Leopoldo Pisanelli Rodrigues de Oliveira

Controle ativo de ruído em veículos e seu impacto na qualidade sonora

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para a obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica.

ORIENTADOR: Prof. Tit. Paulo Sergio Varoto
Prof. Dr. ir. Paul Sas

São Carlos
2007

Aos meus pais e à minha amada esposa

SUMÁRIO

SUMÁRIO	5
AGRADECIMENTOS	7
RESUMO	9
ABSTRACT.....	11
NOMENCLATURA	13
1. INTRODUÇÃO	17
1.1. OBJETIVOS	22
1.2. CONTRIBUIÇÕES	23
1.3. ESTRUTURA DA TESE	24
2. REVISÃO DE LITERATURA	27
2.1. MODELAGEM DE SISTEMAS ACÚSTICOS E VIBROACÚSTICOS	27
2.1.1 <i>Método dos Elementos Finitos</i>	30
2.1.2 <i>Método dos Elementos de Contorno</i>	33
2.1.3 <i>Comparação entre os métodos dos EF e dos EC</i>	38
2.2. ANÁLISE MODAL VIBROACÚSTICA	39
2.3. PROJETO DE SISTEMAS DE CONTROLE	42
2.4. CONTROLE ATIVO DE RUÍDO E CONTROLE ATIVO ACÚSTICO-ESTRUTURAL	47
2.5. RADIAÇÃO SONORA	54
2.6. MÉTODOS DE OTIMIZAÇÃO	59
2.6.1 <i>Métodos Determinísticos</i>	60
2.6.2 <i>Algoritmos Genéticos</i>	61
2.7. QUALIDADE SONORA.	63
3. CONTROLE DE VIBRAÇÃO E RUÍDO IRRADIADO	77
3.1. USO DE UM PAR SENSOR-ATUADOR	80
3.2. USO DE MÚLTIPLOS PARES SENSOR/ATUADOR (M-PSA)	83
4. CONTROLE DE TRANSMISSÃO DE RUÍDO EM VEÍCULOS	89

4.1.	SISTEMA SOB ESTUDO	90
4.2.	IDENTIFICAÇÃO EXPERIMENTAL	91
4.3.	MODELAGEM DE UM SISTEMA ELETRO-VIBROACÚSTICO	98
4.3.1	<i>Modelo vibroacústico</i>	100
4.3.2	<i>Modelo reduzido e formulação em espaço de estados</i>	105
4.3.3	<i>Inclusão de Sensores e Atuadores</i>	108
4.4.	CONTROLE ATIVO DE TRANSMISSÃO DE RUÍDO	115
4.4.1	<i>Sensor/atuator piezelétrico</i>	116
4.4.2	<i>Excitador Inercial</i>	119
4.5.	OTIMIZAÇÃO MULTIDISCIPLINAR	122
4.5.1	<i>Um PSA colocado</i>	127
4.5.2	<i>Um PSA quasi-colocado</i>	133
4.5.3	<i>Múltiplos PSAs colocados</i>	134
4.6.	VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL	137
5.	IMPACTO DO CONTROLE ATIVO DE RUÍDO SOBRE A QUALIDADE SONORA	145
6.	CONCLUSÕES	157
7.	TRABALHOS FUTUROS	161
	BIBLIOGRAFIA	163

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Tit. Paulo Sérgio Varoto, pela orientação de tantos anos e por ter me apoiado a abraçar a oportunidade de realizar este trabalho. Aos Professores Paul Sas e Wim Desmet pela orientação e motivação.

Aos colegas da pós-graduação da EESC, pela amizade, companheirismo, incentivo e colaboração. Aos professores e funcionários da EESC, especialmente aos da pós-graduação e do Laboratório de Dinâmica, principalmente a Cris e o Xina, pelo apoio e amizade.

À CAPES – Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - e à comissão de pós graduação do da EESC pela bolsa de estudos concedida durante a vigência deste doutorado no Brasil, e pela indicação para este acordo bilateral com a Katholieke Universiteit Leuven na Bélgica, em especial à Profa. Tit. Maria do Carmo Calijuri. Também, ao Escritório de Relações Internacionais da Katholieke Universiteit Leuven, pela bolsa de estudos concedida durante a vigência deste doutorado na Bélgica, em especial à sua diretora, a Sra. Trees Deloddere e ao Edmundo Guzman.

À LMS.International e Peter Mas, pela disponibilidade da infraestrutura necessária para realização dos experimentos apresentados neste trabalho, e principalmente a Herman Van der Auweraer, pelo incentivo constante, interesse neste trabalho e publicações decorrentes do mesmo.

À minha família, por todo amor e dedicação que sempre tiveram na minha formação e dos meus irmãos, como filhos, irmão, amigos...

Um agradecimento especial à minha querida esposa, Maíra, por todos esses anos de amor, amizade e paciência, nas incontáveis revisões dos textos que publiquei, e por ter me acompanhado nessa jornada.

A Deus, por tudo

RESUMO

OLIVEIRA, L.P.R., (2007). *Controle Ativo de Ruído em Veículos e seu Impacto na Qualidade Sonora*. São Carlos, 2007. 170p. Tese de Doutorado – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

A crescente demanda por reduções nos níveis de ruído gerados por veículos, e, mais recentemente, pela melhoria na qualidade sonora, aliada às penalidades associadas ao espaço e peso das soluções passivas, sugerem o uso de técnicas de controle ativo de ruído. O projeto de sistemas ativos deve fazer parte do desenvolvimento de produto desde sua fase de concepção para que tais soluções sejam aplicadas em nível industrial. Portanto, propõem-se metodologias de simulação para o projeto de sistemas de controle de ruído. Modelos vibroacústicos em elementos finitos são reduzidos e formulados em espaço de estados para permitir a simulação do sistema em malha fechada. Os modelos envolvidos permitem a inclusão da dinâmica de sensores e atuadores para que o desempenho seja previsto de forma acurada. As vantagens do uso de simulação de sistema de controle de ruído, além da redução de custo e tempo de projeto, permite o desenvolvimento de sistemas ativos onde estrutura e controle são desenvolvidos de forma simultânea. O procedimento de simulação é validado experimentalmente, tanto para malha aberta quanto para malha fechada, com o uso de uma geometria simplificada de veículo. Graças à redução dos modelos originais, é possível utilizar técnicas de otimização, onde a interação entre a estrutura e o controle são considerados de forma simultânea, resultando em um sistema ativo com desempenho superior a sistemas desenvolvidos separadamente. Através dos resultados obtidos com a otimização observam-se os parâmetros conflitantes e as decisões de compromisso envolvendo o controle de transmissão de ruído em veículos. Demonstra-se, que um sistema de controle estrutural, descentralizado, de alimentação de velocidade, oferece praticidade de implementação e desempenho satisfatório. Finalmente, o impacto do controle ativo na percepção dos ocupantes é avaliado por meio de métricas objetivas de qualidade sonora, como tonalidade e nível de pressão sonora.

Palavras Chave: vibroacústica, controle ativo, qualidade sonora.

ABSTRACT

OLIVEIRA, L.P.R., (2007). *Controle Ativo de Ruído em Veículos e seu Impacto na Qualidade Sonora*. São Carlos, 2007. 170p. Doctoral Thesis – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

The demands for improvement in sound quality and noise reduction generated by vehicles are steadily increasing, as are the penalties for space and weight of passive control solutions. This scenario suggests the use of active noise control. In order to bring active solutions to industrial level applications, the design of such systems should be part