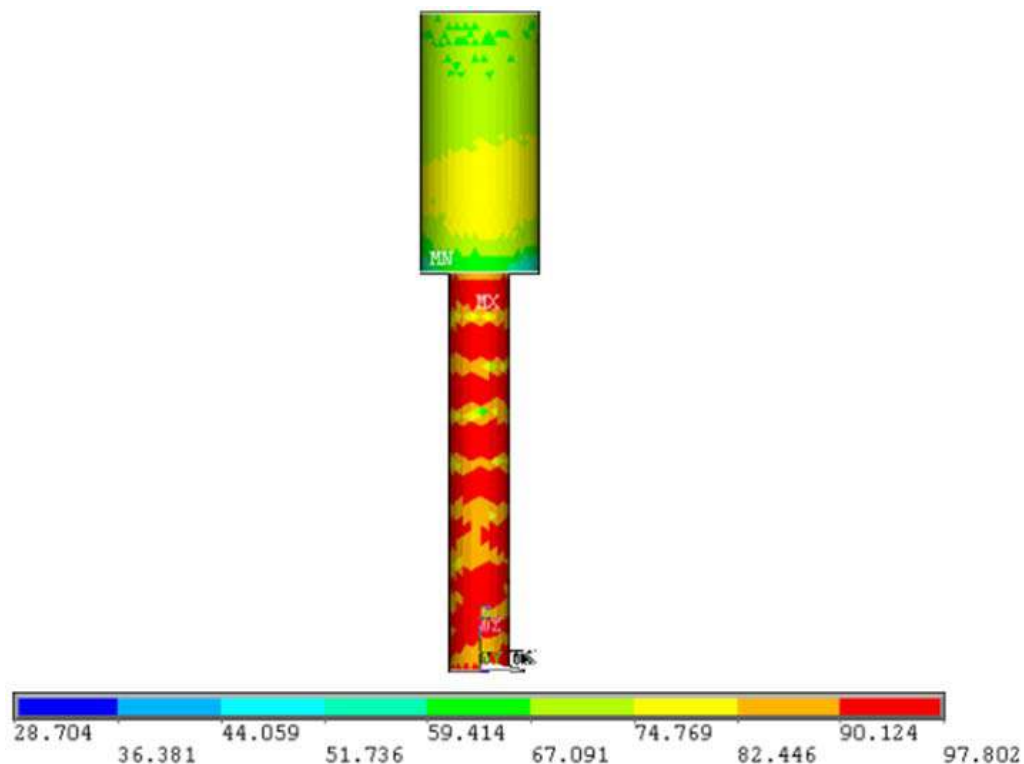


Figura 5.11a – Campo acústico do duto 3D sem inserção de dutos concêntricos.

Para simular o controle ativo no sistema da Fig. 5.11b somente uma fonte de controle foi utilizada. Esta fonte teve sua posição, amplitude e fase, ambas otimizadas de modo a minimizar o ruído irradiado pelo duto. A posição otimizada da fonte de controle é igual a $z=0.81\text{m}$, estando esta fonte fixada na lateral do duto. Na Fig. 5.12 está mostrado o resultado obtido com a aplicação do CAR, onde o nível médio de pressão sonora irradiado pelo duto com o CAR é igual a 68,62 dB, resultando então numa atenuação de 15 dB.

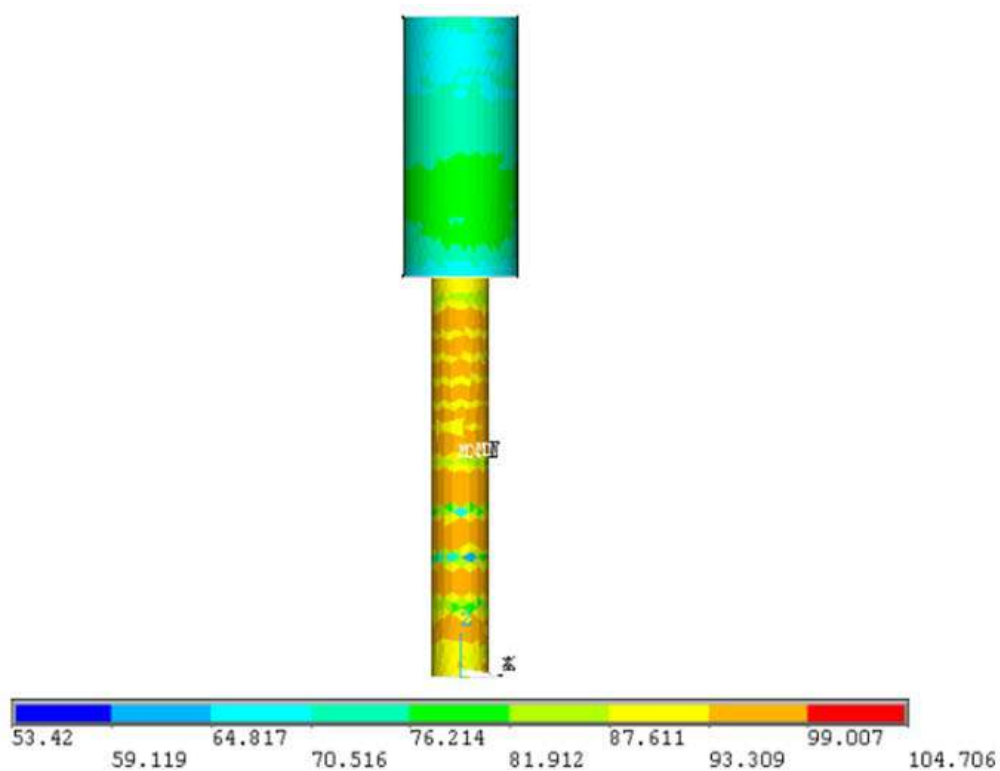


Figura 5.11b - Campo acústico do duto 3D com dutos concêntricos em seu interior.

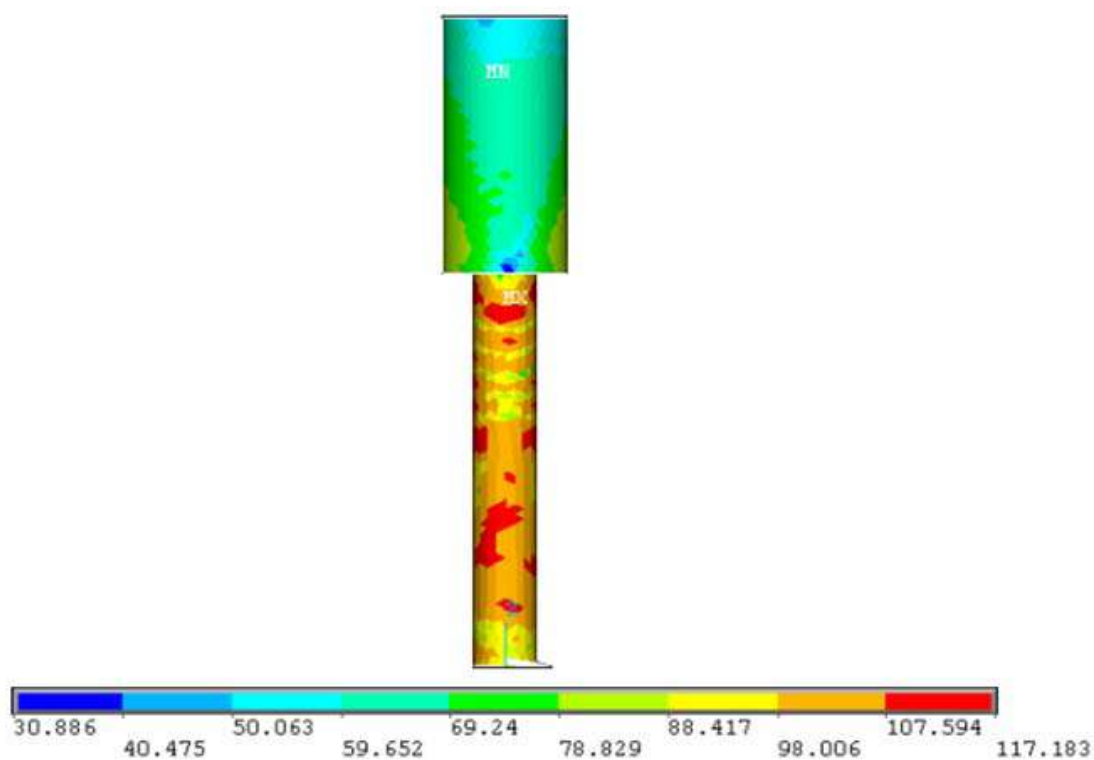


Figura 5.12- Controle ativo de ruído no duto 3D com dutos concêntricos em seu interior utilizando 1 fonte de controle.

A mesma configuração da Fig. 5.11a foi simulada com CAR, porém, sem os dutos concêntricos. Uma atenuação do ruído de apenas 7 dB é obtida. Verificando, portanto, que a planificação das ondas sonoras no interior das cavidades faz com que o controle ativo de ruído seja atingido com maior eficiência.

Na Tab. 5.1 estão mostrados os resultados obtidos com as simulações citadas anteriormente para melhor análise dos resultados.

Tab. 5.1- Resultados otimizados do duto 2D (1,2 m de largura e 13 m de comprimento)

Frequência [Hz]	N.º de placas divisoras	N.º Fontes de Controle	Atenuação [dB]
300	2	1	26
	2	2	32
	-	1	3
200	2	1	20

Uma alternativa para diminuir o tempo de processamento dos modelos anteriormente citado é o treinamento de uma rede neural, onde a partir do modelo treinado é feita a otimização da pressão sonora e posição da fonte de controle. Desta maneira, o algoritmo de otimização é utilizado para gerar os pontos a ser utilizados no treinamento da rede, ou seja, cada geração do algoritmo genético é armazenada para compor a rede neural. O modelo da Fig. 5.11 é utilizado para verificar a viabilidade de se utilizar redes neurais, onde os resultados serão comparados com os resultados obtidos via MEF/AG.

Para cada “geração” do algoritmo de otimização é armazenado as informações: pressão real e imaginária da fonte de controle, posição da fonte de controle e pressão sonora irradiada na saída do sistema com o controle ativo de ruído. No entanto, apenas uma quantidade determinada de pontos (informações) são armazenadas, não sendo necessário o algoritmo de otimização, AG, convergir para o ótimo.

Foi utilizado um modelo de Rede Neural Probabilística (PNN), na qual foi empregada a função de ponderação de Kernel do tipo gaussiana, devido ao fato de satisfazer as exigências do método de Parzen, apresentar um bom comportamento matemático e possuir facilidade no cálculo (Masters, 1995). A princípio foram utilizados 1000 pontos para treinamento desta rede.

A rede treinada gerou os resultados mostrados na Fig. 5.13, onde estão presentes os resultados obtidos com o método de elementos finitos para fins de comparação.

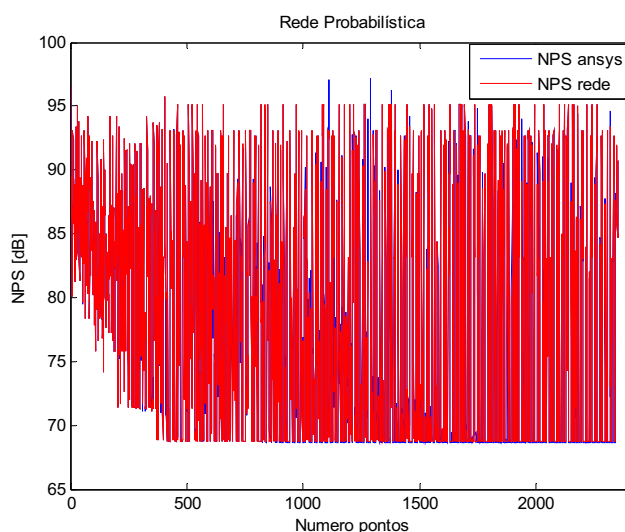


Figura 5.13 – Rede Neural treinada para o modelo mostrado na Fig. 5.12.

Com a rede neural treinada (Fig. 5.13), fez-se a otimização da posição da fonte de controle bem como da pressão sonora por ela emitida utilizando os pontos treinados. O resultado otimizado obtido a partir da rede neural e obtidos utilizando o método de elementos finitos (já mostrado na Fig. 5.12) está mostrado na Tab. 5.2.

Tabela 5.2 – Resultados otimizados obtidos via Redes Neurais e MEF para o modelo 3D.

Método	$P_{real_{fc}}[Pa]$	$P_{imag_{fc}}[Pa]$	Posição _{fc} [m]	$P_{irrad}[dB]$
Rede Neural	5.9241	0.3730	0.8115	68.75
MEF	6.0679	0.4885	0.8128	68.62

Observa-se que com a quantidade de pontos utilizados (1000 pontos) consegue-se treinar uma rede neural obtendo resultados satisfatórios. Conseguindo, portanto, uma redução do tempo de processamento em torno de 20 horas se comparado com método de elementos finitos. Para verificação do método, uma nova rede foi treinada, porém, diminuiu-se o número de pontos para 600. O resultados obtido tem um erro de 3 dB na pressão sonora total irradiada, sendo assim para utilização da rede aconselha-se escolher adequadamente a quantidade de pontos a ser utilizado. Uma análise de sensibilidade deve ser realizada em

modelo reduzido para posteriormente obter os resultados otimizados para o modelo em dimensões reais.

A utilização de redes neurais se mostra uma ótima ferramenta para aplicação no problema proposto. Outros tipos de redes neurais foram testadas, como a Backpropagation Lavenberg-Marquat, no entanto, a que forneceu melhores resultados foi a Rede Probabilística.

Além da simulação proposta no modelo da Fig. 5.11b, outros modelos, porém em 2 dimensões, também foram simulados utilizando redes neurais. Os resultados obtidos utilizando redes foram satisfatórios como pode ser observado na Tab. 5.3 onde o modelo de duto mostrado na Fig. 5.7b é otimizado utilizando redes neurais. Para esta simulação utilizou-se duas fontes de controle (posicionadas nas laterais do duto) e a fonte sonora primária excitando o sistema na frequência de 400 Hz. Para treinamento da rede neural foram utilizados 1000 pontos.

Tabela 5.3 – Resultados otimizados obtidos via Redes Neurais e MEF para o modelo 2D.

Descrição	P_real_{fc1} [Pa]	P_imag_{fc1} [Pa]	P_real_{fc2} [Pa]	P_imag_{fc2} [Pa]	Posição_{fc} [m]	P_irrad [Pa]
Rede Neural	-0.2718	0.2907	1.0232	0.6220	2.3422	80.81
MEF	-0.3131	0.3404	1.1437	0.9459	2.2671	80.06

Ressalta-se que o sistema agora considerado, porém na frequência de 400 Hz, possui um NPS irradiado na saída do duto igual a 87 dB sem a atuação da fonte de controle, obtendo então uma redução de 7 dB quando utilizando o controle ativo de ruído. Observa-se que com este mesmo sistema, na frequência de 300 Hz obteve-se uma redução de 32 dB. Verificando então a influência da frequência na eficiência obtida com o controle ativo. Porém, os resultados obtidos na Tab. 5.3 mostram que a utilização da rede neural é viável gerando resultados eficientes quando comparado ao método de otimização utilizando em conjunto o método de elementos finitos.

Desta maneira, neste capítulo, é mostrada a viabilidade de aplicar a metodologia na qual consiste em fazer o controle ativo de ruído após transformar as ondas acústicas com propagação de modos de alta ordem e ondas acústicas planas. Pode-se verificar claramente que a atenuação do ruído irradiado com o sistema contendo ondas planas é maior se comparado com o sistema contendo modos de alta ordem, quando mantém o mesmo número de fontes de controle nos sistemas comparados.

No entanto, como já citado anteriormente, a desvantagem de realizar simulações de controle ativo de ruído utilizando o método de elementos finitos juntamente com a otimização da posição, magnitude e fase da fonte de controle, é o custo computacional, uma vez que as dimensões dos modelos são da ordem de mais de 10 metros de comprimento. Como se pôde ver, o modelo em 3 dimensões teve de ser reduzido para possibilitar a geração dos resultados. Para contornar este problema, no próximo capítulo, a simulação do controle ativo de ruído é realizada em um modelo modal do duto particionado, sendo este modelo obtido via síntese modal de componentes.

CAPÍTULO VI

Resultados das Simulações Numéricas do Controle Ativo utilizando Modelo Modal e Fonte Sonora Harmônica

6.1 – Introdução

Neste capítulo estão mostrados os resultados da aplicação da metodologia descrita no capítulo 4, a qual se refere ao controle ativo de ruído aplicado em um duto particionado de modo que nas cavidades internas resultantes ocorra propagação de ondas sonoras planas.

No capítulo 4 foram mostrados os resultados obtidos com o método de síntese modal de componentes, ou seja, foram estimadas as frequências naturais e os modos acústicos do duto particionado utilizando o método SMC. Ainda neste capítulo, de posse dos autovalores e autovetores, o campo de pressão sonora pôde ser estimado, tendo os resultados obtidos validados utilizando um modelo de elementos finitos. Desta maneira, o modelo modal do campo sonoro no interior de um duto com partições internas foi validado no capítulo 4.

Nas simulações aqui realizadas foi utilizado um modelo de duto com dimensões próximas a uma aplicação industrial (13 metros de comprimento e seção transversal de 1 x 1 m²). Conforme descrito no capítulo 4, o modelo de duto acústico utilizado foi obtido via Síntese Modal de Componentes.

Desta maneira, foi simulado o controle ativo de ruído no duto particionado, tendo a posição da fonte de controle no interior de cada partição otimizada. Ressalta-se que com a partição do duto, o controle ativo foi realizado para cada partição independentemente, ou seja, se houver n partições, isto resultará em n sistemas de controle ativo mono canal.

Porém, para comparação, foram simulados controle ativo de ruído em dutos da mesma dimensão, no entanto, sem partições internas, tendo desta maneira um controle ativo em um sistema com propagação de modos de alta ordem. Para este tipo de sistema (com modos de alta ordem), resultará em um sistema de controle multicanal. Ressalta-se que o modelo acústico do duto com propagação de modos de alta ordem é modal, porém este foi obtido teoricamente, uma vez que a geometria utilizada (duto retangular) é bem difundida na literatura.

Nas simulações mostradas, a posição da fonte de controle foi otimizada de modo a minimizar o ruído na região dos microfones de erro do sistema de controle. Porém, para comparação dos resultados entre o sistema controlado com e sem partição, foi obtido o nível médio de ruído na saída do duto.

Os parâmetros de otimização ou variáveis de projeto são: pressão sonora da fonte de controle (parte real e parte imaginária) e posição desta ao longo do eixo longitudinal do duto.

Uma análise de sensibilidade foi feita antes das simulações de controle ativo de ruído nos dutos propostos, utilizando, portanto, a mesma geometria do duto. Esta análise de sensibilidade teve por objetivo avaliar a influência do comprimento da chapa (ou se for o caso de um duto cilíndrico, a utilização de dutos concêntricos) no interior do duto, no nível de ruído irradiado pelo sistema. Para isto, uma frequência de análise foi mantida, variando, portanto, o comprimento da chapa.

Os resultados foram obtidos variando o comprimento da chapa apenas com a fonte de ruído em funcionamento, sendo assim, o nível médio do ruído na saída do duto foi analisado. Posteriormente, simulou-se o controle ativo de ruído com otimização da posição e amplitude da fonte de controle para analisar se há mudança no nível de ruído atenuado pelo controle ativo com otimização em função da variação do comprimento da chapa.

Em função dos resultados obtidos com esta análise de sensibilidade, foi definido se o comprimento da chapa interna seria considerada uma variável de projeto.

Após análise de sensibilidade, várias simulações de controle ativo de ruído com otimização da fonte de controle foram feitas para várias frequências de excitação da fonte de ruído (100, 220, 270 e 320 Hz). Mantendo, portanto, a geometria do duto para cada simulação.

Foi simulado o CAR para o duto com e sem partições internas, podendo então ser avaliado o benefício da metodologia proposta, ou seja, para um mesmo sistema, qual a

vantagem do CAR com planificação das ondas no interior do duto em termos de atenuação de ruído e custo se comparado com o CAR no sistema original sem partições internas.

6.2 - Análise de sensibilidade do efeito do comprimento da partição interna do duto na atenuação do ruído irradiado

A geometria do duto modelado e utilizado para simulações nesta seção está mostrada na Fig. 6.1, a qual é idêntica à geometria mostrada na Fig. 4.9, o qual corresponde a um duto de comprimento total igual a 13 metros e seção transversal de $1 \times 1 \text{ m}^2$.

As figuras mostradas neste capítulo não estão em escala, uma vez que o comprimento do duto é muito maior que sua largura. Caso contrário ficaria difícil observar o comportamento das ondas sonoras ao longo da seção transversal.

A placa que particiona o duto tem seu comprimento variável, indicada pela variável l_c (dimensões em metros), para fins de análise de sensibilidade do ruído irradiado pela terminação do duto. A posição do início da partição é em 5m ao longo da direção longitudinal do duto, sendo esta posição inalterada.

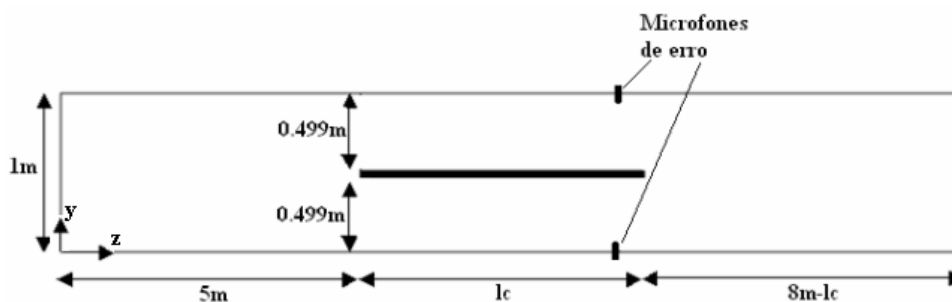


Fig. 6.1 – Geometria do duto utilizada na análise de sensibilidade

Como pode ser observado na Fig. 6.1, os microfones de erro para fins do controle ativo se encontra posicionado na saída de cada partição.

A fonte de ruído está posicionada na extremidade esquerda do duto e é caracterizada como monopolo do tipo pressão constante. Nas simulações, a magnitude da pressão sonora emitida por esta fonte é igual a 1 Pa, ou melhor $p_{\text{real}}=0.707 \text{ Pa}$ e $p_{\text{imag}}=0.707$.

A terminação do duto na extremidade direita possui um coeficiente de reflexão correspondente a uma extremidade aberta. Utilizou, portanto, um coeficiente de reflexão igual a $\Phi = 0,002 \cdot \pi + 0,48 \cdot \pi \cdot i$.

A posição dos microfones de erro não se altera ao longo do comprimento do duto. Uma vez que no interior das partições as ondas são planas, tem-se que ao longo da seção

transversal (ao longo do eixo y) o nível de pressão sonora não se altera, permanece constante, necessitando então do uso de somente um sensor de erro, diferente do que acontece quando se tem propagação de modos de alta ordem.

A análise de sensibilidade será feita na frequência de 220 Hz. Esta frequência foi escolhida de modo que no interior das partições propaguem somente ondas planas (A frequência de corte das partições é 343 Hz), sendo que fora destas partições, modos de alta ordem se propaguem com tal frequência de excitação.

Para a otimização da posição da fonte de controle, é utilizado um algoritmo desenvolvido em ambiente Matlab (*toolbox*), baseado em algoritmos evolucionário, especificamente Algoritmos Genéticos (AG), o qual recebe o nome de GAOT (Genetic Algorithms for Optimization Toolbox), versão 5, desenvolvido por Houck et al (1995). Este software utiliza ambas as representações: binário e real, e possui fácil manipulação e flexibilidade. O GAOT é um software livre disponível na internet.

Segundo Hansen *et al* (2007), uma exaustiva busca das possíveis configurações para o posicionamento das fontes de controle é exigida devido à natureza multi-modal complexa de um sistema de controle ativo (sonoro ou de vibração), o qual envolve um grande número de fontes de controle. Sendo assim, os métodos de busca baseado em gradientes (os quais se movem ponto a ponto) são inefficientes para encontrar a configuração ótima global das fontes de controle visando uma atenuação ótima do ruído emitido pela fonte primária.

O uso de algoritmos genéticos para a aplicação aqui descrita pode reduzir o espaço de busca de um sistema complexo e fornecer resultados consistentes. As vantagens de se utilizar AG são: facilidade de implementação, habilidade de o método trabalhar com parâmetros discretos e lidar com múltiplos mínimos na função objetivo (MORGANS *et al*, 2007).

Os parâmetros de entrada do algoritmo de otimização (GAOTv5) são: uma matriz com os limites superior e inferior das variáveis de otimização e a função objetivo a qual deve ser minimizada ou maximizada.

As restrições às quais a função objetivo é submetida são do tipo “laterais” e possuem os seguintes limites:

- Posição da fonte de controle no interior de cada partição na direção longitudinal do duto: pos. inf.: 5m e pos. sup.: 7m

- Pressão sonora da fonte de controle: lim. inf.: -1 Pa e lim. sup.: +1 Pa, ambos os limites são tanto para a parte real quanto para a parte imaginária.

Para melhor entendimento da restrição da posição da fonte de controle, a Fig. 6.2 ilustra o posicionamento destas. Observa-se na figura que as fontes de controle são fixadas nas extremidades: superior e inferior ao longo da seção transversal, devido a uma melhor aproximação da situação prática, onde estas fontes são fixadas na parede do duto.

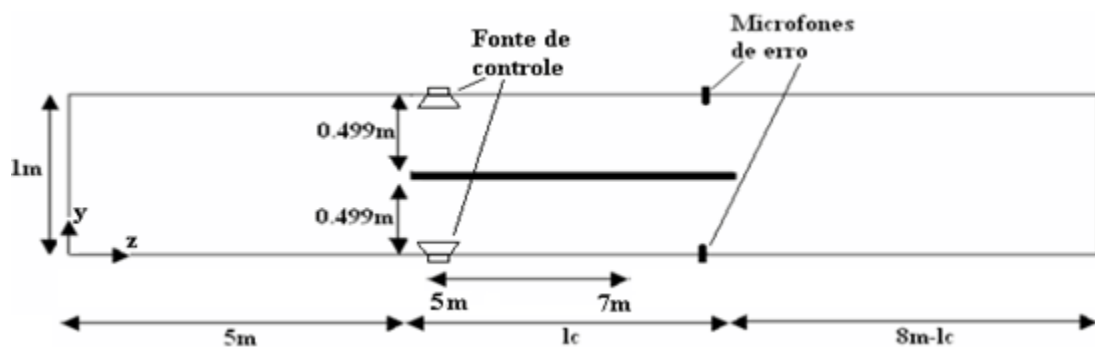


Figura 6.2: Possíveis localizações das fontes de controle ao longo do comprimento do duto.

Os parâmetros de entrada do algoritmo de otimização são definidos pelo próprio programa (padrão). Desta maneira, a população inicial é criada randomicamente. Já o parâmetro de *crossover* tem como padrão o valor de 0.6, e o parâmetro de mutação possui padrão de 0.05.

O algoritmo de otimização deve minimizar a função objetivo a qual corresponde à pressão média quadrática no ponto onde está localizado o microfone de erro.

A seguir estão mostrados os resultados obtidos com a análise de sensibilidade variando o comprimento da chapa interna para a frequência de análise já definida. Para um determinado comprimento da chapa, é mostrado o campo de pressão sonora (em Pascal e em NPS) no interior do duto somente com a fonte de ruído em funcionamento e é mostrado também o campo sonoro resultante da simulação do controle ativo obtido via otimização da posição da fonte de controle conforme procedimento descrito acima.

Nas Fig. 6.3 a 6.4 estão mostrados os campos sonoros no interior do duto acústico antes e após a simulação do controle ativo de ruído com otimização da posição da fonte de controle para o comprimento de placa interna igual a 2.2m.

Ressalta-se que nas figuras a seguir, para cada comprimento de placa interna, os campos sonoro estão representados em pressão sonora (Pa) e nível de pressão sonora (dB) para melhor visualização do fenômeno acústico.

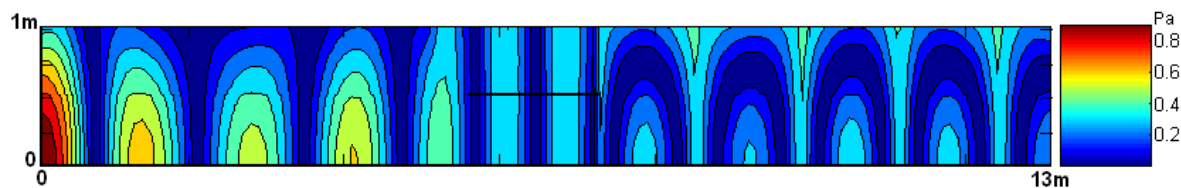


Figura 6.3a - Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 2,2m sem CAR.

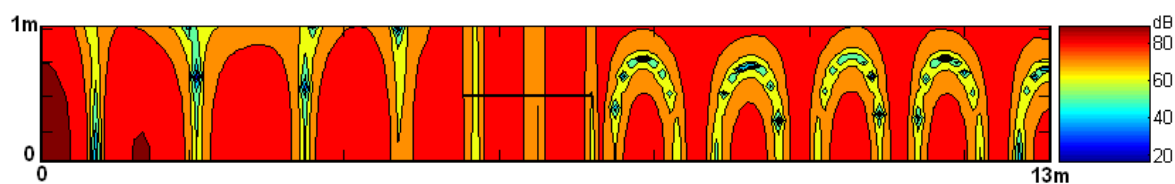


Figura 6.3b - Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 2,2m sem CAR.



Figura 6.4a - Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 2,2m com CAR.

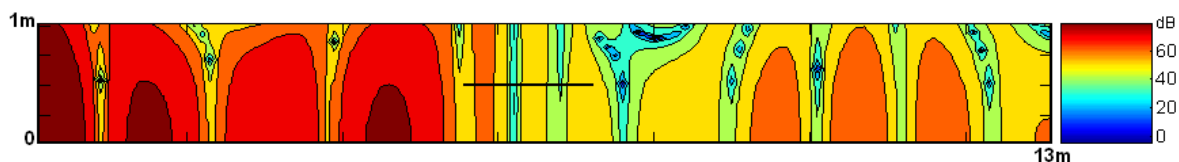


Figura 6.4b - Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 2,2m com CAR.

Analisando as Figs. 6.3 e 6.4 observa-se que a atenuação obtida com o controle ativo para a configuração do sistema em questão é igual a 14 dB.

Nas Figs. 6.5 e 6.6 estão mostrados os resultados obtidos com a aplicação do controle ativo de ruído para o comprimento da placa interna igual a 2,4m.



Figura 6.5a - Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 2,4m sem CAR.



Figura 6.5b - Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 2,4m sem CAR.

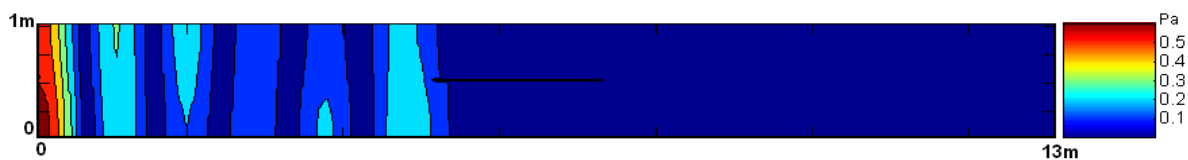


Figura 6.6a - Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 2,4m com CAR.

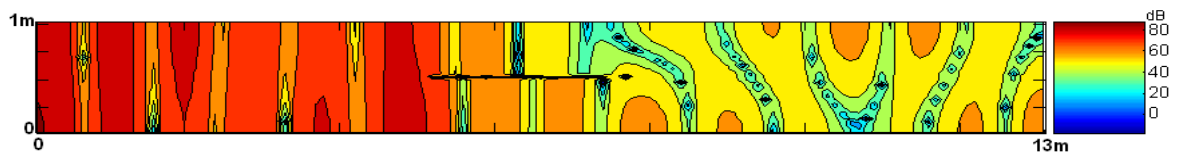


Figura 6.6b - Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 2,4m com CAR.

A atenuação do ruído irradiado pelo sistema após o controle ativo é igual a 12 dB conforme pode ser observado na Fig. 6.6b. Para o comprimento da placa interna igual a 2,8m, o campo sonoro resultante está mostrado nas Figs. 6.7 e 6.8, para o sistema sem e com CAR, respectivamente.

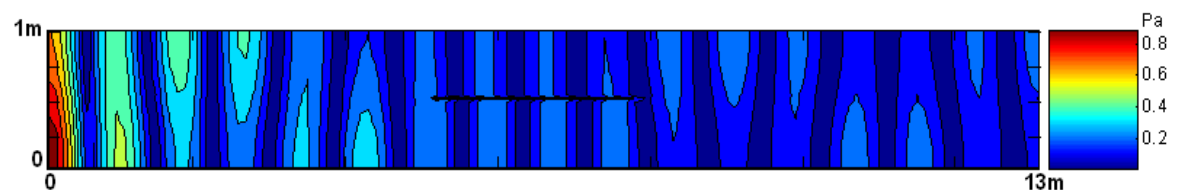


Figura 6.7a - Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 2,8m sem CAR.



Figura 6.7b - Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 2,8m sem CAR.



Figura 6.8a - Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 2,8m com CAR.

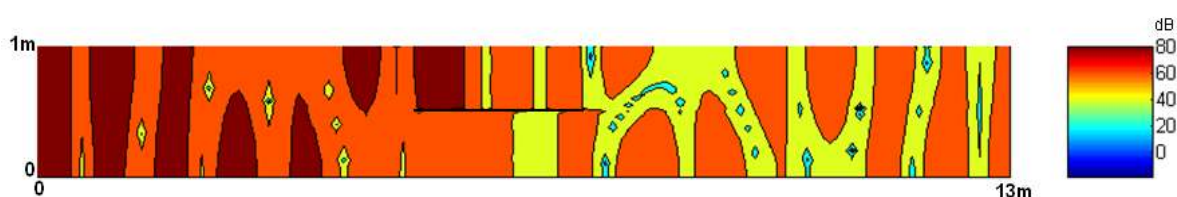


Figura 6.8b - Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 2,8m com CAR.

A atenuação do ruído na saída do duto obtida com o CAR no sistema da Fig. 6.7 é da ordem de 13 dB, conforme pode ser observado na Fig. 6.8-b.

Nas Figs. 6.9 e 6.10 observam-se os resultados obtidos sem e com CAR, respectivamente, para o comprimento da placa interna igual a 3,0 m.

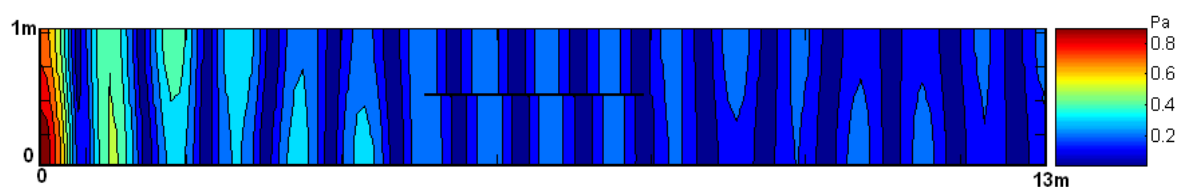


Figura 6.9a - Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 3,0 m sem CAR.

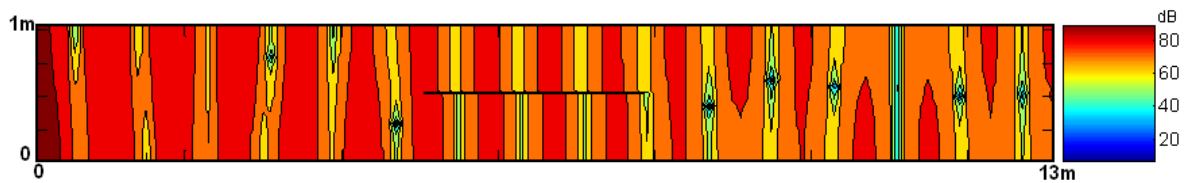


Figura 6.9b - Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 3,0 m sem CAR.

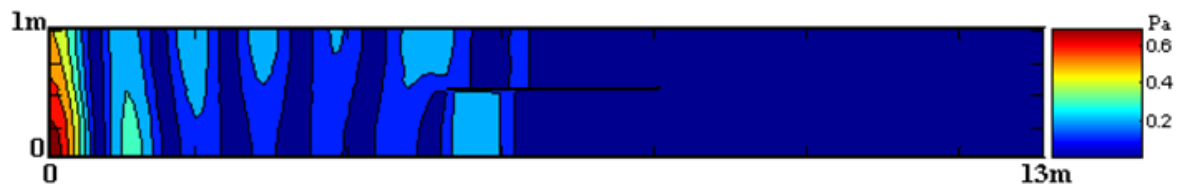


Figura 6.10a - Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 3,0 m com CAR.

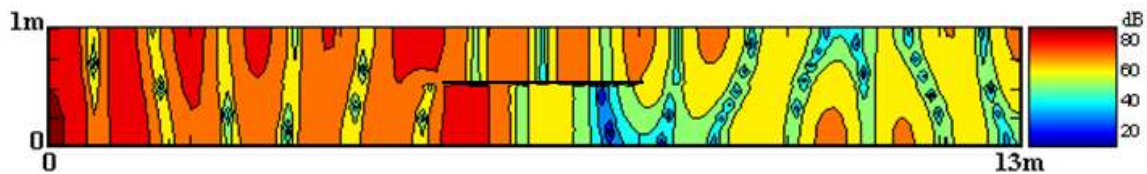


Figura 6.10b - Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 3,0m com CAR.

Para o sistema com placa interna de comprimento igual a 3,0 m, conforme Fig. 6.9, a atenuação do ruído obtida com o CAR na saída do duto é aproximadamente igual a 13 dB, como pode ser visto na Fig. 6.10-b.

Para finalizar a análise de sensibilidade, nas Figs. 6.11 e 6.12 estão mostrados os campos sonoros do duto acústico com placa interna de comprimento igual a 3,4 m, sem e com o CAR respectivamente.

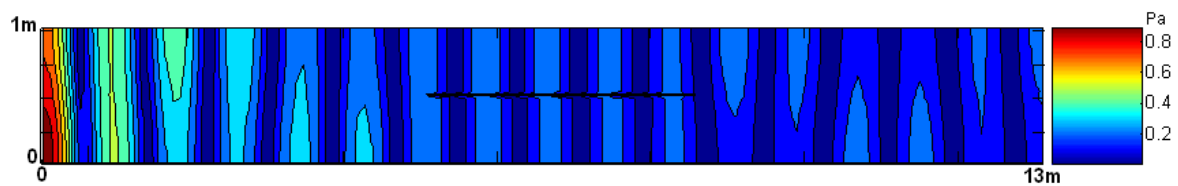


Figura 6.11a - Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 3,4 m sem CAR.



Figura 6.11b - Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 3,4 m sem CAR.

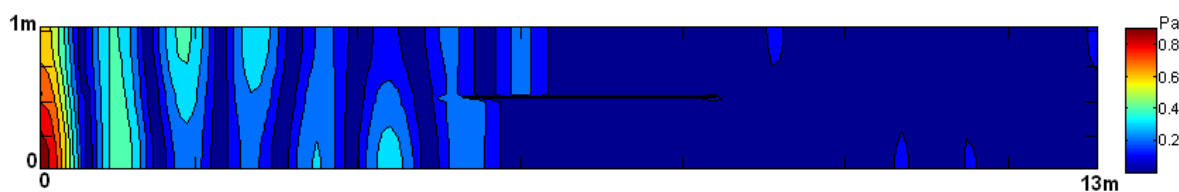


Figura 6.12a - Pressão sonora para placa interna de comprimento igual a 3,4 m com CAR.

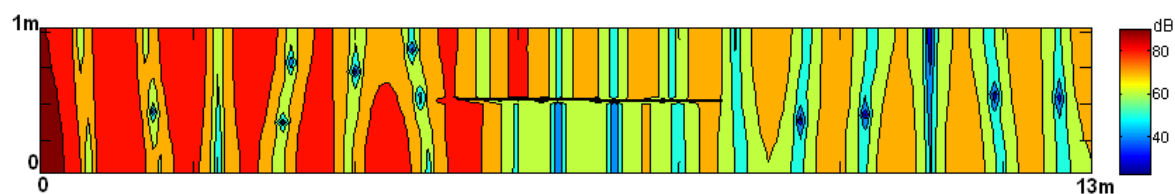


Figura 6.12b - Nível de pressão sonora (NPS) para placa interna de comprimento igual a 3,4m com CAR.

Na Tab. 6.2 estão descritas as posições das fontes de controle ao longo do eixo longitudinal do duto obtidas com o procedimento de otimização para simulação do controle ativo de ruído.

Tabela 6.1 – Posições otimizadas das fontes de controle em cada partição em função do comprimento da chapa interna.

Comprimento da placa interna [m]	Posição Sup. da Fonte de Controle [m]	Posição Inf. da Fonte de Controle [m]
2,2	6,02	6,15
2,4	5,12	5,37
2,8	5,70	5,64
3,0	5,81	5,04
3,4	5,93	5,74

Na Tab. 6.1 encontram-se os resultados mostrados nas Figs. 6.3 a 6.12, ou seja, o nível de ruído médio na saída do duto sem aplicação do controle ativo de ruído e o mesmo nível de ruído, porém, após simulação do controle ativo com otimização da fonte de controle (2ª e 3ª coluna da Tab. 6.1 respectivamente). A atenuação total do nível de ruído irradiado pelo sistema em função do comprimento da chapa interna se encontra na 4ª coluna da Tab. 6.1.

Analisando a Tab. 6.2 temos que o nível de atenuação do ruído irradiado pela saída do sistema se mantém entre 12 e 14 dB, o que se pode concluir que o comprimento da chapa interna não provoca uma mudança significativa na atenuação obtida.

Observa-se nas Figs. 6.3 a 6.12 que a variação do comprimento da chapa interna não altera o nível médio de pressão sonora no interior do duto. Tal fato pode ser observado somente com a fonte de ruído em funcionamento e também com as fontes de controle já com a posição otimizada.

Tabela 6.2 – Atenuação do ruído irradiado em função do comprimento da chapa interna.

Comprimento da placa interna [m]	NPS sem CAR [dB]	NPS com CAR [dB]	Atenuação [dB]
2,2	77	63	14
2,4	76	64	12
2,8	76	63	13
3,0	77	64	13
3,4	77	63	14

Uma análise exploratória já havia sido realizada anteriormente a este capítulo, porém não descrita, para verificação do efeito do comprimento da chapa interna no campo acústico do interior do duto, considerando, portanto, somente a fonte de ruído na extremidade esquerda do duto. Tais análises haviam sido realizadas com o modelo em elementos finitos. Os resultados obtidos nos levavam à conclusão de que o comprimento da chapa não alteraria o campo acústico, da mesma forma que se obteve os resultados descritos nesta seção. Porém, houve a necessidade de verificar a influência do comprimento da chapa quando da inserção das fontes de controle juntamente com a fonte primária.

Outro fato que chama atenção para os resultados obtidos e descritos na Tab. 6.2 é que as posições otimizadas das fontes de controle se encontram sempre no primeiro comprimento de onda do interior de cada partição. Sendo assim, há a necessidade de que o comprimento da chapa interna seja maior que um comprimento de onda da frequência de excitação.

Finalizando a análise dos resultados obtidos, observa-se ainda nas Figs. 6.3 a 6.12 que a inserção da chapa no interior do duto apenas faz com que as ondas sonoras no interior destas se tornem planas, modificando, portanto, a fase destas ondas, e permanecendo a magnitude sonora quando comparado com o sistema na mesma frequência de excitação, porém, com comprimento da chapa interna modificado. Esta mesma observação pode ser afirmada quando variando o comprimento da chapa em questão, porém, em outra frequência de análise.

A mesma análise foi realizada na frequência de 320 Hz, porém somente com a fonte de ruído em funcionamento, onde as variações de comprimento da chapa interna foram: 1.6, 2.2, 3.0 e 3.8m. Para todos estes comprimentos de chapa o nível de ruído médio na saída do duto variou entre 79 e 80 dB. Confirmando as conclusões obtidas com a frequência de 220 Hz, ou seja, o comprimento da chapa interna não altera o nível de ruído irradiado pelo sistema.

6.3 - Resultados das simulações com otimização da posição da fonte de controle

A geometria do duto utilizada nestas simulações é a mesma descrita no item 6.2. No entanto, em seu interior há uma placa de comprimento fixo igual a 3 m (variável l_c da Fig. 6.2) particionando o duto longitudinalmente de modo que, ao longo de seu comprimento com seção transversal igual $1 \times 1 \text{ m}^2$ a primeira frequência de corte é igual a 171,5 Hz, já ao longo do comprimento de cada partição, a primeira frequência de corte é igual a 343 Hz. Desta maneira, é possível controlar ativamente ondas planas no interior de cada partição com frequências de excitação sonora até 343 Hz.

No modelo modal obtido via SMC, além do campo de pressão sonora resultante da excitação de uma fonte sonora primária, é possível obter também o campo de pressão resultante da inserção de uma fonte sonora de controle, ambas operando simultaneamente. Desta maneira, considerando que o amortecimento do sistema acústico em questão é desprezível, e que o sistema é linear na faixa de frequência em estudo, pode-se então

aplicar o princípio da superposição para gerar o campo sonoro no interior do duto resultante de n fontes primárias e m fontes de controle atuando em conjunto.

Para cada simulação, apenas a frequência de excitação da fonte primária é alterada. A fonte primária é do tipo monopolo, harmônica, e está localizada na extremidade esquerda do duto. A magnitude da fonte primária é a mesma descrita no item 6.2, bem como o coeficiente de reflexão utilizado na extremidade direita do duto.

O procedimento de otimização, bem como o algoritmo e parâmetros de entradas deste, utilizados para otimizar a posição das fontes de controle é o mesmo descrito na seção 6.2. As posições dos microfones de erro (posição onde é minimizada a pressão média quadrática pela função custo) e restrições impostas para as fontes de controle, considerando o sistema com partição interna no procedimento de otimização, estão mostradas na Fig. 6.2.

Para comparação, no duto com as mesmas dimensões citadas, porém, sem partições internas é simulado o CAR otimizando a posição de controle. Desta maneira é possível verificar a viabilidade do particionamento interno do duto acústico.

Para otimização do duto simples, utilizou-se 10 microfones de erro posicionados na saída do duto possibilitando então o cálculo da pressão média quadrática utilizada na função custo do algoritmo de otimização. A fonte de controle é posicionada conforme a Fig. 6.13, bem como as restrições impostas ao posicionamento destas (limite inf. igual a 0.5m e limite sup. igual a 7m). O número de fontes de controle pode ser maior que uma dependendo da simulação uma vez que neste sistema ocorrerá propagação de modos de alta ordem, portanto as restrições de posições são mantidas e a localização destas é mantida nas extremidades superior e inferior do duto.

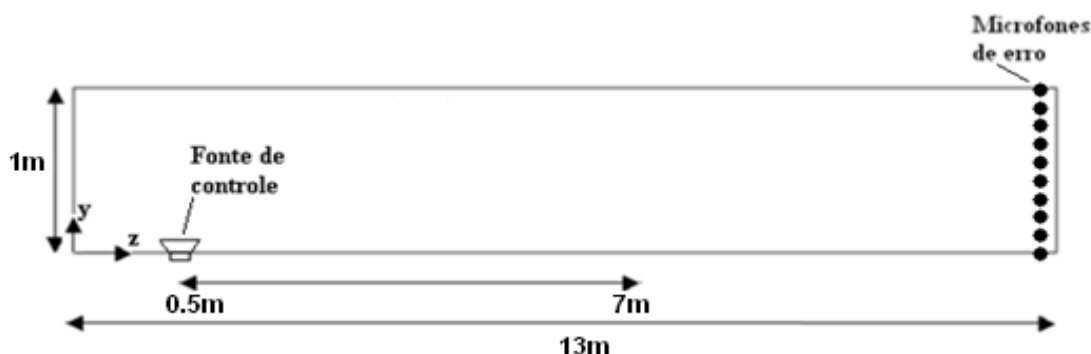


Figura 6.13 – Posicionamento dos microfones de erro e restrições para a fonte de controle no sistema duto simples.

As frequências para as quais foi simulado o controle ativo mantendo a mesma geometria do duto são: 100 Hz, 220 Hz, 270 Hz e 320 Hz.

Na Fig. 6.14 está mostrado o campo sonoro no interior do duto para a frequência de excitação da fonte primária em 100 Hz. Como pode ser observado na Fig. 6.14, para esta frequência, somente ondas planas se propagam no interior do duto, portanto, não é necessário introduzir uma partição no interior deste para fins de planificação das ondas sonoras, sendo assim, um sistema de controle ativo de ruído mono-canal é suficiente para controlar o ruído irradiado pela fonte primária.

Para todos os resultados são apresentados os campos sonoros em Pascal (figura *a*) e o Nível de Pressão Sonora (dB para uma pressão de referência igual a 2×10^{-5}) na figura *b*.

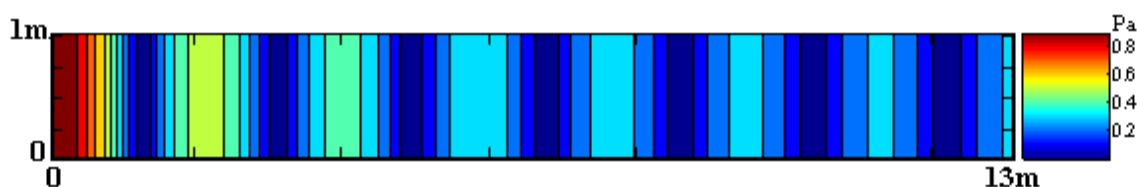


Figura 6.14.a – Campo sonoro (Pa) na freq. de 100 Hz gerado pela fonte primária.

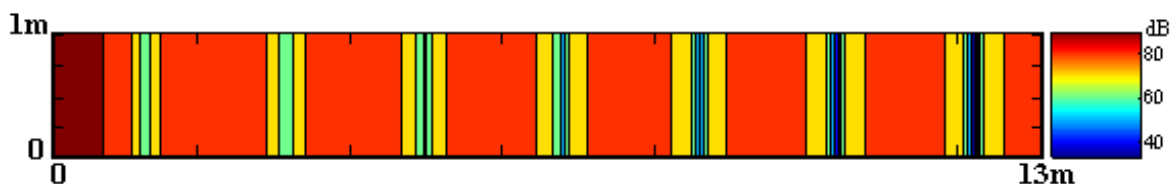


Figura 6.14.b – Nível de Pressão Sonora na freq. de 100 Hz gerado pela fonte primária.

Na Fig. 6.15 observa-se o resultado do controle ativo de ruído com a posição da fonte sonora de controle otimizada. Uma vez que somente ondas planas estão presentes no sistema, apenas uma fonte de controle e um microfone de erro foram utilizados.

A posição do microfone de erro foi determinada de modo que este não fosse posicionado em uma região de nó, ou seja, a partir do campo sonoro gerado somente pela fonte primária (Fig. 6.14), este foi colocado em uma localização de máxima pressão sonora, porém próxima à saída do duto.

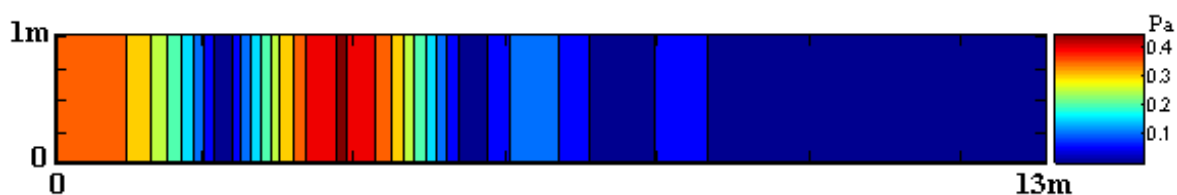


Figura 6.15.a – Campo sonoro (Pa) na freq. de 100 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada.

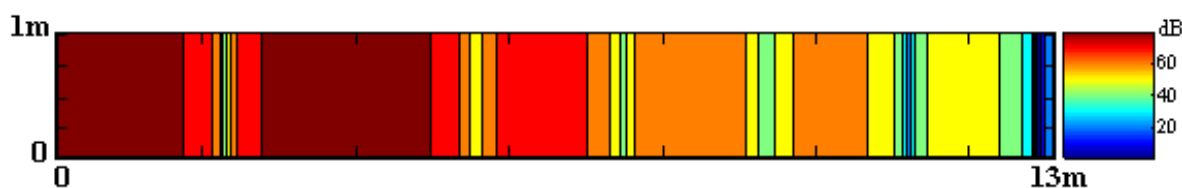


Figura 6.15.b – Nível de Pressão Sonora na freq. de 100 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada.

Analisando a Fig. 6.15, temos que uma redução do nível de ruído na saída do duto de aproximadamente 49 dB é obtida quando comparado com o resultado mostrado na Fig. 6.14.

Este resultado é conseguido com uma fonte de controle posicionada em 4.2 m ao longo do seu comprimento (a partir da extremidade esquerda do duto). A posição ao longo da seção transversal, tanto da fonte de controle quanto do microfone de erro, é fixada na extremidade inferior do duto, ou seja, procura-se se simular uma situação próxima da realidade, localizando este o sensor e este atuador na lateral do duto. Tanto a posição da fonte de controle quanto a pressão emitida por esta é otimizada até que a máxima redução do ruído seja atingida.

Como as ondas são planas não há a necessidade de inserção de mais sensores de erro ao longo da seção transversal uma vez que a pressão sonora é constante ao longo desta seção. Desta maneira, com o modelo de CAR simulado e otimizado, têm-se então um modelo ótimo para implementação prática do controle ativo.

Na Fig. 6.16 têm-se o campo de pressão sonora irradiado no interior do duto pela fonte primária na frequência de 220 Hz. Como esta frequência está acima da frequência de corte de 171,5 Hz, observa-se que ao longo do duto, antes e após a inserção da partição, as ondas deixaram de ser planas, tendo então os chamados modos de alta ordem. Acima da

primeira frequência de corte até a frequência de excitação têm-se para este modelo uma estimativa de 12 modos acústicos.

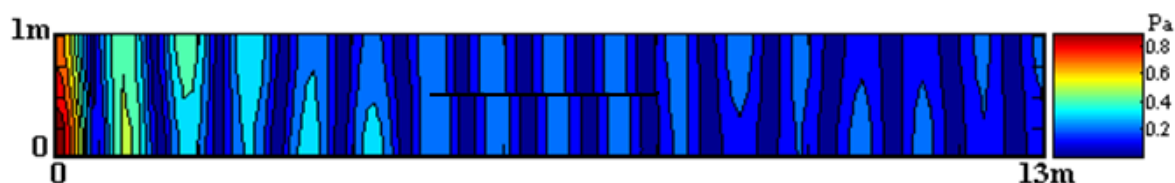


Figura 6.16.a – Campo sonoro (Pa) na freq. de 220 Hz gerado pela fonte primária no duto particionado.

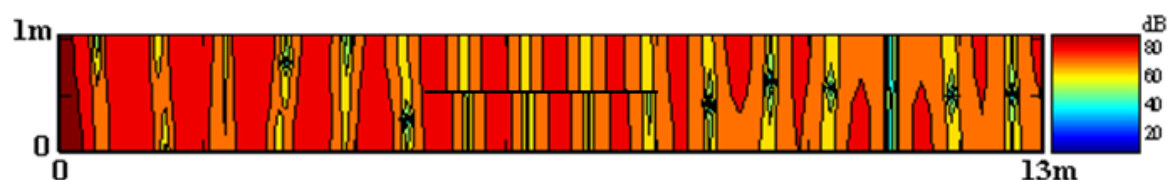


Figura 6.16.b – Nível de Pressão Sonora na freq. de 220 Hz gerado pela fonte primária no duto particionado.

Observa-se ainda nas Fig. 6.16 que ao longo do comprimento do duto onde este se encontra particionado, ocorre a planificação das ondas sonoras. Sendo assim, de acordo com a teoria e literatura do controle ativo de ruído, e como já validado no capítulo 2 deste trabalho, para ondas planas, um sistema de controle mono-canal é suficiente para uma redução de ruído satisfatória.

Sendo assim, a proposta deste trabalho, como mostrado nas simulações numéricas utilizando elementos finitos, tem como princípio fazer o controle ativo no interior da partição do duto, onde somente ondas sonoras planas ocorrem.

Portanto, o sistema de controle ativo simulado é constituído de uma fonte de controle e um microfone de erro para cada partição. Então, no algoritmo de otimização, a posição da fonte de controle é restrita ao longo do comprimento particionado. Já o microfone de erro está posicionado na terminação de cada partição.

Na Fig. 6.17 está mostrado os resultado do CAR simulado juntamente com a otimização da fonte de controle considerando o sistema particionado.

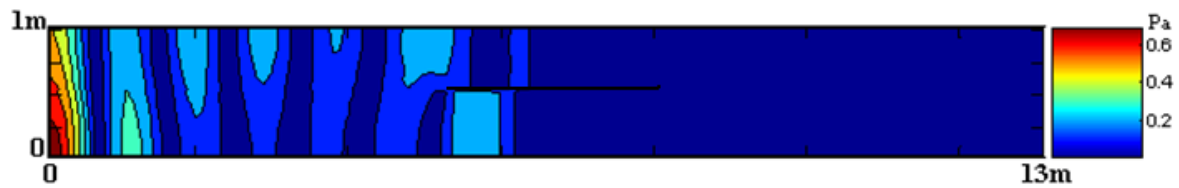


Figura 6.17.a – Campo sonoro (Pa) na freq. de 220 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada no duto particionado.

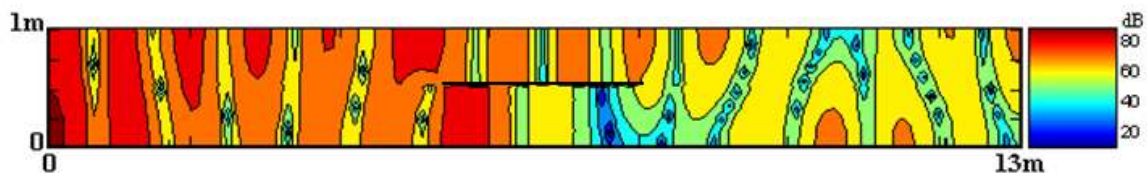


Figura 6.17.b – Nível de Pressão Sonora na freq. de 220 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada no duto particionado.

Para a frequência de 220 Hz, a redução de ruído na saída do duto comparando os sistemas com e sem controle ativo de ruído (Fig. 6.16 e 6.17 respectivamente) é aproximadamente igual a 13 dB. A posição otimizada da fonte de controle para a partição superior é igual 5,81m e para a partição inferior é igual a 5,04m.

Vale ressaltar que o tempo de processamento do procedimento de otimização utilizando o modelo modal é da ordem de 10 a 12 horas, em contrapartida, a otimização com modelo de elementos finitos consumiu da ordem de 36 horas de processamento, mantendo as mesmas características do computador utilizado nas simulações com ambos os modelos. Esta pode ser considerada uma das principais vantagens de se modelar o sistema via síntese modal de componentes.

Para justificar a metodologia proposta, ou seja, a partição do duto, foi realizada a simulação do CAR no mesmo sistema, porém, sem as partições internas no interior do duto.

Na Fig. 6.18 estão mostrados os campos de pressão para o duto simples (sem introdução de placas internas) somente com a presença da fonte primária.

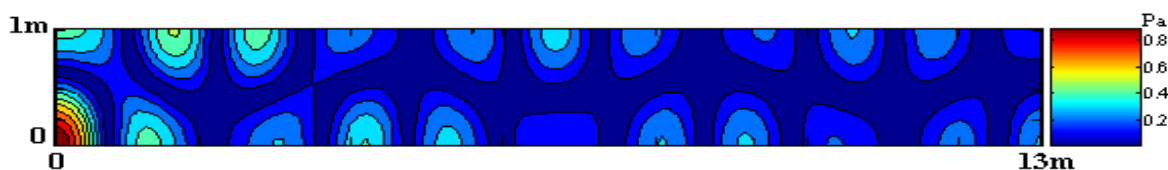


Figura 6.18.a – Campo sonoro (Pa) na freq. de 220 Hz gerado pela fonte primária no duto sem partições.

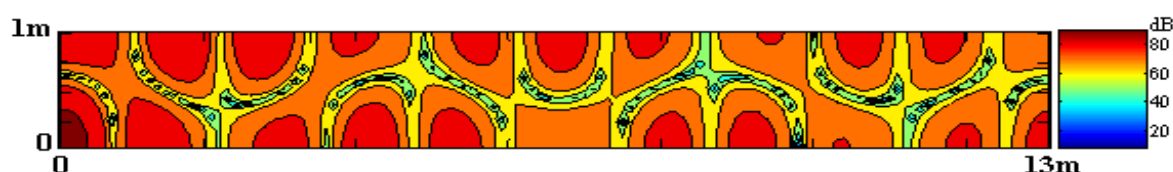


Figura 6.18.b – Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 220 Hz gerado pela fonte primária no duto sem partições.

Na Fig. 6.19 estão mostrados os resultados obtidos com a simulação do CAR para o sistema da Fig. 6.18. Para simulação do CAR foram necessários 10 microfones de erro posicionados na saída do duto, utilizando duas fontes de controle, uma vez que com simulações utilizando somente uma fonte de controle não se obteve uma atenuação do ruído equivalente a 3 dB.

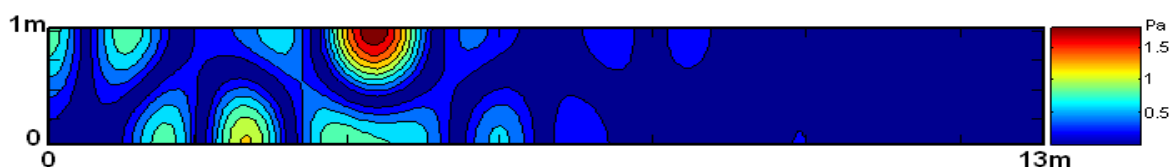


Figura 6.19.a – Campo sonoro (Pa) na freq. de 220 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada sem partição no duto.



Figura 6.19.b – Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 220 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada sem partição no duto.

A atenuação do ruído na saída do duto obtido com o sistema da Fig. 6.19, quando comparado com o resultado mostrado na Fig. 6.18 é igual a 9 dB. As posições otimizadas da fonte de controle estão nas coordenadas 2,8m e 4,2m ao longo do comprimento do duto a partir da extremidade esquerda deste.

Analisando os resultados obtidos nas Fig. 6.17 e 6.19, temos uma maior atenuação do ruído para o modelo simulado com partições. As vantagens da metodologia proposta podem ser quantificadas com relação ao custo do sistema, onde, para o sistema particionado será necessário um sistema de controle mono-canal (constituído de uma fonte de controle e um sensor de erro) por partição. Já no sistema comum (Fig. 6.18), o número de sensores de erro deve ser suficiente tal que consiga ser medido o ruído global da seção transversal, de modo que não seja medida a pressão sonora em um nó.

Observa-se também que com o aumento do número de fontes de controle consegue-se aumentar a atenuação do ruído, que é o caso do resultado mostrado na Fig. 6.19, onde a inserção de duas fontes de controle forneceu uma maior atenuação se comparado com o sistema tendo somente uma fonte de controle (atenuação de 3 dB para 9 dB). Desta maneira, a adição de mais fontes de controle no sistema proporcionaria uma redução maior do nível de ruído na saída do duto. Porém, o intuito das simulações com o duto comum é somente comparação com a simulação do duto particionado e verificação de que o modelo proposto com partição é viável no sentido de redução de custo e redução de complexidade dos algoritmos de controle (programar um sistema mono-canal é bem mais simples do que um multicanal).

Simulação do CAR na frequência de 270Hz foi realizada também para ambos os sistemas: com e sem partição interna. A geometria do duto se manteve a mesma da simulação de 220 Hz, somente a frequência de excitação da fonte primária é modificada.

Ressalta-se que como a primeira frequência de corte no interior das partições é 343 Hz, para a frequência de excitação de 270 Hz, as ondas no interior das partições serão planas.

Na Fig. 6.20 está mostrado o campo sonoro no interior do duto particionado somente com a fonte primária em funcionamento.

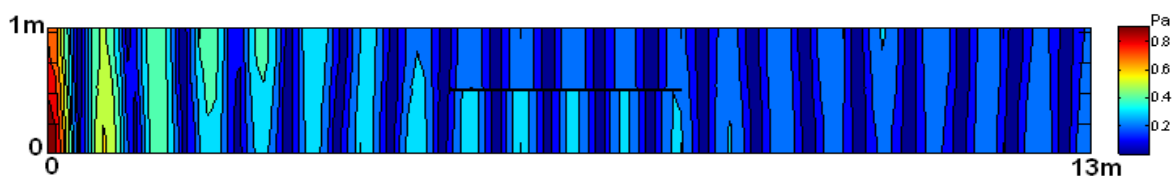


Figura 6.20.a – Campo sonoro (Pa) na freq. de 270 Hz gerado pela fonte primária no duto com partições.



Figura 6.20.b – Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 270 Hz gerado pela fonte primária no duto com partições.

Na Fig. 6.21 estão mostrados os resultados obtidos com a simulação do CAR com a posição da fonte de controle otimizada. A disposição dos microfones de erro se manteve igual à simulação anterior para o duto particionado. Somente a posição da fonte de controle foi modificada de modo que a redução do ruído para a frequência em questão seja máxima.

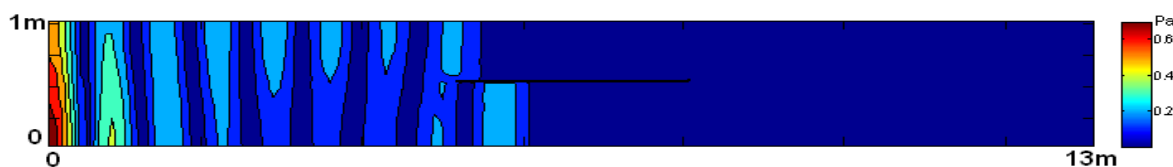


Figura 6.21.a – Campo sonoro (Pa) na freq. de 270 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada e duto particionado.

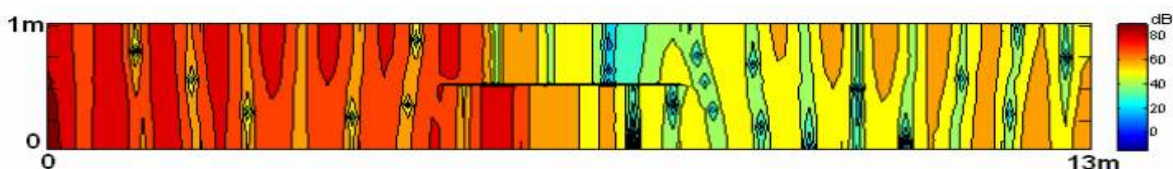


Figura 6.21.b – Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 270 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada e duto particionado.

Para a frequência de 270 Hz, a posição ótima da fonte de controle para a partição superior é em 5.3 m, e para a partição inferior, a posição ótima é da fonte de controle é em

5.9 m. A atenuação do ruído na saída do duto obtida com o CAR é igual a 21 dB, como pode ser observado comparando as Fig. 6.20 e 6.21.

Para comparação de resultados da metodologia proposta, na Fig. 6.22 está mostrado o campo sonoro no interior do duto sem partições mantendo a frequência de excitação da fonte primária em 270 Hz.



Figura 6.22.a – Campo sonoro (Pa) na freq. de 270 Hz gerado pela fonte primária no duto sem partições.

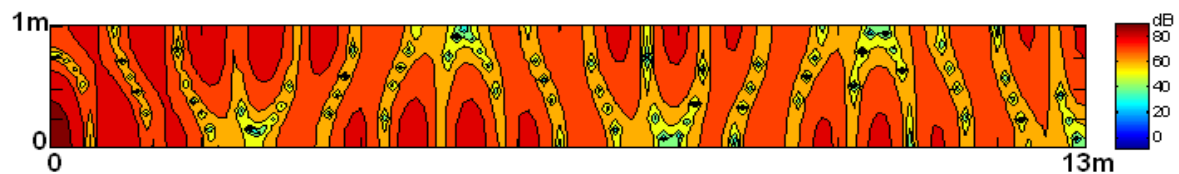


Figura 6.22.b – Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 270 Hz gerado pela fonte primária no duto sem partições.

O CAR no sistema da Fig. 6.9 foi simulado e os resultados obtidos estão mostrados na Fig. 6.23. Antes de obter os resultados mostrados na Fig. 6.23, foram simuladas condições variando o número de fontes de controle, iniciando com uma fonte de controle e aumentando o número destas até que se obtivesse uma redução satisfatória do ruído. Na Fig. 6.23 está mostrado o resultado do CAR obtido com 5 fontes de controle e mantendo o número de sensores de erro das simulações anteriores (10 sensores).

Analisando as Fig. 6.22 e 6.23 observa-se uma atenuação do ruído na saída do duto da ordem de 39 dB após simulação do CAR. A posição otimizada das 5 fontes de controle são respectivamente: 1.15 m (na extremidade inferior do duto), 1.7 m (na extremidade superior do duto), 2.1 m (na extremidade superior do duto), 3.3 m (na extremidade superior do duto) e 3.2 m (na extremidade inferior do duto).



Figura 6.23.a – Campo sonoro (Pa) na freq. de 270 Hz após simulação do CAR com posição otimizada da fonte de controle e duto sem partição.

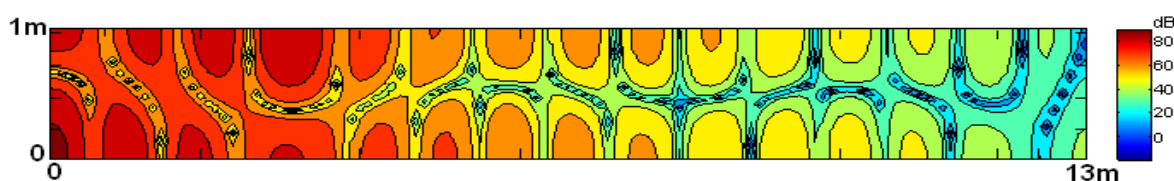


Figura 6.23.b – Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 270 Hz após simulação do CAR com posição otimizada da fonte de controle e duto sem partição.

Observa-se nos resultados obtidos que a atenuação do ruído na saída do duto é maior para o sistema do duto sem partições (39 dB contra 21 dB do sistema particionado). No entanto, deve ser observado que para obter tal redução (39 dB) são necessários 5 fontes de controle e 10 microfones de erro, sendo que para o sistema particionado o sistema completo de controle é constituído de apenas 2 fontes de controle e 2 microfones de erro. Sendo que cada sistema de controle é independente em cada partição, facilitando a implementação prática do controle.

A última simulação do CAR foi realizada para a frequência de 320 Hz, a qual já está próxima da primeira frequência de corte da partição do duto.

Na Fig. 6.24 está mostrado o campo sonoro do duto particionado para a fonte primária excitando o sistema na frequência de 320 Hz.

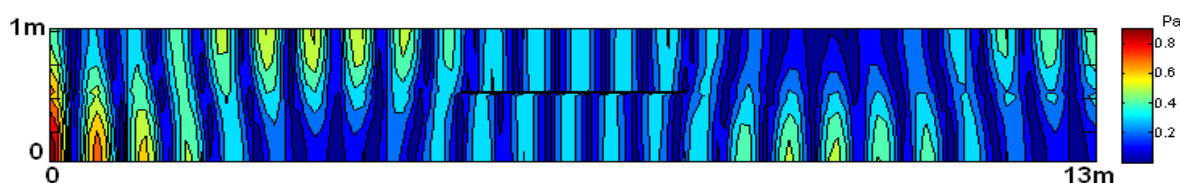


Figura 6.24.a – Campo sonoro (Pa) na freq. de 320 Hz gerado pela fonte primária no duto com partições internas.

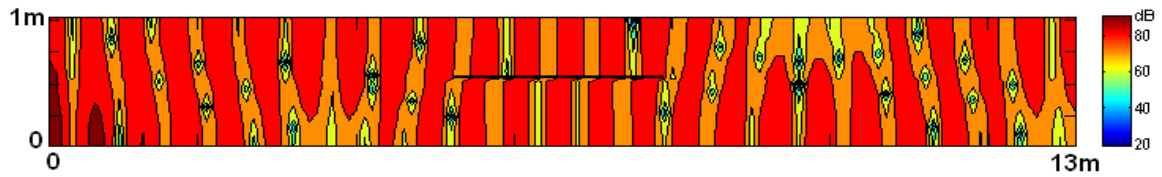


Figura 6.24.b – Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 320 Hz gerado pela fonte primária no duto com partições internas.

O resultado obtido com o CAR para a frequência da fonte primária igual a 320 está mostrado na Fig. 6.25.

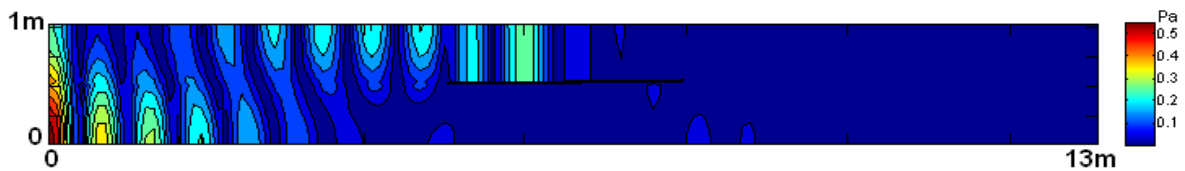


Figura 6.25.a – Campo sonoro (Pa) na freq. de 320 Hz após simulação do CAR com posição otimizada da fonte de controle e duto particionado.

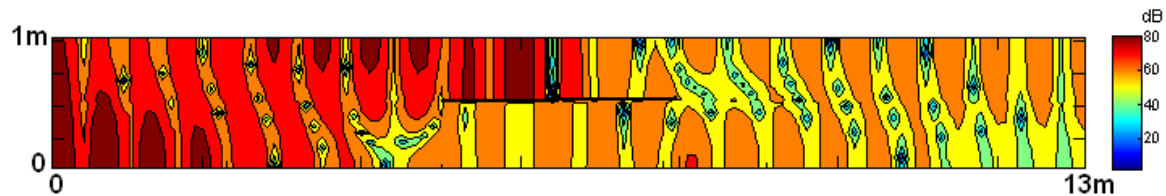


Figura 6.25.b – Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 320 Hz após simulação do CAR com posição otimizada da fonte de controle e duto particionado.

Comparando o ruído irradiado na saída do duto nas Fig. 6.24 e 6.25 temos que com o CAR consegue-se uma atenuação da ordem de 22 dB para a frequência de 320 Hz com o sistema composto de duas partições. Sendo esta atenuação obtida após otimização da posição da fonte de controle resultando nas posições longitudinais 6.1m para a partição superior e 6.4 para a partição inferior.

Para fins de comparação da atenuação do ruído dos modelos proposto (particionado) com o modelo simples (sem partição), a simulação do CAR no duto sem as partições interna foi realizada para a frequência de 320 Hz.

Para fins de comparação, na Fig. 6.26 e 6.27 estão mostrados os campos sonoros no duto sem partição, antes e após simulação do CAR, respectivamente.

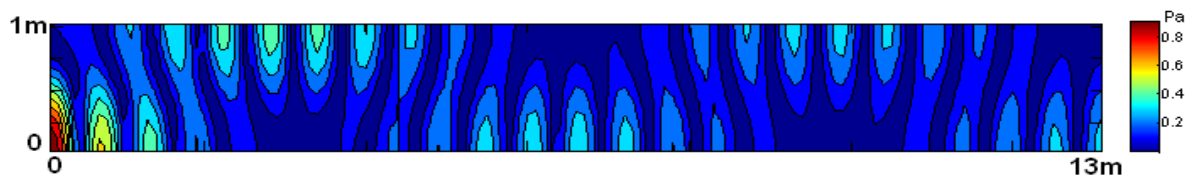


Figura 6.26.a – Campo sonoro (Pa) na freq. de 320 Hz gerado pela fonte primária no duto sem partições internas.



Figura 6.26.b – Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 320 Hz gerado pela fonte primária no duto sem partições internas.



Figura 6.27.a – Campo sonoro (Pa) na freq. de 320 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada e duto sem partições.

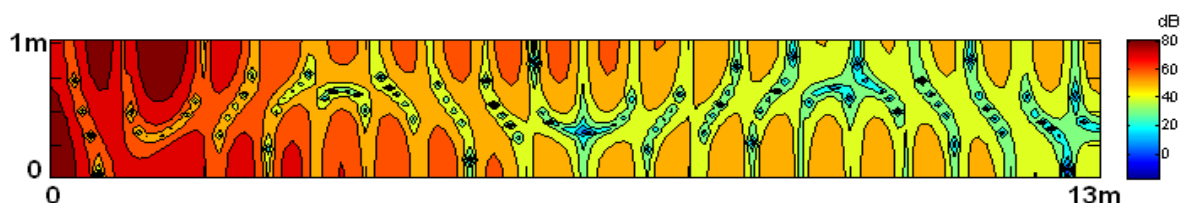


Figura 6.27.b – Nível de Pressão Sonora (dB) na freq. de 320 Hz após simulação do CAR com posição da fonte de controle otimizada e duto sem partições.

Analisando e comparando as Fig. 6.26 e 6.27, ou seja, antes e após a simulação do CAR, tem-se que a atenuação obtida do ruído na saída do duto simples é da ordem de 30 dB. No entanto, esta atenuação é obtida utilizando 7 fontes de controle com 10 sensores de erro. O que ressalta a necessidade de uma quantidade bem maior de sensores e atuadores se comparado com o sistema particionado proposto.

As posições otimizadas das fontes de controle para obter o resultado mostrado na Fig. 6.27 são: primeiramente, as fontes fixadas na extremidade superior do duto estão nas posições 0.7 m, 0.85 m e 1.2 m ao longo do comprimento; já as fontes fixadas na extremidade inferior do duto estão nas posições 2.2 m, 2.55 m e 2.76 m na longitudinal.

Na Tab. 6.3 estão resumidos os resultados obtidos nesta seção, onde pode ser observada a atenuação do ruído irradiado pelo sistema e a quantidade de fontes necessárias para obter tal atenuação, tanto para o duto particionado quanto para o duto simples.

Tabela 6.3 – Resultados obtidos com a simulação do CAR em função da frequência.

Freq.[Hz]	Duto Particionado		Duto Simples	
	Atenuação[dB]	N.º Fontes Controle	Atenuação[dB]	N.º Fontes Controle
100	-	-	49	1
220	13	2	9	2
270	21	2	39	5
320	22	2	30	7

Outro fator que merece atenção é a variação da atenuação de ruído obtida com o CAR em função da frequência como pode ser observado na Tab. 6.3. Sendo assim, para cada frequência de excitação existe uma posição ótima da fonte de controle bem como uma atenuação máxima do ruído irradiado que pode ser obtida.

Outro fator que deve ser ressaltado é o fato dos níveis de atenuação listados na Tab.6.3 estarem coerentes com resultados práticos obtidos em trabalhos já realizados, porém em dutos com geometrias simples (Cárdenas, 2005). Sendo assim, os resultados numéricos estão de acordo com níveis de atenuação quando implementado o controle ativo na prática.

Portanto, neste capítulo pôde ser mostrada a viabilidade de particionar um duto em seu interior de modo a aplicar o controle ativo de ruído, possibilitando o então o controle em regiões de ondas planas.

A partir de simulações de controle ativo de ruído juntamente com a otimização da posição da fonte de controle pode-se então partir de um modelo ótimo para implementação prática, com a vantagem de obtenção de uma atenuação de ruído satisfatória e com um

custo inferior se comparado com o sistema de duto simples (ou seja, número reduzido de fontes de controle e sensores de erro).

CAPÍTULO VII

Resultados das Simulações Numéricas do Controle Ativo utilizando Modelo Modal e Ruído Banda Larga

7.1 – Introdução

Neste capítulo simulou-se numericamente o controle ativo de ruído quando a fonte primária gera um ruído do tipo banda larga juntamente com um ruído harmônico. O intuito destas simulações é conseguir se aproximar de um sistema real, uma vez que sistemas de exaustão e ventiladores industriais contêm em seu espectro de ruído, tons puros e ruído do tipo banda larga, sendo este último causado pelo ruído aerodinâmico em regiões de fluxo turbulento e vórtices. Já o tom puro contido no espectro é gerado pela passagem de pás próxima a elementos fixos.

Para as simulações deste capítulo, o mesmo modelo geométrico do duto do Capítulo VI foi utilizado, ou seja, as dimensões do duto se mantêm com área transversal 1m x 1m e comprimento total igual a 13 metros, sendo que a placa interna que particiona o duto possui comprimento igual a 3 metros.

O modelo acústico utilizado nas simulações é modal, sendo que para simulação do duto particionado em seu interior o modelo modal foi obtido via síntese modal de componentes. O mesmo duto (mesmas dimensões), porém, sem partições internas foi também simulado para verificar a viabilidade da utilização do particionamento do duto quando se tem uma fonte de ruído primário gerando ruído do tipo banda larga.

Para simulação do controle ativo de ruído, a pressão emitida pela fonte de controle, bem como sua posição, foi otimizada utilizando algoritmos genéticos (GA). O programa de otimização utilizado é o GAOT, o qual foi descrito no Capítulo VI.

Para finalizar, o nível de atenuação do ruído obtido com as simulações do controle ativo foi comparado com os resultados fornecidos por um silenciador resistivo. Desta maneira foi possível avaliar a eficiência dos dois tipos de controle de ruído: o ativo e o passivo.

7.2- Simulações no Duto Particionado

Na Fig. 7.1 está mostrado o espectro de ruído da fonte primária, o qual é gerado computacionalmente de forma a simular o ruído emitido por um ventilador medido em campo livre a um metro de distância deste. O sinal foi gerado em ambiente Matlab[®] utilizando uma função seno (componente harmônica do sinal) juntamente com uma função “*randn*”, o qual gera um vetor de números aleatórios com distribuição normal correspondendo ao ruído banda larga presente no sinal.

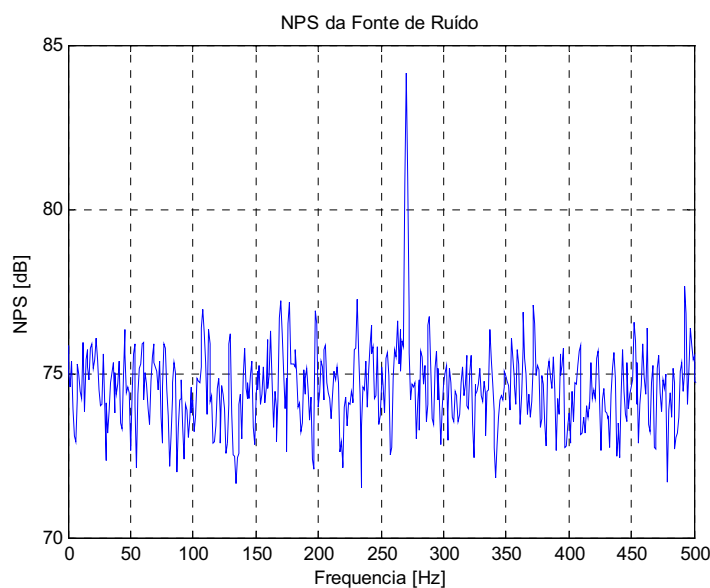


Figura 7.1 – Ruído gerado pela fonte primária em campo livre a um metro desta.

Como pode ser observado na Fig. 7.1, a faixa de frequência gerada corresponde ao intervalo 0-500 Hz uma vez que a utilização do controle ativo de ruído se justifica nas baixas frequências. O ruído tonal presente na Fig. 7.1 corresponde à frequência de 270 Hz, tal frequência é característica de exaustores industriais utilizados em dutos da dimensão estudada.

Para minimizar os cálculos computacionais a banda de frequência da fonte primária foi restrita a 50-300 Hz, com um intervalo de frequência igual a 5 Hz. Desta maneira o ruído de entrada no modelo acústico simulado possui o espectro mostrado na Fig. 7.2.

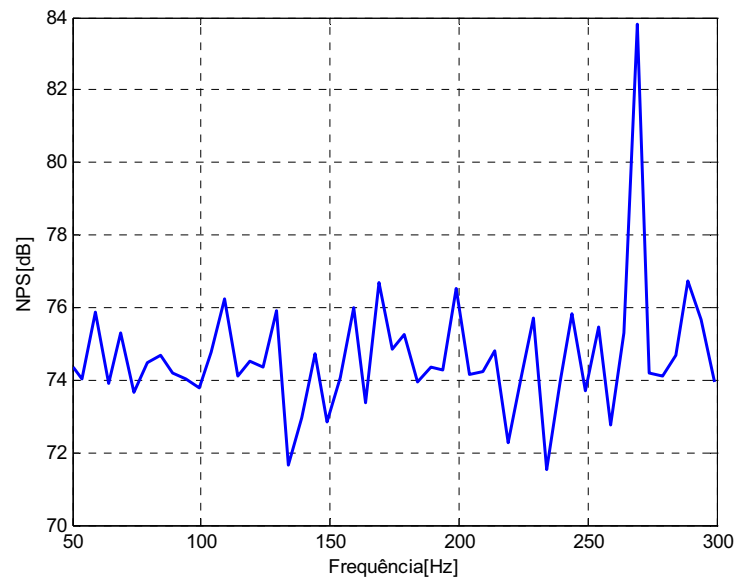


Figura 7.2 – Ruído da fonte primária utilizado como entrada no modelo acústico.

Na Fig. 7.3 está mostrado o ruído médio obtido na saída do duto sem nenhum tipo de controle ativo. Observa-se que o próprio duto modifica o nível de ruído emitido pela fonte primária funcionando como um filtro acústico, amplificando nas frequências mais baixas e atenuando conforme aumenta a frequência.

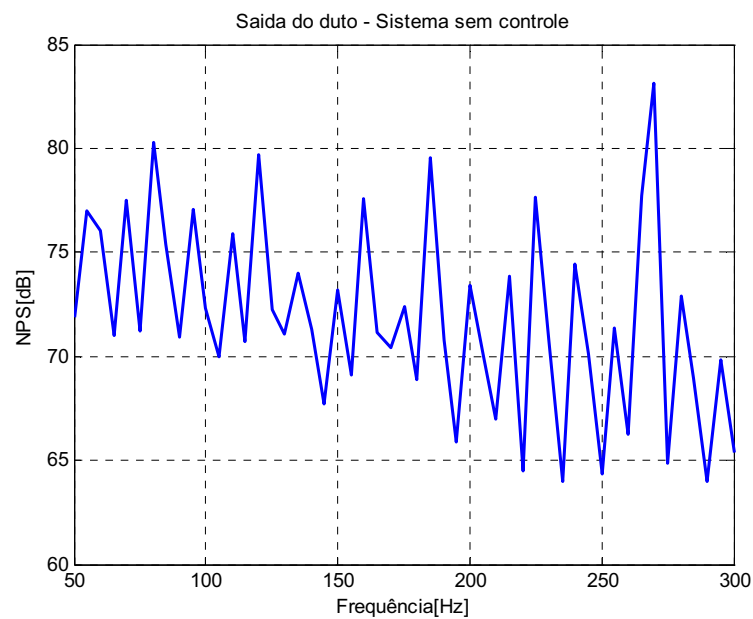


Figura 7.3 – Espectro do ruído na saída do duto sem controle ativo.

Na Fig. 7.4 está mostrado o duto modelado e suas dimensões. A fonte primária é do tipo dipolo (ventiladores e exaustores são caracterizadas como fontes do tipo dipolo) e se encontra posicionada na extremidade esquerda do duto. Ainda nesta figura estão mostradas as posições das fontes de controle (uma em cada partição interna) bem como os limites de posição ao longo do eixo longitudinal no procedimento de otimização. Os microfones de erro estão posicionados no término de cada partição.

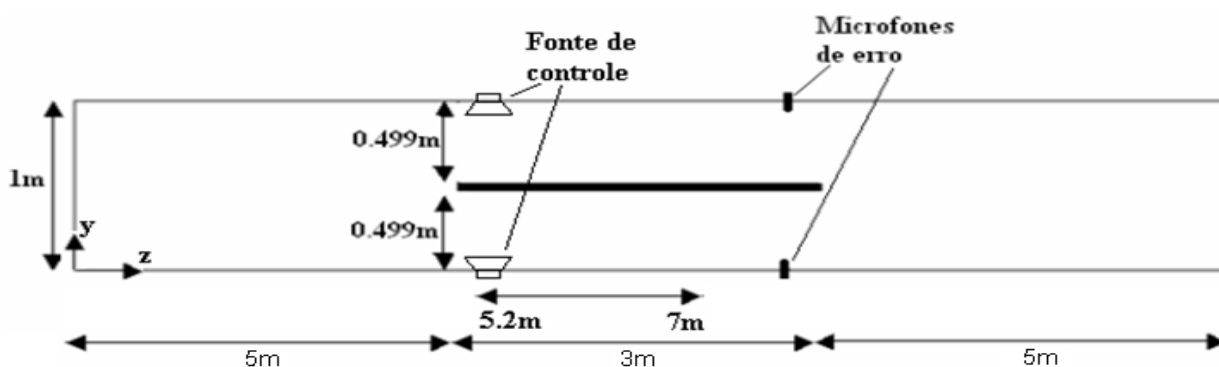


Figura 7.4 – Modelo do duto particionado e posicionamento das fontes de controle.

O procedimento de otimização utilizado bem como as entradas do algoritmo e a função custo estão descritas no capítulo 6. O mesmo procedimento e metodologia foram utilizados, tanto para o duto particionado como para o duto simples, como será visto no próximo item.

Utilizando a configuração mostrada na Fig. 7.4, o campo acústico no interior do duto sem o controle ativo e após a simulação deste com a otimização da posição da fonte de controle estão mostrados nas Figs. 7.5 e 7.6 respectivamente.

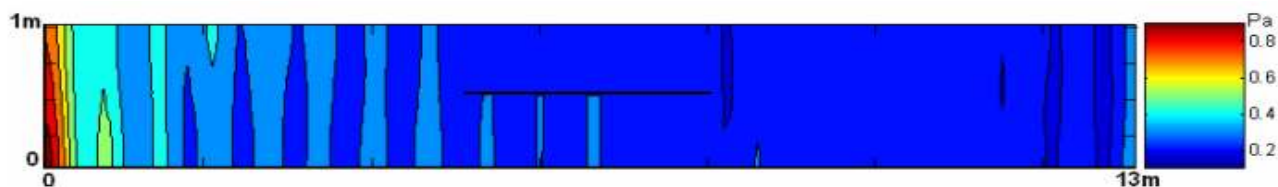


Figura 7.5a – Pressão acústica global no interior do duto sem simulação do controle ativo de ruído.

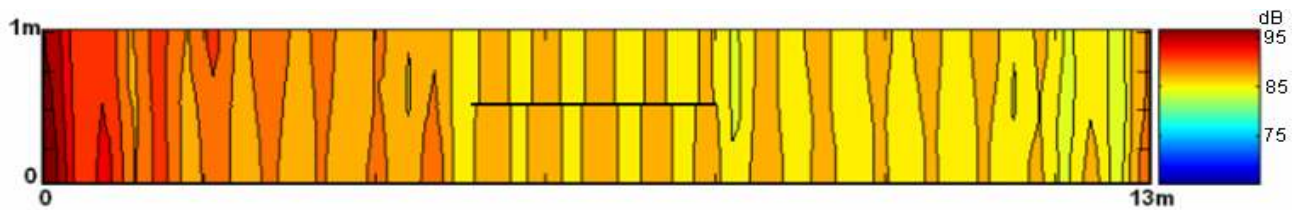


Figura 7.5b – Nível de Pressão Sonora global no interior do duto sem simulação do controle ativo de ruído.

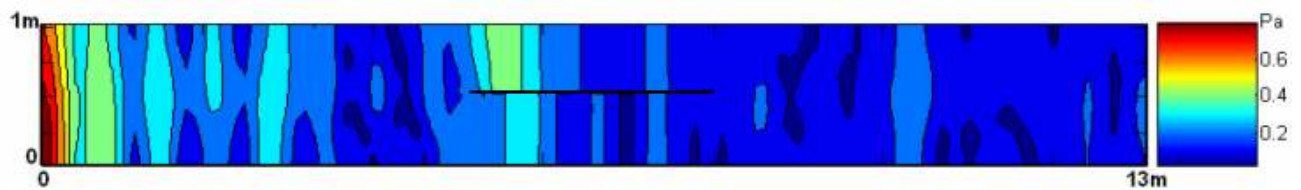


Figura 7.6a – Pressão acústica global no interior do duto com controle ativo de ruído utilizando uma fonte de controle por partição.

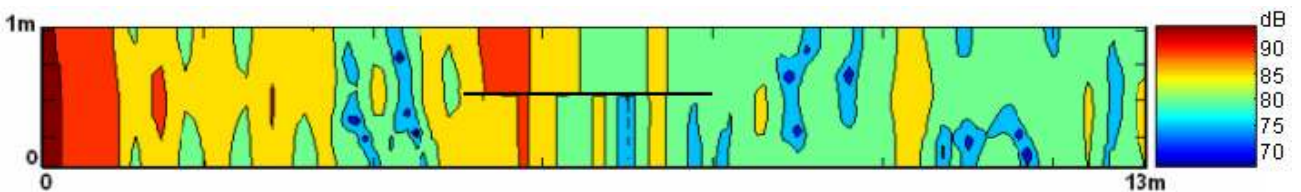


Figura 7.6b – Nível de Pressão Sonora global no interior do duto com controle ativo de ruído utilizando uma fonte de controle por partição.

Analisando as Figs. 7.5-b e 7.6-b têm-se que com o sistema de controle ativo simulado é obtido uma atenuação global de 6 dB. Utilizando uma curva de ponderação A (Anexo IV) estimada ao longo de toda a faixa de frequência analisada (50-300Hz), têm-se que o nível global médio do sistema sem controle na saída do duto é igual a 80 dB(A), já o sistema com controle utilizando 1 atuador em cada partição, têm-se um nível global igual a 73 dB(A).

As posições otimizadas das fontes de controle obtidas são: 5.8m (na partição inferior) e 5.4m (na partição superior).

Para melhor observar o efeito do controle ativo do ruído na faixa de frequência analisada, na Fig. 7.7 está mostrado o espectro do ruído na saída do duto do sistema com e sem controle ativo, utilizando apenas uma fonte de controle em cada partição.

Analisando a Fig. 7.7 concluímos que se consegue uma atenuação do ruído ao longo de toda a faixa de frequência analisada, porém observa-se que nas frequências em torno de 200 e 210 Hz não há praticamente nenhuma atenuação. Isto pode ser explicado pelo fato da fonte de

controle estar posicionada sobre um nó (mínimo de pressão) do campo de pressão destas frequências. Para contornar este problema deve ser utilizado um número maior de fontes de controle, de modo a compensar estes mínimos de atenuação do ruído. Já na frequência de 270 Hz onde se tem a presença do harmônico, a atenuação obtida é de aproximadamente 9 dB.

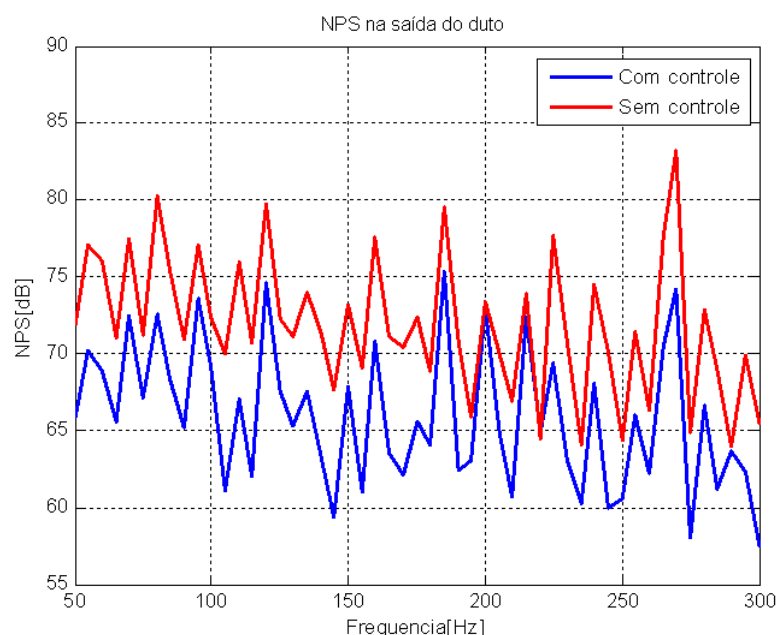


Figura 7.7 – Nível de pressão sonora na saída do duto.

Na Fig. 7.8 e na Tab. 7.1 estão mostrados os NPS da Fig. 7.7 em bandas de 1/3 de oitava (Anexo IV). Os resultados estão também mostrados em bandas de 1/3 de oitava para posterior comparação com os resultados obtidos de um silenciador passivo possibilitando então uma melhor análise dos resultados.

Observa-se na Tab. 7.1 que se consegue com o controle ativo atenuar até 6 dB nas frequências abaixo 100 Hz, o que é muito difícil de se conseguir com a utilização de um silenciador resistivo, exceto se este possuir muita área de material acústico, elevando assim seu custo. Ainda na Tab. 7.1 está mostrado o nível de pressão sonora global para os dois sistemas, sem e com controle, este último com apenas duas fontes de controle.

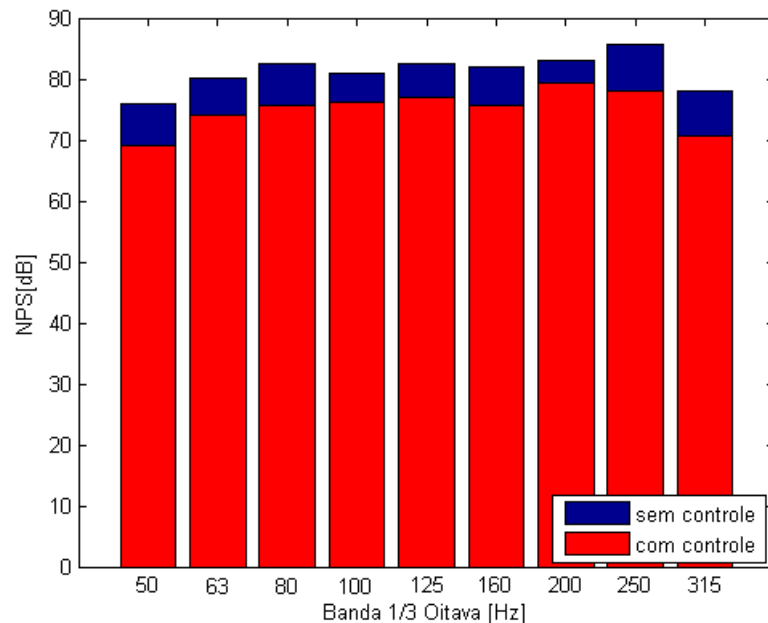


Figura 7.8 – NPS na saída do duto em bandas de 1/3 de oitava com e sem controle.

Tabela 7.1 – Nível de atenuação obtida na saída do duto em bandas de 1/3 de oitava sem e com 2 fontes de controle.

Banda 1/3 Oitava [Hz]	NPS sem controle [dB]	NPS com 2 fontes de controle[dB]	Atenuação [dB]
50	75	69	6
63	80	74	6
80	82	76	6
100	81	76	5
125	82	77	5
160	82	75	7
200	83	79	4
250	86	78	8
315	78	71	7
Global[dB]	91	85	6
Global[dB(A)]	80	73	7

A fim de aumentar o nível de atenuação do ruído banda larga na faixa de frequência analisada, serão utilizadas na próxima simulação duas fontes de controle em cada partição. De acordo com revisão bibliográfica realizada no trabalho, o controle ativo de ruído banda larga

em dutos com ondas planas possui melhor eficiência quando se utiliza sistemas multicanais obtendo, portanto, um maior nível de atenuação global, da ordem de 12 a 18 dB, dependendo da faixa de frequência controlada (Cárdenas, N. I. J., 2005; Nunes, R. F., 1999).

Para simulação do CAR com otimização da posição das fontes de controle em cada partição, a configuração mostrada na Fig. 7.9 foi utilizada.

Como pode ser visto na Fig. 7.9, as fontes de controle tem como faixa de posição ao longo do eixo longitudinal os limites 5.2m a 7.2m a partir da extremidade esquerda do duto. No entanto, as fontes estão distanciadas entre si de uma distância igual a 1 metro. Este cuidado é tomado de modo a não permitir que o algoritmo de otimização posicione as duas fontes próximas de modo que as duas ocupem uma posição correspondente a um mínimo de pressão em determinada frequência. Estando afastadas, uma fonte pode compensar a deficiência de atenuação do ruído correspondente à outra fonte.

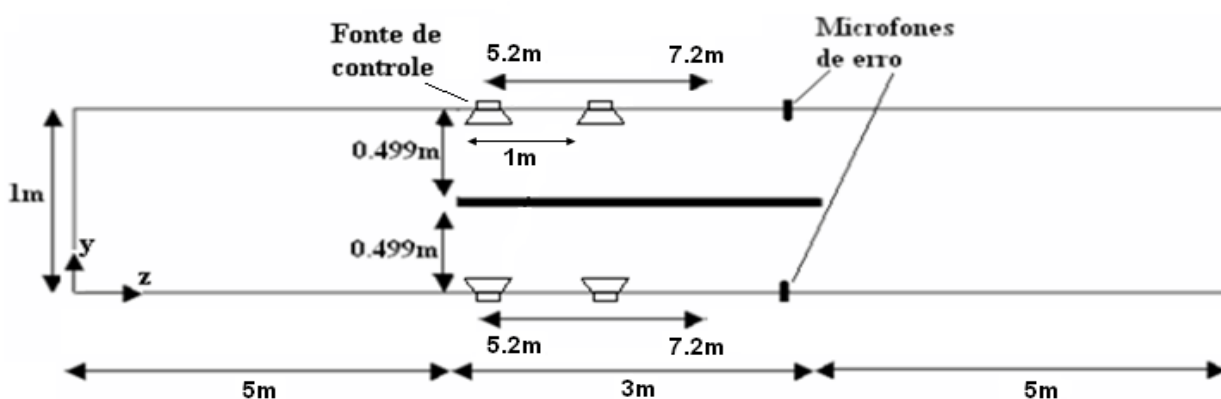


Figura 7.9 – Configuração utilizada na simulação do controle ativo com duas fontes de controle em cada partição.

Os resultados obtidos com o controle ativo otimizado da configuração mostrada na Fig. 7.9 estão mostrados nas Figs. 7.10-a e 7.10-b, as quais correspondem ao campo acústico global. Ressalta-se que a fonte de ruído primária se mantém igual à simulação anterior.

Analisando a Fig. 7.10-b juntamente com as Figs. 7.5-b e 7.6-b têm-se que a atenuação global obtida com o sistema contendo duas fontes de controle em cada partição comparado com o sistema sem controle é de 15 dB. Sendo assim, este último sistema consegue atenuar 9 dB a mais do que o sistema mono canal em cada partição (Fig. 7.6-b). Observa-se que os valores de atenuação aqui obtidos são da ordem dos resultados experimentais obtidos em dutos de ondas planas como descritos na literatura e citados anteriormente.



Figura 7.10a – Pressão acústica global no interior do duto com controle ativo de ruído utilizando duas fontes de controle por partição.

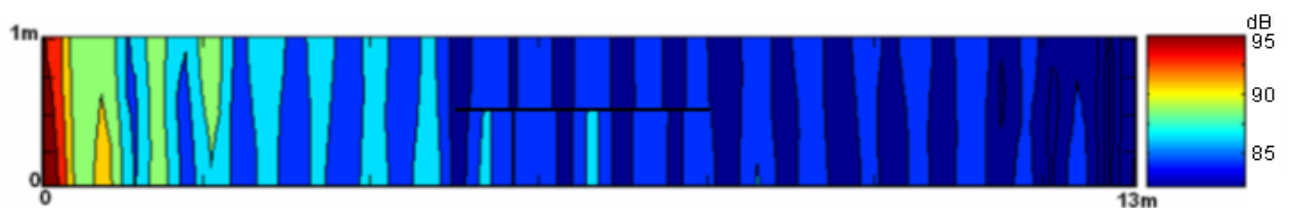


Figura 7.10b – Nível de Pressão Sonora global no interior do duto com controle ativo de ruído utilizando duas fontes de controle por partição.

Para complementar os resultados obtidos, o nível global em escala de ponderação A na saída do duto do sistema com 4 atuadores é igual a 64 dB(A).

O satisfatório neste trabalho é a capacidade de controlar um ruído banda larga em subsistemas com ondas planas possuindo, portanto, um sistema global contendo modos acústicos de alta ordem.

Para visualizar o controle ativo simulado em toda a banda de frequência analisada, na Fig. 7.11 estão mostrados os NPS médios na saída do duto para o sistema sem controle e com controle incluindo as duas simulações realizadas (2 fonte de controle e 4 fontes de controle em cada partição).

Analisando a Fig.7.11, observa-se que com o controle ativo contendo as duas fontes de controle em cada partição consegue-se atenuar o ruído banda larga em todas as frequências inclusive o ruído harmônico presente em 270 Hz, o qual é atenuado nesta última simulação em 16 dB. Observa-se ainda que a possibilidade da fonte de controle estiver posicionada sobre um nó do campo acústico foi possivelmente eliminada.

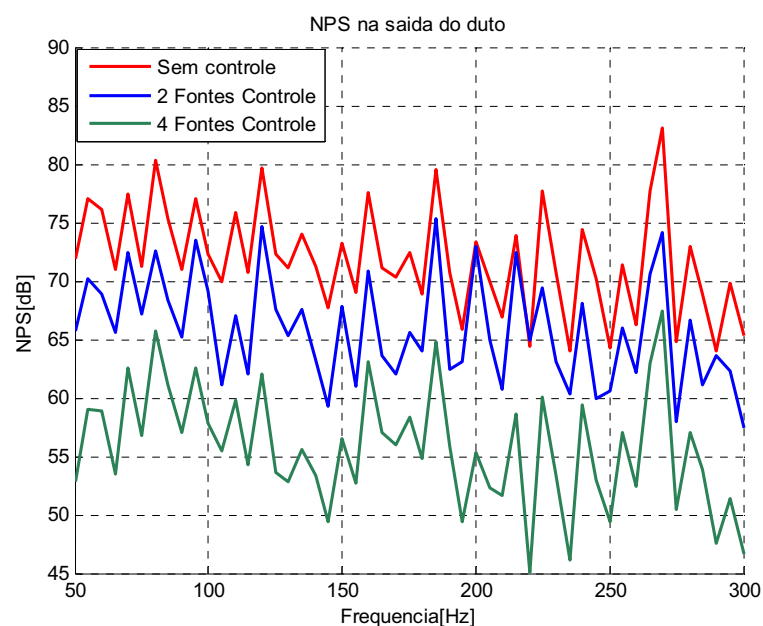


Figura 7.11 – NPS médio na saída do duto particionado com e sem controle ativo.

Na Fig. 7.12 estão os sinais da Fig. 7.11, porém, em bandas de 1/3 de oitava. Na Tab. 7.2 estão descritos os níveis de atenuação obtidos entre o sistema sem controle e utilizando o controle ativo com duas fontes em cada partição para uma melhor análise dos resultados, incluindo os níveis globais em escala dB e dB(A).

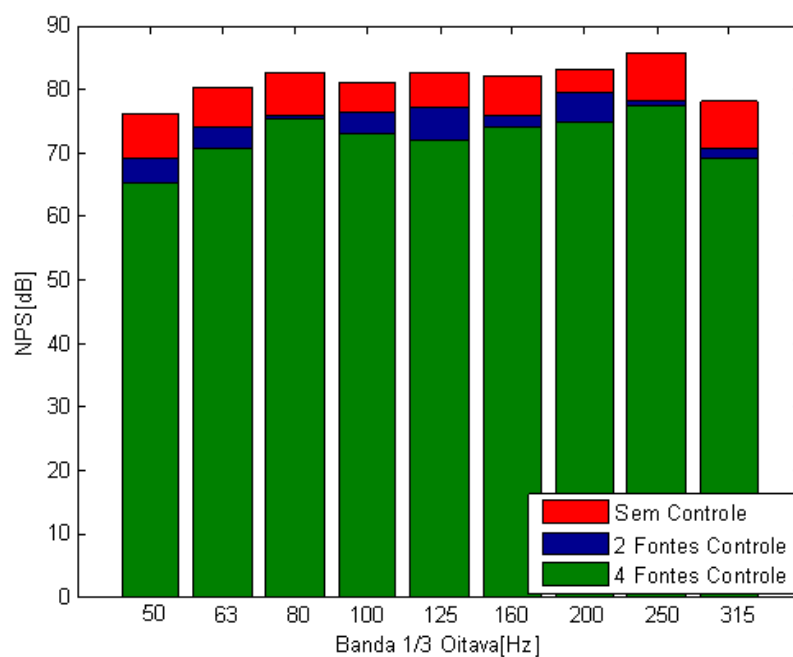


Figura 7.12 – NPS médio da saída do duto em bandas de 1/3 de oitava do sistema sem e com controle.

Tab. 7.2 – Atenuação em bandas de 1/3 de oitava para o sistema sem controle ativo e com controle utilizando 4 fontes de controle e duto particionado.

Banda 1/3 Oitava [Hz]	NPS sem controle [dB]	NPS com 4 fontes de controle[dB]	Atenuação [dB]
50	75	58	17
63	80	64	16
80	82	68	14
100	81	66	15
125	82	65	17
160	82	67	15
200	83	67	16
250	86	70	16
315	78	62	16
Global[dB]	91	76	15
Global[dB(A)]	80	64	16

Analisando a quarta coluna da Tab. 7.2 tem-se uma atenuação da ordem de 15 dB nas baixas frequências. Tal nível de atenuação é extremamente satisfatório principalmente em aplicações industriais.

No próximo item são mostrados os resultados obtidos com simulação de controle ativo no duto sem a partição interna, ou seja, o controle é feito em um sistema com propagação de modos acústicos de alta ordem, ao contrário do que foi realizado neste item, onde o sistema controlado (interior das partições) é somente constituído de ondas planas.

7.3 – Simulações no Duto sem partições internas

As simulações de controle ativo no duto simples, ou seja, sem partições internas, tem como intuito verificar a viabilidade da utilização de partições no interior do duto para realizar o controle ativo de ruído.

Desta maneira, é realizada, primeiramente, uma simulação utilizando quatro fontes de controle de modo a verificar qual é a atenuação do ruído obtida com o mesmo número de fontes de controle simulado para o sistema particionado.

Ressalta-se novamente que o procedimento de otimização se mantém o mesmo do descrito no capítulo anterior. Já o esquema utilizado no modelo de otimização para o duto simples está mostrado na Fig. 7.13.

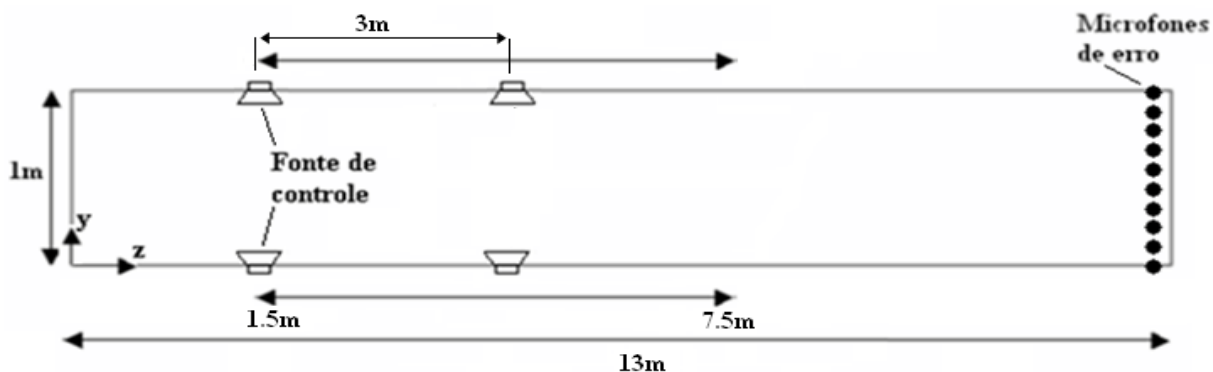


Figura 7.13 – Modelo para otimização do duto sem partições internas.

Observa-se na Fig. 7.13 que as fontes de controle estão posicionadas nas paredes do duto tendo, portanto, uma faixa de 6m para obter a posição ótima, sendo que o espaçamento mínimo entre cada fonte é de 3m, de modo a evitar que o algoritmo de otimização posicione duas fontes muito próximas uma da outra levando a um posicionamento localizado em um mínimo de pressão para determinada frequência. Os sensores de erro se mantêm com 10 unidades posicionadas na saída do duto.

Nas Figs. 7.14-a e 7.14-b estão mostrados o campo de pressão global resultante da fonte primária emitindo um ruído branco sem atuação de fontes de controle para controle ativo do ruído.

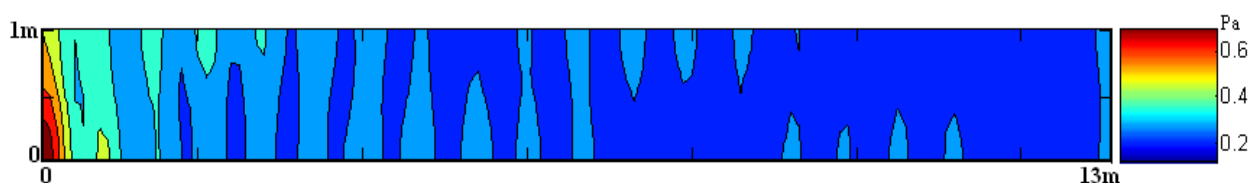


Figura 7.14a – Pressão acústica global no interior do duto sem simulação do controle ativo de ruído.



Figura 7.14b – Nível de Pressão Sonora global no interior do duto sem simulação do controle ativo de ruído.

O sinal médio obtido na saída do duto pelos 10 microfones de erro no domínio da frequência pode ser observado na Fig. 7.15. O ruído emitido pela fonte primária é o mesmo utilizado nas simulações do item 7.2 e pode ser observado na Fig. 7.2.

Comparando o sinal da Fig. 7.15 com o sinal da Fig. 7.3, o qual corresponde ao NPS na saída do duto particionado, observa-se que o duto com partições amplificou o sinal nas frequências mais baixas se comparado com o duto sem as partições internas. Porém, o NPS global se mantém praticamente igual para os dois casos.

Os resultados obtidos com a simulação do controle ativo juntamente com a otimização para a configuração mostrada na Fig. 7.13 estão mostrados nas Fig. 7.16-a e 7.16-b.

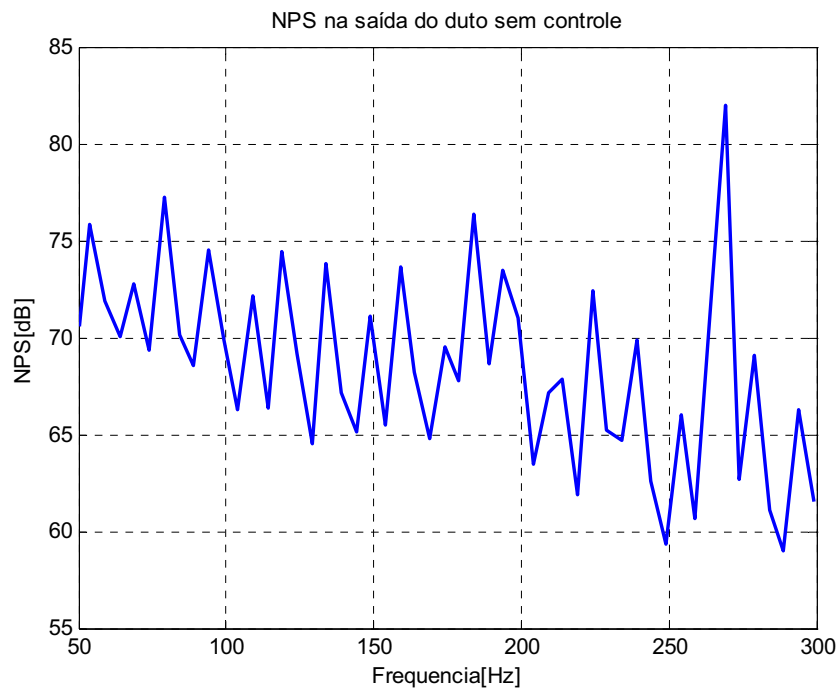


Figura 7.15 – NPS na saída do duto sem partições internas e sem controle ativo de ruído.

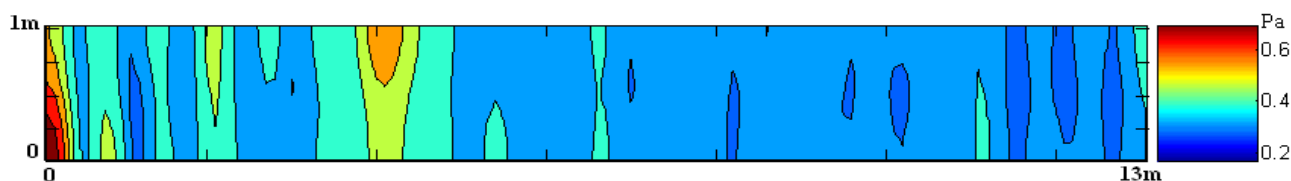


Figura 7.16a – Pressão acústica global no interior do duto com controle ativo de ruído utilizando quatro fontes de controle.

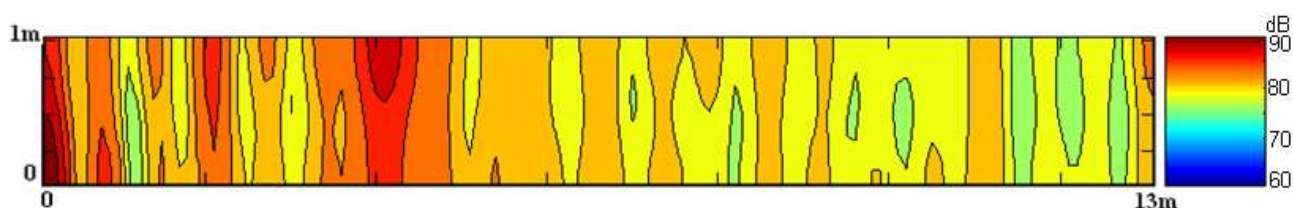


Figura 7.16b – Nível de Pressão Sonora global no interior do duto com controle ativo de ruído utilizando quatro fontes de controle.

Analisando as Fig. 7.14-b e 7.16-b temos que a redução do ruído na saída do duto é da ordem de 2 dB. Para melhor analisar o resultado obtido com a simulação, na Fig. 7.17 está mostrado o NPS médio da saída do duto para os dois casos: sem e com 4 fontes de controle. O NPS médio global em escala dB(A) para o sistema sem controle é igual a 77 dB(A), e para o sistema com 4 fontes de controle é igual a 75 dB(A).

Observa-se que no sinal controlado (curva em azul da Fig. 7.17) há algumas frequências em que não foi possível atenuar nenhum NPS com relação à curva vermelha, a qual corresponde ao sinal sem controle. Já o sinal harmônico em 270 Hz, conseguiu com a configuração simulada e otimizada 6 dB de atenuação.

Na Fig. 7.18 estão mostrados os sinais da Fig. 7.17 em bandas de 1/3 de oitava. Já na Tab. 7.3 está descrita a atenuação obtida por bandas de 1/3 de oitava para melhor avaliação dos resultados.

Comparando o sistema de controle simulado do duto simples com utilização de 4 fontes de controle com o sistema simulado do duto particionado com duas fontes de controle em cada partição (totalizando 4 fontes de controle) tem-se uma diferença de atenuação do ruído irradiado pelo duto de 13 dB (atenuação de 2 dB do duto simples contra 15 dB do duto particionado). Isso reforça o fato de que o controle em modos de alta ordem de um sistema com ruído branco é altamente complexo exigindo um número maior de sensores e atuadores, inclusive um maior esforço computacional.

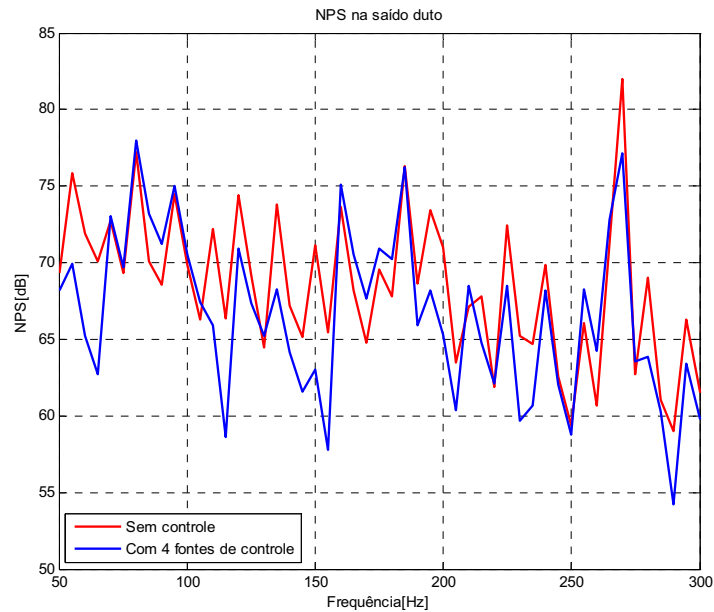


Figura 7.17 – NPS na saída do duto simples sem e com 4 fontes de controle.

Para conseguir um nível maior de atenuação do ruído para o sistema de duto simples, várias simulações foram realizadas aumentando o número de fontes de controle. A configuração para o duto simples que se aproximou do nível de atenuação do ruído obtido com o sistema de duto particionado utiliza-se de 11 fontes de controle e 12 microfones de erro.

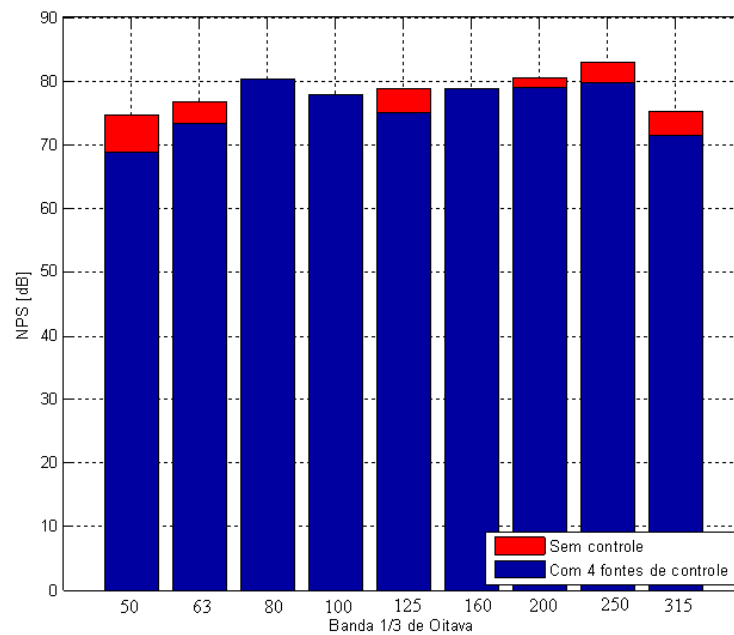


Figura 7.18 – NPS médio da saída do duto simples em bandas de 1/3 de oitava do sistema sem e com 4 fontes de controle.

Tab. 7.3 – Atenuação em bandas de 1/3 de oitava para o duto simples sem e com controle utilizando 4 fontes de controle.

Banda 1/3 Oitava [Hz]	NPS sem controle [dB]	NPS com 4 fontes de controle[dB]	Atenuação [dB]
50	76	70	6
63	78	74	4
80	80	81	-1
100	79	79	0
125	80	76	4
160	79	80	-1
200	81	80	1
250	84	81	3
315	76	73	3
Global[dB]	90	88	2
Global[dB(A)]	77	75	2

A configuração utilizada para a simulação e otimização do controle ativo com 11 fontes de controle está mostrada na Fig. 7.19.

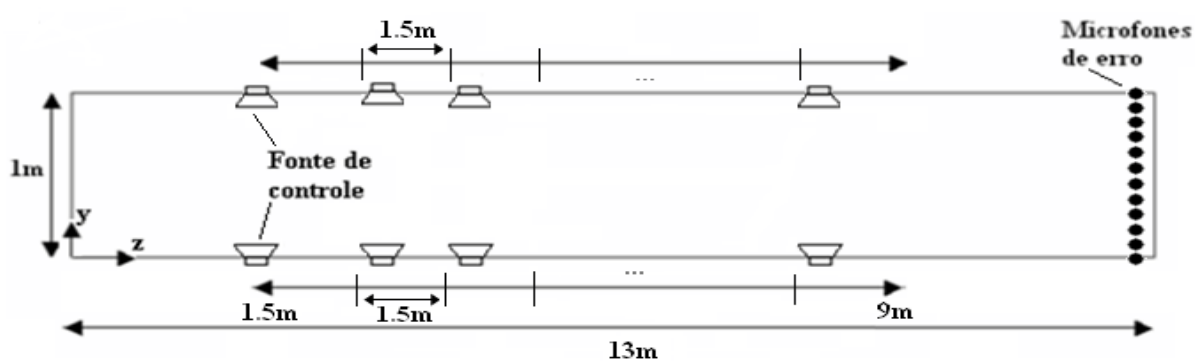


Figura 7.19 – Configuração utilizada na simulação e otimização do duto simples com 11 fontes de controle.

Os resultados obtidos na simulação do controle ativo com a configuração da Fig. 7.19 estão mostrados nas Figs. 7.20-a e 7.20-b.



Figura 7.20a – Pressão acústica global no interior do duto com controle ativo de ruído utilizando onze fontes de controle.

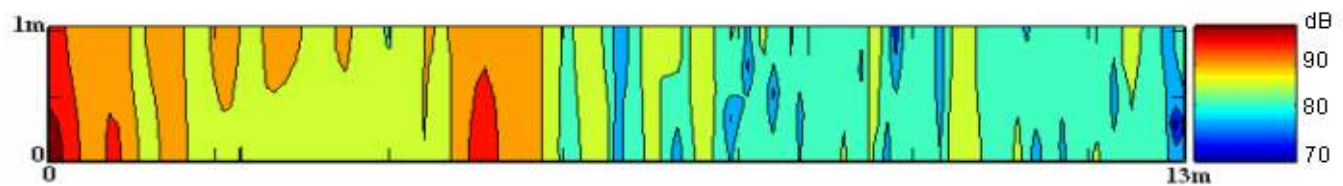


Figura 7.20b – Nível de Pressão Sonora global no interior do duto com controle ativo de ruído utilizando onze fontes de controle.

Com a utilização das onze fontes de controle localizadas em posições ótimas dentro da faixa especificada da Fig. 7.19 (observa-se que a faixa para posicionamento destas aumentou de 6m para 7.5m devido ao maior número de fontes de controle se comparado com a simulação anterior a qual possuía 4 fontes de controle) consegue-se uma atenuação global de 14 dB. Tal atenuação é próxima à obtida na simulação realizada no duto particionado com 2 fontes de controle em cada partição.

Na Fig. 7.21 está mostrado o NPS médio na saída do duto sem e após o controle utilizando as 11 fontes de controle com posição otimizada.

Observa-se na Fig. 7.21 que houve uma atenuação do NPS em toda a faixa de frequência analisada, não tendo, portanto, nenhuma frequência sem redução do NPS, o que pode ser justificado pelo fato de haver várias fontes de controle. Já na frequência de 270 Hz, houve uma atenuação de 16 dB para o harmônico existente no ruído primário.

O número de fontes de controle poderia ser menor com uma atenuação desejável caso estas fossem posicionadas no interior do duto (ao longo do diâmetro) e não somente nas paredes do duto como estão sendo simuladas. No entanto, esta configuração não condiz com a realidade, uma vez que o posicionamento dos atuadores no centro do duto possibilitaria também uma perda de carga no sistema, incluindo a dificuldade de instalação e fixação das mesmas.

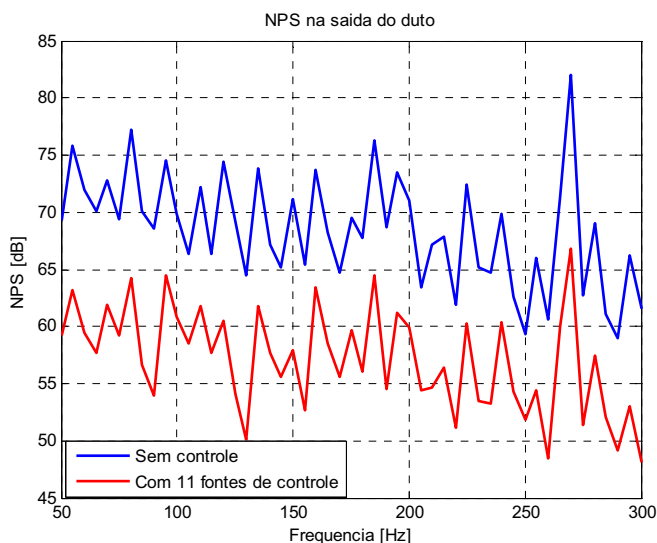


Figura 7.21 – NPS na saída do duto simples sem e com controle utilizando 11 fontes de controle.

O nível médio global da pressão sonora na saída do duto para este último sistema controlado é igual a 64 dB(A).

Com esta simulação pode ser verificado a viabilidade da utilização de partições no interior do duto, uma vez que para atingir uma redução global de 14 dB num duto simples são necessários 11 atuadores e 12 sensores de erro. Em contrapartida, para o sistema com duto particionado, foram necessários 4 atuadores e 2 microfones de erro.

Na Fig. 7.22 estão mostrados os sinais da Fig. 7.21 em bandas de 1/3 de oitava, para melhor análise dos resultados.

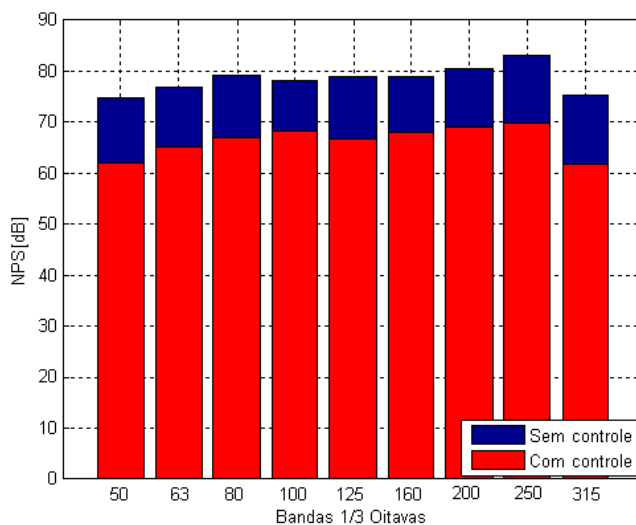


Figura 7.22 – NPS médio na saída do duto sem e com 11 fontes de controle em bandas de 1/3 de oitava.

Na Tab. 7.4 está mostrada a atenuação obtida em bandas de 1/3 de oitava para o controle ativo utilizando 11 fontes de controle.

Tabela 7.4 – Atenuação obtida utilizando 11 fontes de controle em bandas de 1/3 de oitavas.

Banda 1/3 Oitava [Hz]	NPS sem controle [dB]	NPS com 11 fontes de controle[dB]	Atenuação [dB]
50	76	62	14
63	78	65	13
80	80	67	13
100	79	68	11
125	80	66	14
160	79	68	11
200	81	69	12
250	84	69	15
315	76	62	14
Globa[dB]	90	76	14
Global[dB(A)]	77	64	13

Para comparação e melhor análise dos resultados obtidos, na Fig. 7.23 estão mostrados os NPS médio na saída do duto simples para as 3 simulações realizadas: sem controle, com 4 e 11 fontes de controle.

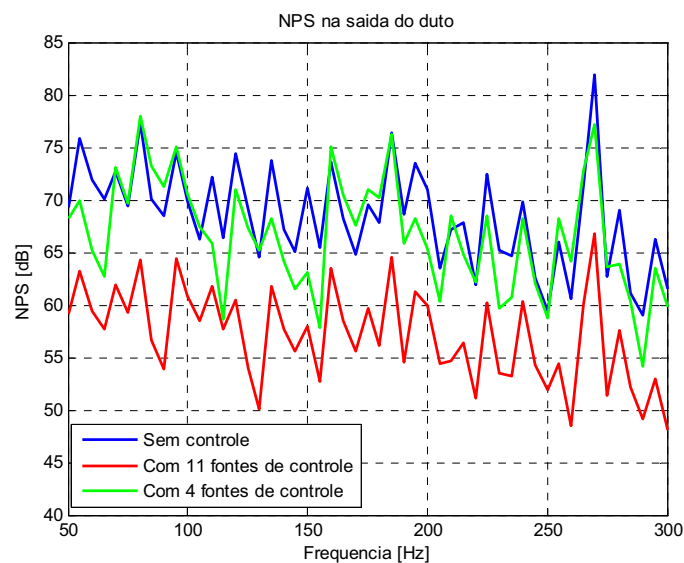


Figura 7.23 – NPS médio na saída do duto simples para as três simulações realizadas.

Neste capítulo foram realizadas simulações tanto com o duto simples (configuração original) quanto para o duto com partições internas de forma a verificar as vantagens de se utilizar o sistema proposto (particionado). Na Tab. 7.5 está mostrado em resumo os resultados obtidos com as simulações realizadas.

Tabela 7.5 – Atenuações do NPS médio irradiado na saída do duto utilizando controle ativo.

Sistema	Atenuação Global [dB]
Duto Particionado c/ 2 fontes de controle	6
Duto Particionado c/ 4 fontes de controle	15
Duto sem partição c/ 4 fontes de controle	2
Duto sem partição c/ 11 fontes de controle	14

Analisando a Tab. 7.5 fica claro que com a utilização de partições internas no duto obtém-se uma atenuação do ruído equivalente ao sistema simples (original), porém, com um número de sensores e atuadores muito menor (ou seja, somente 4 atuadores e 2 sensores de erro), diminuindo portanto o custo do sistema, bem como a complexidade dos algoritmos a serem implementados no controlador se comparado com o sistema original onde se tem o controle em modos de alta ordem.

7.4 – Simulações com Controle Passivo de Ruído

A fim de comparar a atenuação obtida entre o controle ativo e o controle passivo, calculou-se um atenuador resistivo de modo a ser utilizado no duto com a geometria especificada na Fig. 7.13, e considerando o ruído primário mostrado na Fig. 7.2.

A metodologia de projeto do atenuador resistivo está descrita em Beranek and Ver (1992), e sua geometria está mostrada esquematicamente (sem escala) na Fig. 7.24, onde o comprimento do silenciador (L) projetado é igual a 2m com seção transversal igual a 1m x 1m.

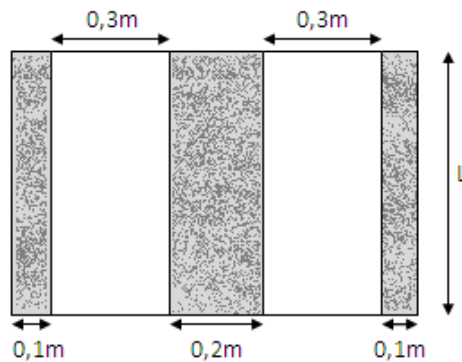


Figura 7.24 – Esquema do silenciador resistivo projetado.

Na Fig. 7.24, as áreas hachuradas representam o material acústico utilizado no interior do silenciador, e as áreas em branco são áreas livres para passagem do fluido. Utilizou-se um material com resistência ao fluxo normalizada igual a 5.

O Nível de Pressão Sonora médio na saída do duto em bandas de 1/3 de oitavas está mostrado na Fig. 7.25 para os três casos: sistema sem controle ativo ou passivo (duto simples), duto particionado com controle ativo e 2 fontes de controle em cada partição, e finalmente com a inserção do silenciador. A atenuação obtida em bandas de 1/3 de oitavas com o silenciador dissipativo está mostrada na Tab. 7.6, juntamente com a atenuação obtida com o controle ativo utilizando o duto particionado com 4 fontes de controle.

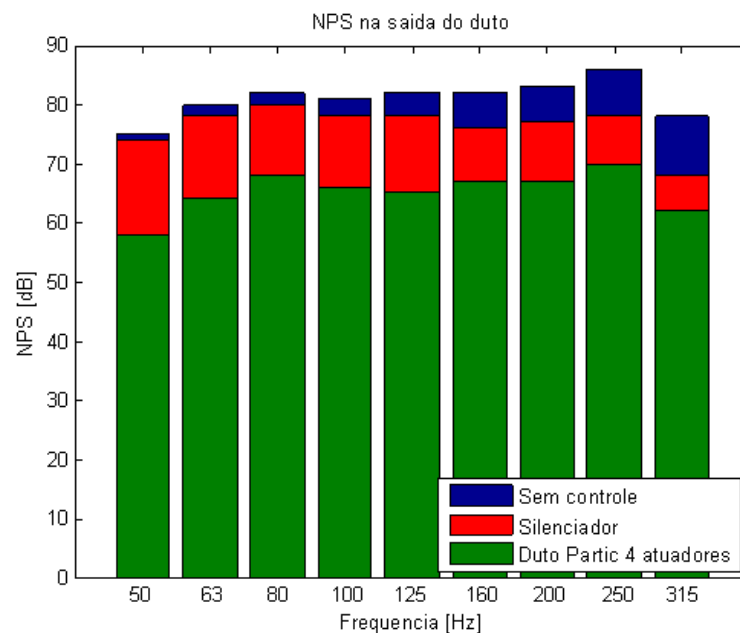


Figura 7.25 – NPS na saída do duto em bandas de 1/3 de oitava para o sistema com controle ativo e passivo.

Tabela 7.6 – Atenuação do ruído obtido com o controle ativo e passivo.

Banda 1/3 Oitava [Hz]	Atenuação com 4 fontes de controle (Duto particionado) [dB]	Atenuação Silenciador Resistivo [dB]
50	17	1
63	16	2
80	14	2
100	15	3
125	17	4
160	15	6
200	16	6
250	16	8
315	16	10

Analisando a Tab. 7.6 observa-se que nas baixas frequências (abaixo de 300 Hz) o silenciador passivo tem um desempenho muito inferior quando comparado ao controle ativo. Este fato é justificado através do coeficiente de absorção acústica de materiais acústicos (porosos ou fibrosos), o qual são extremamente baixo nas baixas frequências.

É devido ao desempenho melhor em baixas frequências que o controle ativo tem suas vantagens em aplicações industriais, principalmente em sistemas de exaustão onde o ruído de ventiladores e exaustores é característico de baixa frequência, e a utilização de silenciadores passivos se tornam extremamente inviáveis devido ao custo, uma vez que a atenuação do ruído irradiado obtida com o uso deste tipo de silenciador aumenta proporcionalmente à área de material acústico utilizado. Outra vantagem que deve ser levada em consideração é que o controle ativo gera perdas de carga menores no sistema quando comparado com o mesmo sistema tendo um silenciador resistivo em sua estrutura.

Para fins de ilustrar e comprovar o baixo desempenho de silenciadores resistivos em baixas frequências, na Fig. 7.26 está mostrado os resultados obtidos no trabalho de Coradi (2003) onde o autor obteve a perda de inserção de atenuadores resistivos experimentalmente. O silenciador considerado no trabalho possui área transversal de 1,2m x 1,2m.

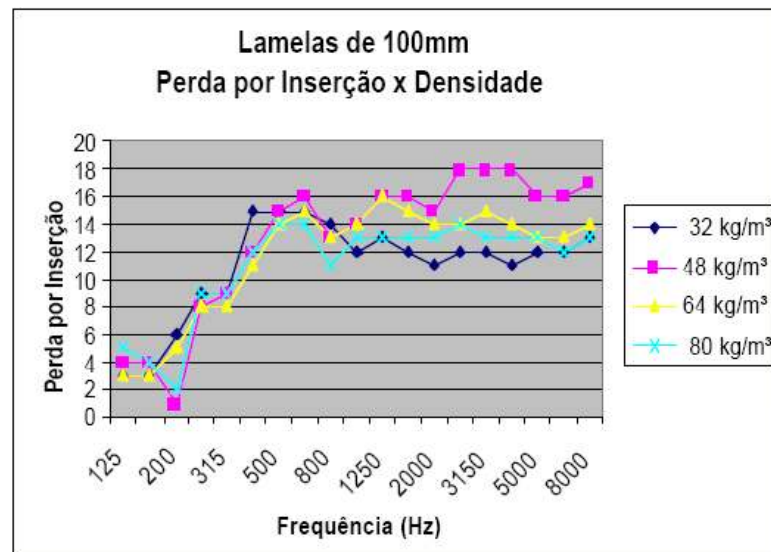


Figura 7.26 - Perda por inserção dos atenuadores com 0,60m de comprimento e diferentes densidades de lã de rocha.

Observa-se na Fig. 7.26 que o desempenho deste tipo de silenciador é melhor nas altas frequências, onde o controle ativo já começa a não ser tão eficiente quando comparado ao controle passivo. Portanto, uma solução viável é a utilização de controle híbrido (passivo juntamente com ativo), onde se utiliza o controle ativo para atenuar o ruído nas baixas frequências e o controle passivo com utilização de silenciadores resistivos para controle nas altas frequências (em geral acima de 500 Hz), uma vez que a o ruído industrial tem como característica uma banda larga de frequência com presença de tons puros com harmônicos.

CAPÍTULO VIII

Conclusões e Trabalhos Futuros

8.1 – Conclusões

Este trabalho apresentou um estudo teórico-numérico sobre simulação de controle ativo de ruído em dutos com propagação de modos de alta ordem. O trabalho propôs uma metodologia a qual se caracteriza pela planificação das ondas sonoras no interior do duto afim de que o controle ativo de ruído em dutos com propagação de modos de alta ordem seja realizado em ondas planas.

Para simulação do CAR utilizando a metodologia proposta fez-se o uso da técnica de Síntese Modal de Componentes para modelagem do sistema juntamente com técnica de otimização para determinar a posição ótima dos atuadores.

As principais conclusões obtidas neste trabalho são descritas a seguir:

✓ No tocante à modelagem analítica:

A modelagem analítica do controle ativo de ruído foi estudada neste trabalho com o propósito de fornecer o embasamento teórico bem como o entendimento dos mecanismos acústico-físicos associados ao controle ativo de ruído harmônico propagando em um duto, seja este com propagação de ondas planas ou modos de alta ordem.

Os métodos analíticos de controle mostrados neste trabalho foram baseados na minimização de funções custo tais como a pressão em um ponto no interior do duto, a energia potencial acústica (pressão sonora quadrática em vários pontos dentro do mesmo) e a potência acústica total no duto.

Com relação à modelagem analítica do controle ativo de ruído conclui-se que:

- Para um duto infinito com propagação de ondas planas, a atenuação do ruído obtida na saída do duto varia em função dos coeficientes de reflexão da terminação da fonte primária. Observou-se que a atenuação máxima diminui à medida que a terminação do duto na fonte primária fica menos reflexiva.
- Ainda para ondas planas e duto infinito, o método de controle minimizando a pressão sonora em um ponto se mostrou mais eficiente quando comparado aos outros métodos estudados, conseguindo, portanto, a atenuação total do ruído (com o atuador em uma posição ótima) e com a vantagem do método não depender do coeficiente de reflexão da terminação da fonte primária.
- O método de minimização da potência total está relacionado com o amortecimento do sistema. Portanto, para sistema com baixo amortecimento esta estratégia não é apropriada.
- Observou-se que para controle de ondas plana, um sistema de controle do tipo mono canal consegue atenuar totalmente o ruído quando o atuador está em uma posição ótima e o sensor de erro não está localizado em um ponto de mínima pressão sonora.
- Para um duto finito e propagação de ondas planas, a atenuação obtida com os três métodos são menores quando comparado com o duto infinito. Porém, ainda sim, o método de minimização da pressão em um ponto se mostrou mais atraente. Para as condições de contorno em questão observou-se a influência da posição dos atuadores e dos sensores de erro no resultado do controle quando se tem a formação de ondas estacionárias no duto.
- Para o modelo de duto infinito com propagação de modos de alta ordem, os melhores resultados, obtendo, portanto, maior atenuação do ruído primário (atenuação da ordem de 18 dB), foi obtido com o método de minimização da energia potencial, utilizando um total de 6 sensores de erro e somente uma fonte de controle. A menor redução do ruído é obtida com a técnica de minimização da potência irradiada (atenuação de 9 dB), sendo esta também a técnica com o maior nível de dificuldade para implantação prática. Simulações com este mesmo modelo foram realizadas demonstrando que a atenuação do ruído aumenta proporcionalmente ao aumento do número de fontes de controle.

- Para o modelo de duto finito com modos de alta ordem, os resultados mostraram que o controle ativo se torna bem menos eficiente se comparados com um sistema infinito. Utilizando uma fonte de controle obtiveram-se atenuações da ordem de 10 dB para minimização da energia potencial, e redução insignificante para a minimização da potência total. Ressalta-se que os resultados obtidos variam em função da terminação do duto.
- Com relação aos sensores de erro para um sistema com propagação de modos de alta ordem, estes sensores devem estar posicionados de tal maneira que não consigam captar os modos evanescentes das fontes de controle e principalmente não estar localizados nas linhas nodais do sistema.

✓ No tocante à Metodologia Proposta

Foi proposto neste trabalho desenvolver um modelo modal da configuração proposta para o duto (modelo do duto com as partições internas) utilizando o Método de Síntese Modal de Componentes (SMC). De posse do modelo modal, o controle ativo de ruído pôde ser estudado e simulado com menor custo computacional, e permitindo um maior domínio do modelo proposto.

Com relação à metodologia proposta conclui-se que:

- A planificação de ondas sonoras no interior do duto através da introdução de placas no interior deste foi validada via técnica de elementos finitos, observando, portanto, o comportamento acústico esperado.
- Utilizando o modelo do duto particionado via elementos finitos juntamente com a técnica de otimização de algoritmos genéticos foi possível obter a atenuação ótima do ruído irradiado para fora do duto utilizando sistemas de controle mono canais e considerando ruído primário harmônico. Utilizando uma fonte de controle, obteve-se atenuação da ordem de 26 dB e com duas fontes de controle este nível aumentou para 32 dB. Verificou-se o nível de atenuação varia em função da frequência simulada.
- A desvantagem de realizar simulações de CAR utilizando o modelo de elementos finitos e otimização é o elevado tempo computacional devido às dimensões dos modelos considerados (aproximadamente 36 horas). Com a utilização de um modelo

obtido via síntese modal de componentes (SMC), o tempo das simulações de CAR se reduz para 12 horas.

- A técnica de SMC aplicada a um sistema acústico foi desenvolvida com sucesso sendo validada com modelo de elementos finitos. A partir do modelo modal obteve-se o campo acústico no interior do duto devido a fontes sonoras localizadas no interior deste.

✓ No tocante às simulações numéricas de CAR utilizando modelo modal

Nas simulações realizadas foi utilizado um modelo de duto com dimensões próximas a uma aplicação industrial (13 metros de comprimento e seção transversal de $1 \times 1 \text{ m}^2$). O modelo modal considerado nas simulações foi obtido em um plano, ou seja, em duas dimensões. Segundo as simulações realizadas, conclui-se que:

- Uma análise de sensibilidade foi realizada com o intuito de avaliar a influência do comprimento da chapa interna do duto no nível de ruído irradiado pelo sistema. Bem como, se o comprimento desta chapa deveria ser considerado uma variável de projeto no procedimento de otimização da posição da fonte de controle. Foram simulados cinco comprimentos diferentes para a placa interna, sendo que o nível de atenuação do ruído obtido para os cinco sistemas com posição da fonte de controle otimizada variou entre 12 e 14 dB. Devido à pequena variação obtida, o comprimento da chapa não foi considerado variável de projeto do otimizador.
- Para um ruído harmônico, variando a frequência de excitação da fonte primária, obteve-se atenuações do ruído irradiado pelo sistema da ordem de 13 dB utilizando sistemas mono canais no duto particionado. Enquanto que para o duto sem partição interna, com sistema multicanal (2 fontes de controle) a redução é da ordem de 9 dB.
- Várias frequências foram simuladas no sistema de duto particionado, sempre com simulações em paralelo com o sistema sem partição para demonstrar a viabilidade da metodologia proposta.
- Das posições das fontes de controle otimizadas, observou-se que tais posições se localizavam no primeiro comprimento de onda do interior de cada partição.
- Considerando ruído de excitação do tipo banda larga, nos resultados obtidos com as simulações de CAR, observou-se que ao longo da faixa de frequência analisada houve

algumas frequências as quais não se obteve atenuação do ruído. Tal fenômeno pode ser causado pelo fato da fonte de controle estar posicionada sobre um nó (mínimo de pressão) do campo de pressão destas frequências em específico. Para contornar este fato, simulações foram realizadas aumentando o número de fontes de controle, mostrando que este comportamento do sistema pode ser eliminado.

- Para o sistema com ruído banda larga, obteve-se atenuações da ordem de 15 dB quando da utilização de 2 fontes de controle em cada partição do sistema particionado. Em contrapartida, para se obter um nível de atenuação desta ordem para um duto simples, sem particionamento, foram necessárias a utilização de 11 fontes de controle.
- Para o sistema em estudo, foi analisado o desempenho de um silenciador resistivo para reduzir o ruído emitido pela mesma fonte de excitação com ruído banda larga. Pôde-se comprovar, portanto, o baixo desempenho de silenciadores resistivos em baixas frequências.
- Concluiu-se que o desempenho do silenciador resistivo é melhor nas altas frequências, onde o controle ativo já começa a não ser tão eficiente quando comparado ao controle passivo. Sugere-se, portanto, a utilização de controle híbrido (passivo juntamente com ativo), onde se utiliza o controle ativo para atenuar o ruído nas baixas frequências e o controle passivo com utilização de silenciadores resistivos para controle nas altas frequências (em geral acima de 500 Hz), uma vez que o ruído industrial tem como característica uma banda larga de frequência com presença de tons puros e seus harmônicos.

8.2 - Trabalhos Futuros

Ainda nesta linha de pesquisa, sugerem-se os seguintes trabalhos:

- Modelagem acústica tridimensional do duto particionado utilizando síntese modal de componentes (SMC), analisando também a perda de carga imposta ao sistema pelo particionamento interno do duto.
- Implantação prática do controle ativo de ruído no duto com particionamento interno ao longo de sua direção axial.
- Verificar a viabilidade de se utilizar como fonte geradora do anti-ruído materiais piezelétricos cerâmicos, posicionados à estrutura metálica das chapas que são introduzidas no duto de modo a particioná-lo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Analog Devices, “EZ-KIT Lite”, 1996.

Almeida, M. T., Previsão de ruído nos projetos de ventiladores centrífugos, **Revista Abrava**, pp.31-33, Junho 1980.

Araújo, C. A., **Modelagem de Sistemas Dinâmicos através da Síntese modal de componentes**, 1998, 156 p., Tese (Doutorado), Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas.

Ávila, D. M., Os Efeitos do Ruído no Organismo, Jun. 2008. Disponível em: <http://www.fonoaudiologos.net/20080620130/artigos/especialidades-da-fonoaudiologia/os-efeitos-do-ruído-no-organismo.html>, 18/12/2008.

Back , K. H., Elliott, S. J., Natural Algorithms For Choosing Source Locations In Active Control Systems, **Journal of Sound and Vibration**, 186(2), pp. 245-267, 1995.

Barron, R. F., **Industrial Noise Control and Acoustic**, 1ª Ed., Marcel Dekker Inc., 534 p., 2003.

Batra, R.C., **An Introduction to the Finite Element Method**, Department of Engineering Science & Mechanics, Virginia Polytechnic Institute & State University, 1995.

Baumann, D. C., Greiner, R. A., Modal identification approach to multi-modal cancellation, In: INTER NOISE 92, **Proceedings of Inter Noise 92**, pp. 341-344, 1992.

Beranek, L. L., Ver, I. L., **Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications**, 1ª Ed., New York: Wiley, 1992.

Bies, D.A., Hansen, C.H., **Engineering Noise Control: Theory and Practice**, 2ª Ed., E & FN Spon, London, 1996.

Bistafa, S. R., **Acústica Aplicada ao Controle de Ruído**, 1º Ed., 368 p., Ed. Edgard Blucher, São Paulo, 2006.

Blevins, R. D., **Formulas for Natural Frequency and Mode Shape**, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 492 p., 1979.

Bocchi Jr., H. , O ruído, a surdez e a aposentadoria, *Jornal A Cidade*, 17 de jun de 2007. Disponível em: < <http://www.bocchiadvogados.com.br/artigos/O%20ruído,%20a%20surdez%20e%20a%20aposentadoria.pdf> > , 19/12/2008.

Burgess, J. C. , Active Adaptive Sound Control in a Duct: A Computer Simulation. **Journal of the Acoustic Society of America**, v. 70, n.3, pp. 715-726, 1981.

Cárdenas, N. I. J., **O controle ativo de ruído em dutos: um estudo teórico - experimental**, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2005.

Carmona, J. C., Alvarado, V., Active Noise Control of a Duct using Robust Control Theory. **Proceedings of the 37th IEEE**, In.: CONFERENCE ON DECISION & CONTROL TAMPA, Florida, USA, December 1998.

Carmo, L. I. C., **Efeitos do Ruído Ambiental no Organismo Humano e suas Manifestações Auditivas**, Monografia, Centro de Especialização em Fonoaudiologia Clínica - CEFAC, Goiânia, 1999.

Castro, E. R., **Controle Ativo de Ruído Acústico em Dutos Usados Controles Adaptativos**, 94p. Mestrado. Universidade de São Paulo, Engenharia Mecânica, 2000.

Chen, G. S., Bruno, R. J., Salama, M., Optimal placement of active/passive members in truss structures using simulated annealing, **American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal**, 29(8), 1327-1334, 1991.

Clark, R. L., Fuller, C. R., Optimal placement of piezoelectrics actuators and polyvinylidene fluoride error sensors in active structural acoustic control approaches, **Journal of the Acoustic Society of America**, 92(3), pp. 1521-1533, 1992.

Cook, R. D., **Finite Element Modeling for Stress Analysis**. New York: John Wiley & Sons, 1995.

Coradi, N. M., Avaliação de Atenuadores de Ruído Passivos Resistivos para Grupos Geradores de Energia.– Instituto de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo, Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, Dissertação de Mestrado, 2003.

Craig Jr., R. R., **Structural Dynamics – An Introduction to Computer Methods**, New York: John Wiley & Sons Inc., 1981, 527 p.

Craig Jr., R. R., Chang, C. J., On the attachment modes in substructure coupling for dynamic analysis, **AIAA J.**, paper 77-405, March 1977.

Craig Jr., R. R. Chung, Y. T., Generalized substructure coupling procedure for damped systems. **AIAA J.**, v.20, n.3, p. 442-444, April 1981.

Cunha, S., A importância do isolamento acústico na prevenção de perda auditiva, **Revista Cipa**, nº 316, pag. 22, Abril/2006.

Doak, P.E., Excitation, transmission and radiation of sound from source distributions in hard-walled ducts of finite length(I): the effects of duct cross-section geometry and source distribution space – time pattern. **Journal of Sound and Vibration**, 31, 1-72, 1973.

Donadon, L. V., **Análise Teórica e Experimental de Estratégias de Controle Ativo de Ruído**, 2002, Tese (Doutorado), 260 p., Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas.

Douglas, S. C., An Efficient Implementation of the Modified Filtered-X LMS Algorithm, **IEEE Signal Processing Letters**, Vol. 4, N^o. 10, October 1997.

Dragan, B., Taraboanta, F., Active Noise Control of Axial Fans, **The Annals Of University “Dunărea de Jos” Of Galați**, Fascicle VIII, 2002, ISSN 1221-4590, Tribology.

Duarte, M. A. V., Ajuste de modelos dinâmicos de estruturas com não linearidades concentradas, Tese (Doutorado), 190 p., 1994, Campinas, Departamento de Mecânica Computacional, Unicamp.

Elliot, S. J. and Nelson, P. A., Active Noise Control, **IEEE Signal Processing Magazine**, October, 1993.

Elliot, S. J., **Signal Processing for Active Control**, Academic Press, 2001, 1 Ed., 510 p.

Eriksson, L. J., Active sound and vibration control: A technology in transition, **Noise Control Eng. J.**, 44 (1), 1996.

Eriksson, L. J., Allie, M. C., Hoops, R. H., Warner, J. V., Higher order mode cancellation in ducts using active noise control, In.: INTER NOISE 89, **Proceedings of Inter Noise 89**, 495-500, 1989.

Fahy, F., **Foundations of Engineering Acoustic**, Academic Press, 2001, 443p., 2^a Ed.

Gerges, S. N. Y., **Ruído – Fundamentos e Controle**, 2^a ed., Florianópolis, 696p., 2000.

Goldberg, D.E., **Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning**, Addison-Wesley Professional; 1^a Ed., 1989, 432 p.

Grefentette, J.J., **Foundations of Genetic Algorithms**, D. Whitley, 1 Ed., Morgan Kaufmann. pp: 75-91, 1993.

Guedes, F. P., **Controle Ativo e Ruído em dutos de Ventilação: Um experimento para aplicação em Unidades Offshores**, Dissertação de mestrado, 2006, COPPE/UFRJ, Engenharia Oceânica.

Haftka, R. T., Adelman, H. M., Selection of actuator locations for static shape control of large space structures by heuristic integer programming, **Computers and Structures J.**, 20, 575-582, 1985.

Hansen, C. H., Howard, C. Q., Burgemeister, K. A., Cazzolato, B. S., Practical Implementation of an Active Noise Control System in a Hot Exhaust Stack, In.: **ACOUSTICS MAKING ENDS MEET: Innovation and Legislation**, Brisbane, Queensland, Australia, 13-15, November, 1996.

Hansen C. H., Snyder S. D., **Active Control of Noise and Vibration**, London, U.K.: E&FN Spon, 1997.

Hansen C. H., Qiu, X., Barrault, G., Howard, C. Q., Petersen, C. D., Singh, S., Optimisation of Active and Semi-active Noise and Vibration Control Systems, ICSV 14, Cairns, Australia, 9 -12 July, 2007.

Hinamoto, Y., Sakai, H., Analysis of the Filtered-X LMS Algorithm and a Related New Algorithm for Active Control of Multitonal Noise, **IEEE Transactions on Audio, Speech, and Language Processing**, Vol. 14, N^o. 1, January, 2006.

Houck, C. R., Joines, J. A. and Kay, M., G., **A Genetic Algorithm for Function Optimization: A Matlab Implementation**, North Carolina State University, 1995.

Jessel, M., Mangiante, G., Active Sound Absorbers in an Airducts, **J. Sound Vib.**, 23, pp. 383-390, 1972.

Kuo, C. P., Bruno, R., Optimal actuator placement on an active reflector using a modified simulated annealing technique, In.: SECOND CONFERENCE ON RECENT ADVANCES IN ACTIVE CONTROL OF SOUND AND VIBRATION, 1056-1067, 1993.

Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B. e Sanders, J. V., **Fundamentals of Acoustics**, 4^a ed., John Wiley & Sons, Inc., 548 p., 2000.

Kuo, S. M., Morgan, D. R., Active Noise Control: A Tutorial Review, **Proceedings of the IEEE**, Vol. 87, no. 6, 1999.

Kuo, S. M., Kong, X., Gan, W. S., Applications of Adaptive Feedback Active Noise Control System, **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, Vol. 11, N^o. 2, March, 2003.

Larsson, M., Johansson S., Hakansson, L., Claesson, I., Experimental Investigations of Different Microphone Installations for Active Noise Control in Ducts, ICSV 13, INTERNATIONAL CONGRESS OF SOUND AND VIBRATION, Vienna, Austria, July 2-6, 2006.

Laugesen, S., Active Control of Multi-Modal Propagation of Tonal Noise in Ducts, **Journal of Sound and Vibration**, 195(1), 33-56, 1996.

Laugesen, S., Active control of tonal noise in a large chimney stack. **Proceedings of Noise 93**, St. Petersburg, 2, 179-184, 1993.

L'Espérance, A., Bouchard, M., Paillard, B., Houiel, F., Guigou, C., Active noise control of higher order modes in a circular duct , Proceedings of Active 84 Symposium, 431-440, 1995.

Li, X., Kestell, C. D., Qiu, X., Zander, A. C., Hansen, C. H., Experimental Study of Active Control of Higher Order Acoustic Modes in Ducts, In.: ACOUSTICS 2002: INNOVATION IN ACOUSTICS AND VIBRATION, Adelaide, South Australia, Australia, 13-15 November, 2002.

Li, X., Leclercq, D. J. J., Qiu, X., Zander, A. C., Hansen, C. H., Active control of higher order duct modes propagating in a large exhaust stack, WESPAC 8: THE 8TH WESTERN PACIFIC ACOUSTICS CONFERENCE, Acoustics on the move, Melbourne, Victoria, Australia, April, 2003.

Lopes, H. S., Algoritmos Genéticos em Projetos e Engenharia: Aplicações e Perspectivas Futuras, **Anais do 4º Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente**, São Paulo, 1999.

Lopes, P. A. C., **Sistemas Adaptativos de Cancelamento Activo de Ruído** - Capacidade de Seguimento e Problemas de Causalidade, Tese de Doutorado, 2003, 226 p., Universidade Técnica de Lisboa, Instituto Superior Técnico.

Lueg P., **Process of silencing sound oscillations**, U.S. Patent 2,043,416, June 1936.

Maess, M., Gaul, L., Substructuring and model reduction of pipe components interacting with acoustic fluids, **Mechanical Systems and Signal Processing**, 20, pp. 45–64, 2006.

Maia, N. M. M., Silva, J. M. M., **Theoretical and Experimental Modal Analysis**, 1 Ed., John Wiley & Sons Inc, 468 p., 1997.

Marques, P. A. C., **Introdução à Filtragem Adaptativa**, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Apostila do curso de Processamento Digital de Sinal II, Engenharia Informática e de Computadores, 2003.

Massarani, P. M., **Controle ativo de ruído em dutos**, Dissertação de Mestrado, 220 p., 1990, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Engenharia Mecânica.

Masters, T., **Advanced Algorithms for Neural Networks: A C++ Sourcebook/Book**, John Wiley & Sons, New York, 1995.

Melo, N. M., **Controle Ativo de Ruído Sonoro Aplicado a Dutos Usando Dispositivos Piezelétricos**, Tese de Doutorado, 145 p., 2004, Universidade Federal da Paraíba, Engenharia Mecânica, João Pessoa.

Miranda, C. R., Dias, C. R., Pena, P. G. L., Nobre, L. C. C., Aquino, R., **Perda Auditiva Induzida pelo Ruído em Trabalhadores Industriais da Região Metropolitana de Salvador- BAHIA**, 2001, Monografia.

Mitchell, M., **An Introduction to Genetic Algorithms**, MIT Press, 1998, 209 p.

Morfeý, C. L., Rotating pressure patterns in ducts: their generation and transmission, J. Sound Vib. I, 1964, pp 60-87.

Morgans, R. C., Howard, C. Q., Zander, A. C., Hansen, C. H., Derivative Free Optimization in Engineering Acoustic, ICSV 14, Cairns, Australia, 9 -12 July, 2007.

Morse, P.M. and Ingard, K.U., **Theoretical Acoustic**, McGraw-Hill, New York, 1968.

Muhlenbein, H., How genetic algorithms really work: I. Mutation and Hillclimbing, Paralell Problem Solving from Nature - 2, North Holland, 1992.

Nelson, P. A., Elliott, S. J., **Active Control of Sound**, San Diego, CA: Academic, 1992.

Nobrega, M. V. S., **Síntese de Controladores Ativos de Ruídos em Dutos**, 1993, 162p. Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Engenharia Elétrica.

Nunes, R. F., **Um estudo do controle ativo de ruídos em dutos usando o algoritmo do mínimo erro médio quadrático com referência filtrada**, Dissertação de Mestrado, 100 p., 1999, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas.

Olivares, A. M., **Ingeniería Avanzada para Sistemas de Control de Ruido Acústico mediante Técnicas Adaptativas**, Teses de Doutorado, 392 p., 1998, Universidade Politécnica de Madrid, Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Telecomunicacion.

Olson, H. F. May, F. G., Eletronic Sound Absorber, **Journal of the Acoustic Society of America**, 25, pp. 1130-1136, 1953.

Onoda, J., Hanawa, Y., Actuator replacement optimisation by genetic and improved simulated annealing algorithms, **American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal**, 31(6): Technical Notes.

Pacheco, W. S., **Ressonador de Helmholtz Semi-Ativo para Controle de Ruído em Dutos**, Dissertação de Mestrado, 2006, COPPE/UFRJ, Engenharia Mecânica.

Pina, A. P. B., Educação para a saúde - Ruído, Portal de Saúde Pública, 2000, Disponível em < <http://www.saudepublica.web.pt/05-PromocaoSaude/051-Educacao/ruido.htm>>.

Pota, H. R., Kelkar, A. G., Modeling and Control of Acoustic Ducts, **Journal of Vibration and Acoustic**, Vol. 122, October 2000.

Rao, S. S., Pan, T. S., Optimal placement of actuators in actively structures using genetic algorithms, **American Institute of Aeronautics Journal** 29(6), pp. 942-943, 1991.

Revista Meio Ambiente Industrial, Poluição Sonora , Maio/Junho 2001.

Romeu, J., SaluenÃ , X., JimeÂnez, S., Capdevila, R., Coll, L., Active Noise Control in Ducts in Presence of Standing Waves. Its Influence on Feedback Effect, **Applied Acoustics**, 62 pp., 3-14, 2001.

Russo, I. C. P., **Acústica e Psicoacústica Aplicadas à Fonoaudiologia**, 2ª edição, Revisada & Ampliada, São Paulo, Ed. Lovise Ltda, 1999, 263 p.

Ruckman, C. E., Fuller, C. R., Optimizing actuator locations in feedforward active control system using subset selection, SECOND CONFERENCE ON RECENT ADVANCES IN ACTIVE CONTROL OF SOUND AND VIBRATION, S122-S133, 1993.

Silcox, R. J., Elliott, S. J., **Active control of multi-dimensional random sound in ducts**, NASA Technical Memorandum N°102653, 1990.

Silva, M. F. R., **Desenvolvimento de um Protótipo para Controle Ativo de Ruído em Duto**, Dissertação de Mestrado, 53 p., 2000, Universidade Federal de Minas Gerais - Engenharia Mecânica.

Silveira, C. J., **Estudo de um Silenciador de Descarga de Alta Pressão**, Dissertação de Mestrado, 123 p., 2006, Universidade Federal de Minas Gerais - Engenharia Mecânica.

Snyder, S. D., Hansen, C. H., Active Noise Control in Ducts: Some Physical Insights, *J. Acoust Soc. Am.*, 86(1), July 1989.

Soares, Z. M. D., **Controle Ativo de Ruído de Banda Larga em Dutos**, Dissertação de Mestrado, 70 p., 1997, Universidade Federal do Rio de Janeiro - Engenharia Mecânica.

Stell, J. D., Bernhard, R. J., Active Control of Sound in Acoustic Waveguides, Part I: Theory, *Journal of Sound and Vibration*, 173(2), 179-196, 1994.

Sun, X., Chen, D.S., A New Infinite Impulse Response Filter-Based Adaptive Algorithm for Active Noise Control, *Journal of Sound and Vibration*, 258(2), 385–397, 2002.

Swinbanks, M. A., The Active Control of Sound Propagating in Long Ducts, *Journal of Sound and Vibration*, 27, pp. 411-436, 1973.

Tang, S.K., Cheng, S.F., On the Application of Active Noise Control in Open End Rectangular Duct With and Without Flow, *Applied Acoustics*, Vol. 53, pp.193-210, 1998.

Texas Instruments Inc., “TMS320C26 DSP Starter Kit”, 1995.

Urusovskii, I. A., Active Noise Supression in a Waveguide. *Sob. Phys. Acoust.* 1977. Vol. 23, no. 2, PP. 170-174 (*Akust. Zh.* 304-312).

Werner, J. C., **Controle Ativo de Ruído em Dutos Usando Algoritmo Genético**, 1999, 130p. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo, Engenharia Mecânica.

Whitley D., **Genetic Algorithms in Engineering and Computer Science**, 1995, Jonh Wiley & Sons Ltd.

Zander, A. C., Hansen, C. H., A comparison of error sensor strategies for the active control of duct noise, **Journal of the Acoustical Society of America**, 94, 841-848, 1993.

Zander, A. C., Hansen, C. H., Active control of higher-order acoustic modes in ducts, **Journal of the Acoustical Society of America**, 92 pp. 244-257, 1992.

Zannin, P. H. T. et. al., Incômodo causado pelo ruído urbano. Avaliação da resposta da população da cidade de Curitiba, **Revista de Saúde Publica**, São Paulo Vol. 36 n° 4, 2002.

ANEXO I

Equações Fundamentais da Acústica

A1.1 – Introdução

O fenômeno da propagação de ondas acústicas é um problema potencial, descrito pela Equação de Helmholtz. Para formulação da Equação de Helmholtz é necessária a combinação da Equação de Estado, da Equação da Continuidade e da Equação de Euler para que resulte em uma equação diferencial com uma variável dependente (KINSLER et al, 2000). Tais equações são formuladas nos itens a seguir para posterior formulação da Equação de Helmholtz.

A1.2 – A Equação de Estado

A equação de estado para um fluido relaciona as forças de restauração interna às deformações correspondentes, da mesma forma que é feita para cordas, barras e membranas. Procura-se uma relação linear que, enquanto simplifique o desenvolvimento, fique restrita à quantidade de deformação permitida. Para meios fluidos a equação que rege o comportamento termodinâmico do mesmo é a equação do gás perfeito.

$$P = \rho r T \tag{A1.1}$$

onde: P é a pressão total em Pascal (Pa), ρ é a densidade em quilogramas por metro cúbico (Kg/m^3), T a temperatura absoluta em Kelvins (K) e r é uma constante cujo valor depende do gás envolvido.

Maior simplificação pode ser alcançada se o processo termodinâmico for restringido. Por exemplo, se o fluido está contido em um recipiente cujas paredes apresentam alta condutividade térmica, então variações lentas de volume do recipiente resultarão em energia térmica, que é transferida entre as paredes e o fluido. Se as paredes têm capacidade térmica necessária, o recipiente e o fluido permanecerão a temperatura constante. Neste caso, o gás perfeito é descrito pela equação isotérmica de estado:

$$\frac{P}{P_o} = \frac{\rho}{\rho_o} \quad (\text{A1.2})$$

Por outro lado, é conhecido através de experimentos, que os processos acústicos são quase adiabáticos: há troca insignificante de energia térmica de uma partícula de fluido para outro. Sob estas condições, a entropia, e não a temperatura, do fluido permanece constante, logo o comportamento do gás perfeito nestas condições é descrito pela equação adiabática de estado:

$$\frac{P}{P_o} = \left(\frac{\rho}{\rho_o} \right)^{\gamma_o} \quad (\text{A1.3})$$

onde: γ_o é a relação dos calores específicos a pressão constante C_p e volume constante C_v ,

$$\gamma_o = \frac{C_p}{C_v} \quad (\text{A1.4})$$

Para o processo adiabático, elementos vizinhos do fluido não devem trocar energia térmica. Isto significa que as condutividades térmicas do fluido e os gradientes térmicos da perturbação devem ser pequenas o bastante para que nenhum fluxo térmico significativo aconteça durante o tempo de perturbação. Para as frequências e amplitudes de interesse em acústica este é o caso (KINSLER et al, 2000). Os principais efeitos de condutividade térmica são dissipados em frações muito pequenas da energia acústica de forma que a perturbação se atenua lentamente com tempo ou distância.

Para fluidos que apresentam comportamento diferente de um gás perfeito, a equação adiabática de estado é mais complexa. Nestes casos é preferível determinar a relação isoentrópica experimentalmente entre pressão e flutuações de densidade.

Assumindo um volume fluido com densidade ρ_o e pressão P_o e deformando-se este volume fluido, a densidade e a pressão mudam dos valores iniciais para ρ e P , respectivamente conforme pode ser visto na Fig. A1.1.

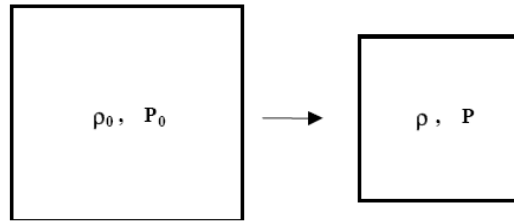


Figura A1.1 – Volume fluido

A nova pressão no fluido usando expansão em série de Taylor é:

$$P = P_o + \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_{\rho_o} (\rho - \rho_o) + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial^2 P}{\partial \rho^2} \right)_{\rho_o} (\rho - \rho_o)^2 + \dots \quad (\text{A1.5})$$

onde as derivadas parciais são constantes determinadas para a compressão e expansão adiabática do fluido sobre sua densidade de equilíbrio.

Se as flutuações são pequenas, apenas os termos de primeira ordem em $(\rho - \rho_o)$ precisam se considerados, assim é obtida uma relação linear entre a flutuação de pressão e a mudança de densidade.

$$P - P_o = \beta \left(\frac{\rho - \rho_o}{\rho_o} \right) \quad (\text{A1.6})$$

onde

$$\beta = \rho_o \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_{\rho_o} \quad (\text{A1.7})$$

é o módulo adiabático (Bulk).

Em termos da pressão acústica

$$p = P - P_o \quad (\text{A1.8})$$

e a condensação

$$s = \frac{\rho - \rho_o}{\rho_o} \quad (\text{A1.9})$$

A equação (A1.6) pode ser reescrita como

$$p = \beta s \quad (\text{A1.10})$$

A restrição essencial é que a condensação deve ser pequena:

$$|s| \ll 1 \quad (\text{A1.11})$$

A1.3 – Equação da Continuidade

A relação entre velocidade de partícula $\bar{v}$ e p é dada pela equação de continuidade.

Considerando-se um fenômeno de transporte de massa em um elemento de volume infinitesimal dV , na direção X:

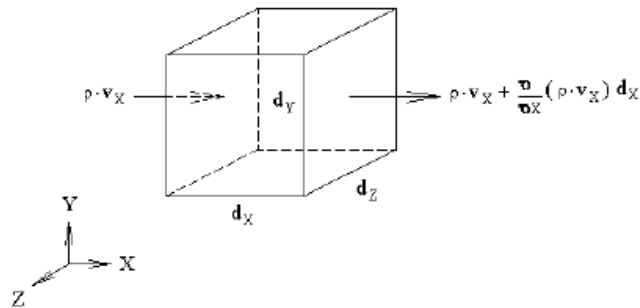


Figura A1.2 – Fluxo de massa na direção X do volume infinitesimal.

O fluxo de massa pode ser expresso pela seguinte relação:

$$\left\{ \rho \cdot v_x - \left[\rho \cdot v_x + \frac{\partial(\rho \cdot v_x)}{\partial X} dx \right] \right\} \cdot dydz = - \frac{\partial(\rho \cdot v_x)}{\partial X} dV \quad (\text{A1.12})$$

Generalizando-se (A1.12) para as direções Y e Z pode-se escrever o fluxo de massa do operador divergente:

$$-\left[\frac{\partial(\rho \cdot v_x)}{\partial X} + \frac{\partial(\rho \cdot v_y)}{\partial Y} + \frac{\partial(\rho \cdot v_z)}{\partial Z}\right]dV = -[\nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v})]dV \quad (\text{A1.13})$$

A taxa de crescimento da massa em dV , sinônimo de fluxo de massa, também pode ser expressa por $\frac{\partial \rho}{\partial t} dV$.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV &= -[\nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v})] \cdot dV \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} &= -\nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v}) \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v}) &= 0 \quad (\text{Equação de continuidade}) \end{aligned} \quad (\text{A1.14})$$

A densidade instantânea pode ser expressa em função da condensação:

$$\rho = \rho_o \cdot (1 + s) \quad (\text{A1.15})$$

A equação (A1.14) pode ser linearizada. Considerando-se s infinitesimal, $\rho = \rho_o$, e ρ_o constante, tem-se:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_o \cdot \vec{v}) = 0$$

$$\frac{1}{\rho_o} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}) = 0$$

$$\frac{\partial \left(\frac{\rho}{\rho_o} \right)}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}) = 0$$

$$\frac{\partial \left(\frac{\rho_o \cdot (1+s)}{\rho_o} \right)}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}) = 0$$

$$\frac{\partial(1+s)}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}) = 0$$

$$\frac{\partial s}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}) = 0 \quad (\text{Equação linearizada da continuidade}) \quad (\text{A1.16})$$

onde velocidade da partícula ($\vec{v}$) e pressão (p) são condições de contorno usuais em problemas de acústica.

A1.4 – Equação de Euler

A equação de Euler relaciona pressão p com velocidade instantânea $\vec{v}$ e é obtida através da consideração de um volume infinitesimal dV que se move com o fluido, com massa infinitesimal dM . Considera-se um fluido adiabático e não viscoso, e os efeitos da viscosidade no movimento são desprezados.

Pela Segunda Lei de Newton obtém-se a expressão para força infinitesimal:

$$dF = \vec{a} \cdot dM \quad (\text{A1.17})$$

Na direção X, a componente da força infinitesimal pode ser representada em termos da pressão interna instantânea P .

$$dF_x = -\frac{\partial P}{\partial X} dV \quad (\text{A1.18})$$

Pode-se generalizar (A1.18) para as direções Y e Z, através do operador gradiente:

$$d\vec{F} = -\frac{\partial P}{\partial X} dV \cdot i - \frac{\partial P}{\partial Y} dV \cdot j - \frac{\partial P}{\partial Z} dV \cdot k = -\nabla P dV \quad (\text{A1.19})$$

Uma partícula do fluido possui velocidade instantânea $\vec{v}(X, Y, Z, t)$ em uma posição (X, Y, Z) em um determinado tempo t . Ao se deslocar para $(X+dX, Y+dY, Z+dZ)$ em um tempo $t+dt$, a partícula adquire uma nova velocidade $\vec{v}(X+dX, Y+dY, Z+dZ, t+dt)$. Pela definição de aceleração, tem-se:

$$\vec{a} = \frac{d\vec{v}}{dt} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left[\frac{\Delta \vec{v}}{\Delta t} \right] = \lim_{dt \rightarrow 0} \left[\frac{\vec{v}(X+dX, Y+dY, Z+dZ, t+dt) - \vec{v}(X, Y, Z, t)}{dt} \right] \quad (\text{A1.20})$$

Definindo-se velocidade como $\vec{v} = \frac{d\vec{u}}{dt}$ ($\vec{u} = \text{posição}$), pode-se desenvolver (A1.20):

$$\vec{a} = \lim_{dt \rightarrow 0} \left[\frac{\vec{v}(X + v_x \cdot dt, Y + v_y \cdot dt, Z + v_z \cdot dt, t + dt) - \vec{v}(X, Y, Z, t)}{dt} \right] \quad (\text{A1.21})$$

Sendo infinitesimais os incrementos nas variáveis, a velocidade instantânea no tempo $t+dt$ pode ser expressa pela expansão de Taylor até o termo de derivada primeira.

$$\begin{aligned} \vec{v}(X + v_x \cdot dt, Y + v_y \cdot dt, Z + v_z \cdot dt, t + dt) &= \vec{v}(X, Y, Z, t) + \frac{\partial \vec{v}}{\partial X} \cdot v_x dt + \frac{\partial \vec{v}}{\partial Y} \cdot v_y dt \\ &+ \frac{\partial \vec{v}}{\partial Z} \cdot v_z dt + \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} dt \end{aligned} \quad (\text{A1.22})$$

Portanto a expressão (A1.21) adquire a forma:

$$\begin{aligned} \vec{a} &= \lim_{dt \rightarrow 0} \left[\frac{\vec{v}(X, Y, Z, t) + \frac{\partial \vec{v}}{\partial X} \cdot v_x dt + \frac{\partial \vec{v}}{\partial Y} \cdot v_y dt + \frac{\partial \vec{v}}{\partial Z} \cdot v_z dt + \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} dt - \vec{v}(X, Y, Z, t)}{dt} \right] \\ &= \lim_{dt \rightarrow 0} \left[\frac{\frac{\partial \vec{v}}{\partial X} \cdot v_x dt + \frac{\partial \vec{v}}{\partial Y} \cdot v_y dt + \frac{\partial \vec{v}}{\partial Z} \cdot v_z dt + \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} dt}{dt} \right] \\ &= \lim_{dt \rightarrow 0} \left[\frac{\partial \vec{v}}{\partial X} \cdot v_x + \frac{\partial \vec{v}}{\partial Y} \cdot v_y + \frac{\partial \vec{v}}{\partial Z} \cdot v_z + \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} \right] \end{aligned}$$

$$a = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \frac{\partial \vec{v}}{\partial X} \cdot v_x + \frac{\partial \vec{v}}{\partial Y} \cdot v_Y + \frac{\partial \vec{v}}{\partial Z} \cdot v_Z \quad (\text{A1.23})$$

Se o operador vetorial $(\vec{v} \cdot \nabla)$ for definido como:

$$(\vec{v} \cdot \nabla) = \frac{\partial}{\partial X} \cdot v_x + \frac{\partial}{\partial Y} \cdot v_Y + \frac{\partial}{\partial Z} \cdot v_Z \quad (\text{A1.24})$$

Tem-se:

$$a = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla)(\vec{v}) \quad (\text{A1.25})$$

A massa infinitesimal pode ser escrita da seguinte maneira:

$$dM = \rho \cdot dV \quad (\text{A1.26})$$

Substituindo-se as equações (A1.19), (A1.25) e (A1.26) em (A1.17), chega-se a uma nova equação:

$$\begin{aligned} -\nabla P dV &= \left[\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla)(\vec{v}) \right] \rho dV \\ -\nabla P &= \left[\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla)(\vec{v}) \right] \rho \quad (\text{Equação de Euler para fluidos não viscosos}) \quad (\text{A1.27}) \end{aligned}$$

A consideração de condensação infinitesimal implica em $\rho \cong \rho_o$. Se a pressão de equilíbrio no fluido (P_o) for constante, $\nabla P = \nabla p$. Lembrando-se que $p = P - P_o$. Outra simplificação possível é a consideração de $|(\vec{v} \cdot \nabla)(\vec{v})| \ll \left| \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} \right|$. Através destas hipóteses é possível obter-se a equação (A1.27) na forma linearizada, válida para fenômenos acústicos de pequena amplitude.

$$-\nabla p = \rho_o \cdot \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} \text{ (Equação linear de Euler para fluidos não viscosos)} \quad (\text{A1.28})$$

A equações de Estado, Continuidade e de Euler foram baseadas em Kinsler et al (2000).

A1.5 - Equação de Helmholtz

O cálculo do campo acústico (pressão em função das coordenadas espaciais e temporal) em um local pode ser feito através da equação de Helmholtz, a qual é formulada a partir da combinação das equações (A1.10), (A1.16) e (A1.28), resultando em:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = c^2 \nabla^2 p \quad (\text{A1.1})$$

Esta equação descreve a propagação de uma onda na ausência de fontes e sorvedouros, onde p é a pressão do campo acústico e c é a velocidade do som no ar. Na Fig. A1.3 está apresentada a evolução temporal da solução numérica para a equação de onda, sem fontes ou sorvedouros, sujeita às condições iniciais.

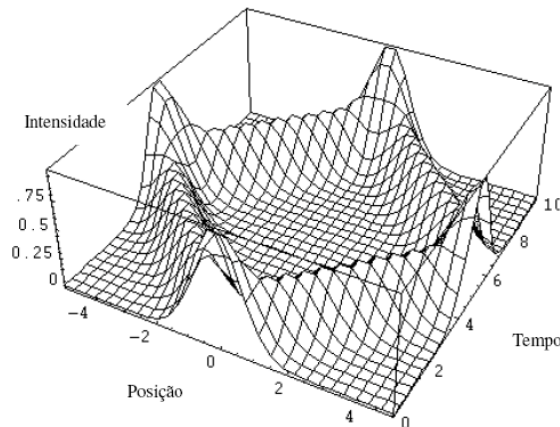


Figura A1.3 - Solução da equação de Helmholtz para condições iniciais dadas em unidades arbitrárias.

ANEXO II

Algoritmos Genéticos

Os algoritmos genéticos (GA) são uma família de modelos computacionais inspirados na evolução, que incorporam uma solução potencial para um problema específico numa estrutura semelhante à de um cromossomo e aplicam operadores de seleção e "crossover" a essas estruturas de forma a preservar informações críticas relativas à solução do problema (LOPES, 1999).

Um processo de otimização consiste em procurar melhorar o desempenho, com o objetivo de alcançar um ou vários pontos ótimos. É desta forma que funcionam os Algoritmos Genéticos. Eles combinam a sobrevivência do mais adaptado, com uma troca de informações ao mesmo tempo aleatória e estruturada.

Segundo Goldberg (1989), os Algoritmos Genéticos têm quatro aspectos que os diferem dos outros métodos tradicionais de otimização e que são:

1. Trabalham sobre uma codificação de parâmetros e não diretamente sobre os parâmetros do problema;
2. Operam em uma população e não em pontos isolados, reduzindo assim o risco de busca a falsos pontos;
3. Usam informações da função objetiva (payoff) e não derivadas de outros conhecimentos auxiliares;
4. Procedem a busca utilizando operadores escolásticos e sua regra de transição é probabilística e não determinística

Os AG's trabalham sobre uma população de palavras ou cromossomos (*strings*), que são seqüências de códigos, geralmente de forma binária, que representam determinados parâmetros. Para se criar uma população são aplicadas sucessivas operações de reprodução, cruzamento e/ou mutação (MUHLENBEIN, 1992).

A implementação de um algoritmo genético começa com uma população aleatória de cromossomos. Essas estruturas são, então, avaliadas e associadas a uma probabilidade de reprodução de tal forma que as maiores probabilidades são associadas aos cromossomos que representam uma melhor solução para o problema de otimização do que àqueles que representam uma solução pior. A *aptidão* da solução é tipicamente definida com relação à população corrente (WHITLEY, 1995).

A função objetivo de um problema de otimização é construída a partir dos parâmetros envolvidos no problema. Ela fornece uma medida da proximidade da solução em relação a um conjunto de parâmetros. Os parâmetros podem ser conflitantes, ou seja, quando um aumenta o outro diminui. O objetivo é encontrar o ponto ótimo. A função objetivo permite o cálculo da *aptidão bruta* de cada indivíduo, que fornecerá o valor a ser usado para o cálculo de sua probabilidade de ser selecionado para reprodução (WHITLEY, 1995).

O Algoritmo Genético básico é o que realiza, segundo Grefentette (1993), as seguintes funções:

1. Inicializa a população de cromossomos (soluções);
2. Avalia cada cromossoma da população;
3. Cria novos cromossomos a partir da população atual (aplica mutação e cruzamento, substituindo os ascendentes pelos descendentes);
4. Termina, se o critério de fim for alcançado, caso contrário, reinicializa.

A seguir são sumarizadas as operações básicas do algoritmo genético necessárias para conseguir a solução ótima do sistema a ser otimizado (MUHLENBEIN, 1992).

a) Inicialização

O primeiro passo para a aplicação de AGs a um problema real é a codificação das variáveis do problema. Cada variável é discretizada em um determinado intervalo e representada com um conjunto de bits, sendo que o conjunto de variáveis codificado é chamado de "cromossomo". Um ou mais cromossomos associados para formar um "indivíduo". É importante ressaltar que o AG manipula os indivíduos (variáveis codificadas) e não as variáveis propriamente ditas. A codificação, em si, é uma questão importante na

aplicação de AGs para problemas reais. Uma codificação inadequada pode tornar o problema difícil ou mesmo impossível para o AG.

Na sequência, um conjunto de indivíduos é criado formando uma "população". Esta população inicial pode ser aleatória, ou constituída com base em conhecimento prévio sobre a natureza do problema. A existência de uma população de possíveis soluções caracteriza a exploração paralela do espaço de busca. Esta é uma vantagem de AGs em relação a métodos convencionais que normalmente exploram uma possível solução de cada vez.

Portanto, uma população de n indivíduos é gerada aleatoriamente. Cada um dos indivíduos da população representa uma possível solução para o problema, ou seja, um ponto no espaço de soluções.

b) Cálculo da Aptidão

Geralmente a aptidão do indivíduo é determinada através do cálculo da função objetivo, que depende das especificações de projeto.

Cada indivíduo da população é uma possível solução para o problema. Assim, é necessária alguma medida de qualidade dos indivíduos, de tal maneira a discriminar as melhores das piores soluções. Esta medida de adequabilidade (em relação à solução para o problema) é conhecida como "*fitness*" ou "função objetivo". O cálculo do *fitness* é um ponto crítico para o algoritmo, já que, em última análise, é a função de *fitness* que está sendo otimizada.

Com base no *fitness* dos indivíduos, estes são selecionados de tal maneira a privilegiar as melhores soluções em detrimento das piores. Este procedimento imita o processo de seleção natural que guia a evolução das espécies. Os indivíduos são selecionados por métodos probabilísticos (ou mesmo determinísticos) de modo a poderem gerar descendentes, implementando, assim o mecanismo da sobrevivência do mais apto.

Desta maneira, cada indivíduo é uma entrada para a ferramenta de análise de desempenho, cuja saída fornece medidas que permitem ao algoritmo genético o cálculo da aptidão do indivíduo. Ainda nesta fase os indivíduos são ordenados conforme a sua aptidão.

c) Seleção

Os indivíduos selecionados são submetidos a modificações probabilísticas através de "operadores genéticos", usualmente recombinação (*crossover*) e mutação.

Nesta fase os indivíduos mais aptos da geração atual são selecionados. Esses indivíduos são utilizados para gerar uma nova população por cruzamento. Cada indivíduo tem uma probabilidade de ser selecionado proporcional à sua aptidão.

O método mais utilizado é o método da “roleta”. Para entender este método considere um círculo dividido em n regiões (tamanho da população), onde a área de cada região é proporcional à aptidão do indivíduo.

Coloca-se sobre este círculo uma "roleta" com n cursores, igualmente espaçados. Após um giro da roleta a posição dos cursores indica os indivíduos selecionados. Este método é também denominado amostragem universal estocástica.

Evidentemente, os indivíduos cujas regiões possuem maior área terão maior probabilidade de serem selecionados várias vezes. Como consequência, a seleção de indivíduos pode conter várias cópias de um mesmo indivíduo enquanto outros podem desaparecer.

d) Cruzamento (“Crossover”)

Consiste em escolher dois cromossomos da população para cruzar e gerar filhos, que os substituirão na geração seguinte.

Existem diversas formas para se fazer o cruzamento. Por exemplo, os indivíduos selecionados na etapa anterior podem ser cruzados da seguinte forma: a lista de indivíduos selecionados é embaralhada aleatoriamente criando-se, desta forma, uma segunda lista, chamada lista de parceiros.

Cada indivíduo selecionado é então cruzado com o indivíduo que ocupa a mesma posição na lista de parceiros. Os cromossomos de cada par de indivíduos a serem cruzados são particionados em um ponto, chamado ponto de corte, sorteado aleatoriamente. Um novo cromossomo é gerado permutando-se a metade inicial de um cromossomo com a metade final do outro.

Em resumo, o cruzamento toma dois indivíduos e combina partes de ambos para formar dois novos descendentes.

e) Mutação

A operação de mutação é utilizada para garantir uma maior varredura do espaço de estados e evitar que o algoritmo genético convirja muito cedo para mínimos locais. A mutação pode ser efetuada alterando-se o valor de um gene de um indivíduo sorteado

aleatoriamente com uma determinada probabilidade, denominada probabilidade de mutação, ou seja, vários indivíduos da nova população podem ter um de seus genes alterado aleatoriamente.

Em geral, o cruzamento atua como busca local, enquanto que a mutação realiza uma busca global do espaço de busca.

Como consequência da seleção e da modificação pelos operadores genéticos, uma nova geração de indivíduos é criada e que substitui a anterior. A nova população é submetida à avaliação e posterior seleção e modificação. Este processo é repetido iterativamente, esperando-se que a cada geração a qualidade média dos indivíduos aumente. Ao longo de um determinado número de gerações é possível que soluções muito boas para o problema sejam geradas, ou mesmo que a solução ótima seja encontrada.

O Algoritmo Genético utilizado no desenvolvimento deste trabalho possui a estrutura mostrada na Fig. A2.1. O algoritmo é desenvolvido em ambiente Matlab (*toolbox*), sendo um *toolbox* de utilização livre denominado GAOT (Genetic Algorithms for Optimization Toolbox), versão 5, desenvolvido por Houck et al (1995).

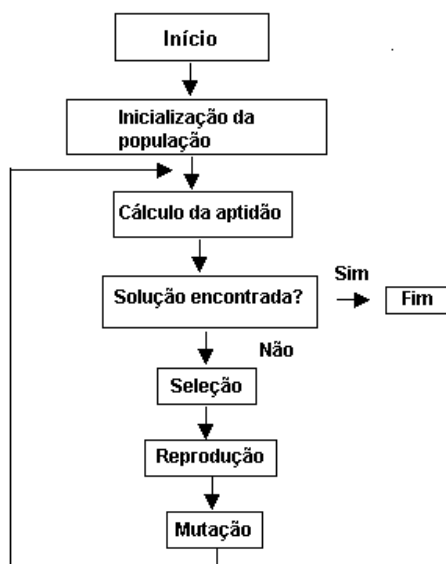


Figura A2.1 - Estrutura do algoritmo de otimização utilizado na metodologia.

ANEXO III

Análise Acústica em Elementos Finitos

A3.1 – Introdução

Este apêndice fornece uma breve descrição do Método de Elementos Finitos e as equações utilizadas no método quando aplicado à acústica.

O objetivo do método é encontrar uma solução aproximada para um dado problema de valor de contorno. A base do método está na representação da região acústica como um conjunto de sub-volumes finitos (“Elementos Finitos”).

Os elementos finitos podem ter diferentes formas e diferentes números de nós, onde nestes nós são calculadas as soluções. O tipo de elemento utilizado durante a análise é linear.

A3.2 - Método de Elementos Finitos aplicado à Acústica

O Método de Elementos Finitos (MEF) é uma aproximação numérica da solução para uma equação diferencial, a qual, neste caso, é uma aproximação da equação de Helmholtz. A seguir a equação de Helmholtz (Eq. A3.1) é derivada pelo método de elementos finitos (BATRA, 1995).

Primeiramente, a equação de Helmholtz precisa ser rearranjada da seguinte maneira:

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (\text{A3.1})$$

$$\nabla(\nabla p) - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (\text{A3.2})$$

A Eq. (A3.2) é então multiplicada por uma função escalar Φ e integrada sobre o domínio Ω , resultando na Eq. (A3.3). A função Φ satisfaz a condição de contorno essencial, ou seja, para uma equação diferencial de segunda ordem, como a equação de Helmholtz, a condição de contorno essencial não contém derivadas. Conseqüentemente, a condição de contorno de pressão é uma condição de contorno essencial.

$$\int_{\Omega} \Phi [\nabla(\nabla p)] d\Omega - \int_{\Omega} \Phi \left[\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \right] d\Omega = 0 \quad (\text{A3.3})$$

A Eq. (A3.3) é chamada de formulação de Galerkin para a equação de Helmholtz. Esta equação pode ser rearranjada para uma forma apropriada utilizando a regra do operador gradiente, mostrada abaixo:

$$\nabla(u\vec{A}) = (\nabla u)\vec{A} + u(\nabla\vec{A}) \quad (\text{A3.4})$$

Rearranjando a Eq. (A3.4) tem-se:

$$u(\nabla\vec{A}) = \nabla(u\vec{A}) - (\nabla u)\vec{A} \quad (\text{A3.5})$$

onde u é um escalar e $\vec{A}$ é um vetor.

Utilizando a relação dada pela Eq. (A3.5), considerando $\vec{A} = \nabla p$ e $u = \Phi$, e substituindo o resultado na Eq. (A3.3) tem-se:

$$\int_{\Omega} \nabla(\Phi \nabla p) d\Omega - \int_{\Omega} (\nabla \Phi \nabla p) d\Omega - \int_{\Omega} \Phi \left[\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \right] d\Omega = 0 \quad (\text{A3.6})$$

Para simplificar a Eq. (A3.6), o teorema do divergente, dado pela Eq. (A3.7) deve ser empregado.

$$\int_{\Omega} (\nabla\vec{A}) d\Omega = \int_{\Gamma} (\vec{A}\vec{n}) d\Gamma \quad (\text{A3.7})$$

onde Ω é o domínio modelado, Γ é o contorno deste domínio, $\vec{A}$ é um vetor arbitrário, e $\vec{n}$ é um vetor normal do contorno Γ .

Utilizando a relação da Eq. (A3.7) na Eq. (A3.6) resulta em:

$$\int_{\Gamma} [\Phi(\nabla p) \vec{n}] d\Gamma - \int_{\Omega} [(\nabla \Phi)(\nabla p)] d\Omega - \int_{\Omega} \left[\Phi \left(\frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \right) \right] d\Omega = 0 \quad (\text{A3.8})$$

Simplificando e rearranjando a Eq. (A3.8) tem-se:

$$\frac{1}{c^2} \int_{\Omega} \left[\Phi \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \right] d\Omega + \int_{\Omega} [(\nabla \Phi)(\nabla p)] d\Omega = \int_{\Gamma} \left[\Phi \frac{\partial p}{\partial n} \right] d\Gamma \quad (\text{A3.9})$$

A condição de contorno da velocidade é dada por:

$$V_b = \frac{-1}{i\omega\rho} \frac{\partial p}{\partial n} \quad (\text{A3.10})$$

Rearranjando a Eq. (A3.10) resulta em:

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -i\omega\rho V_b \quad (\text{A3.11})$$

onde V_b é a velocidade de contorno normal, ω é a frequência angular e ρ é a densidade do fluido.

Substituindo a Eq. (A3.11) na Eq. (A3.9) tem-se:

$$\frac{1}{c^2} \int_{\Omega} \left[\Phi \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \right] d\Omega + \int_{\Omega} [(\nabla \Phi)(\nabla p)] d\Omega = -i\omega\rho V_b \int_{\Gamma} \Phi d\Gamma \quad (\text{A3.12})$$

Se um valor funcional de p for encontrado de maneira a satisfazer a Eq. (A3.12), então este valor de p será a solução exata do problema acústico. No entanto, a Eq. (A3.12) requer

uma aproximação de um valor funcional o qual não é conhecido. Seja a Eq. (A3.12) aproximada por uma série finita de valores nodais vezes a função base do nó produzindo as Eqs. (A3.13) a (A3.16). Ressalta-se que funções base são geralmente adotadas como polinômios, escolhidos de forma que seu valor é igual a 1(um) no seu respectivo nó e zero nos nós restantes.

$$\Phi \approx \Phi^n = \Phi_i \Psi_i(x, y, z) = \Phi_i \Psi_i \quad (\text{A3.13})$$

$$p \approx p^n = p_j \Psi_j(x, y, z) = p_j \Psi_j \quad (\text{A3.14})$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} \approx \dot{p}^n = \dot{p}_j \Psi_j(x, y, z) = \dot{p}_j \Psi_j \quad (\text{A3.15})$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \approx \ddot{p}^n = \ddot{p}_j \Psi_j(x, y, z) = \ddot{p}_j \Psi_j \quad (\text{A3.16})$$

onde Ψ_i é a função base para o nó i , Φ_i é o valor da função arbitrária no nó i , p_i e suas derivadas (derivada primeira e segunda do valor de pressão com relação ao tempo) são os valores de pressão, e o sobrescrito n refere-se ao número de nós.

Substituindo Eq. (A3.13) a (A3.16) na Eq. (A3.12) tem-se:

$$\frac{1}{c^2} \int_{\Omega} \Phi^n \frac{\partial^2 p^n}{\partial t^2} d\Omega + \int_{\Omega} (\nabla \Phi^n \nabla p^n) d\Omega = -i\omega \rho V_b \int_{\Gamma} \Phi^n d\Gamma \quad (\text{A3.17})$$

$$\frac{\Phi_i \ddot{p}_j}{c^2} \int_{\Omega} \Psi_i \Psi_j d\Omega + \Phi_i p_j \int_{\Omega} (\nabla \Psi_i \nabla \Psi_j) d\Omega = -i\Phi_i \omega \rho V_b \int_{\Gamma} \Psi_i d\Gamma \quad (\text{A3.18})$$

$$\left[\frac{1}{c^2} \int_{\Omega} (\Psi_i \Psi_j) d\Omega \right] \ddot{p}_j + \left[\int_{\Omega} (\nabla \Psi_i \nabla \Psi_j) d\Omega \right] p_j = -i\omega \rho V_b \int_{\Gamma} \Psi_i d\Gamma \quad (\text{A3.19})$$

A Eq. (A3.19) pode ser simplificada introduzindo os parâmetros M_{ij} , K_{ij} e F_i definido como:

$$M_{ij} = \frac{1}{c^2} \int_{\Omega} \Psi_i \Psi_j d\Omega \quad (\text{A3.20})$$

$$K_{ij} = \int_{\Omega} (\nabla \Psi_i \nabla \Psi_j) d\Omega \quad (\text{A3.21})$$

$$F_i = -i\omega\rho V_b \int_{\Gamma} \Psi_i d\Gamma \quad (\text{A3.22})$$

Resultando em:

$$M_{ij} \ddot{p}_j + K_{ij} p_j = F_i \quad (\text{A3.23})$$

A Eq. (A3.23) pode ser reescrita na forma de matriz como:

$$[M]\{\ddot{p}\} + [K]\{p\} = \{F\} \quad (\text{A3.24})$$

As condições de contorno em termos de p (essencial) são aplicadas à Eq. (A3.24). Estas equações matriciais são resolvidas simultaneamente para obter os valores de p para cada nó.

Na técnica de elementos finitos, os nós são agrupados em elementos. Então a função base é restrita aos elementos. Esta restrição da função base para os elementos é chamada de função de forma. Conseqüentemente as matrizes de elementos $[M]^e$, $[K]^e$ e $\{F\}^e$ são definidas como:

$$M_{ij}^e = \frac{1}{c^2} \int_{\Omega_e} (N_i N_j) d\Omega_e \quad (\text{A3.25})$$

$$K_{ij}^e = \int_{\Omega_e} (\nabla N_i \nabla N_j) d\Omega_e \quad (\text{A3.26})$$

$$F_i^e = -i\omega\rho V_b \int_{\Gamma_e} N_i d\Gamma_e \quad (\text{A3.27})$$

onde N_i , Ω_e e Γ_e são as funções de forma associadas ao nó i , ao domínio do elemento e ao contorno do domínio do elemento, respectivamente. Uma vez que o domínio global é constituído da soma dos elementos, as matrizes globais $[M]$, $[K]$ e $\{F\}$ se tornam a soma de suas respectivas matrizes elementares $[M]^e$, $[K]^e$ e $\{F\}^e$.

Uma função de forma a ser utilizada é a de Lagrange. Esta pode formar um conjunto comum de funções de forma, as quais são polinômios da menor ordem possível de cada tipo de elemento (COOK, 1995).

A solução da Eq. (A3.27) pode ser obtida no domínio da frequência através da técnica da resposta direta, onde o sistema de equações representado pela Eq. (A3.27) é resolvido para cada uma das frequências de interesse. Assim, para um valor de frequência ω , o vetor de pressão é obtido como:

$$\{p\} = -i\rho\omega \left([k] - \omega^2 [M] \right)^{-1} \{F\} \quad (\text{A3.28})$$

Outro aspecto importante na análise de elementos finitos é a mudança de coordenadas locais para coordenadas globais. Isto é necessário por causa da sistemática requerida para integrar os diferentes elementos (tamanhos e distorção) através do modelo com malha. Para isto a matriz Jacobiana é utilizada, definida da seguinte forma:

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial X}{\partial \xi} & \frac{\partial Y}{\partial \xi} \\ \frac{\partial X}{\partial \eta} & \frac{\partial Y}{\partial \eta} \end{bmatrix} \quad (\text{A3.29})$$

onde ξ e η são as coordenadas locais (naturais), com X e Y definidas como (formulação isoparamétrica):

$$X = \sum N_i X_i \quad e \quad Y = \sum N_i Y_i \quad (\text{A3.30})$$

e N_i é a função de forma para o nó i . X_i e Y_i são as coordenadas globais x e y do nó i .

A relação entre as coordenadas globais e locais é dada por:

$$dXdY = |J| d\xi d\eta \quad (\text{A3.31})$$

onde $|J|$ é o determinante da matriz Jacobiana. O determinante do Jacobiano é constante (um fator de escala) se o elemento não é distorcido, e uma função do espaço quando o elemento possui distorção.

ANEXO IV

Filtro em Bandas de 1/3 de Oitavas e Curva de Ponderação A

Este apêndice contém os algoritmos utilizados em ambiente Matlab[®] para cálculo do Nível de Pressão Sonora em bandas de 1/3 de Oitava e da curva de ponderação A em função da frequência.

A4.1- Algoritmo para obtenção do NPS em bandas de 1/3 de Oitavas

```
function [dBP,f_o]=filtro_terco_oitava(P,freq)
%Segundo Norma ASA - S1.11
%Entradas do programa:
%P = vetor de pressão ao quadrado ( $p^2$ ) em Pascal
%freq = vetor de frequências [Hz]
%Saidas do programa:
%dBP=Nível de Pressão Sonora na banda de 1/3 de oitava
correspondente
%f_o=Frequências centrais das bandas de 1/3 de oitava
f_o=[50 63 80 100 125 160 200 250 315]'; %frequências centrais das
bandas de 1/3 de oitavas de interesse
n_o=length(f_o);
for i=1:n_o;
    po=0;
    for j=2:length(freq),
        delta=freq(j)/f_o(i);
```

```

        delta=(delta*delta-1)/delta;
        delta=delta^6;
        ganho=1/(1+7300*delta);
        po=po+ganho*abs(P(j));
    end
    dBP(i,1)=10*log10(po/(2e-5)^2);
end

```

A4.2- Algoritmo para obtenção da Curva de Ponderação A em função da frequência

```

function [PonddB]=Pond_A_Freq(freq)
%Entrada do programa
%freq=vetor de frequência
%Saída do programa:
%PonddB=Ganho de amplitude na curva de ponderação A na %freq[Hz]
if freq<1e-3, freq=1e-3; end
f2=freq.*freq;
num=12200.*12000.*f2.*f2;
den=(f2+20.6*20.6).*(f2+12200*12000.).*sqrt(f2+107.7*107.7).*sqrt(f2
+737.9*737.9);
R1000=0.79434639580230;
Pond=(num./(den*R1000));
PonddB = 20.*log10(Pond); %Perda em dB

```

ANEXO V

Derivada de Funções Complexas

Na Tab. A5.1 contém um resumo das principais derivadas de funções com relação a variáveis complexas (DONADON, 2002). As relações aqui mostradas são utilizadas para obter as funções custos demonstradas no Capítulo III.

Tabela A5.1 – Resumo das principais derivadas de funções complexas.

	Função	Derivada
$G(X)=F^H X$	$G(X)$	F
	$G^H(X)$	F
	$\Re\{G(X)\}$	F
	$\Re\{G^H(X)\}$	F
	$\Im\{G(X)\}$	iF
	$\Im\{G^H(X)\}$	$-iF$
$G(X)=(AX)^H B$	$G(X)$	$A^H B$
	$G^H(X)$	$A^H B$
	$\Re\{G(X)\}$	$A^H B$
	$\Re\{G^H(X)\}$	$A^H B$
	$\Im\{G(X)\}$	$-iA^H B$
	$\Im\{G^H(X)\}$	$iA^H B$

	Função	Derivada
$G(X)=(CX)^HDX$	$G(X)$	$2C^HDX$
	$G^H(X)$	$2D^H CX$
	$\Re\{G(X)\}$	$(C^H D + D^H C)X$
	$\Re\{G^H(X)\}$	$(D^H C + C^H D)X$
	$\Im\{G(X)\}$	$i(D^H C - C^H D)X$
	$\Im\{G^H(X)\}$	$i(C^H D - D^H C)X$

Onde: $\Re$ refere-se à parte real da função, $\Im$ refere-se à parte imaginária da função, o sobrescrito H se refere à transposta hermitiana (transconjugada), i é um número complexo.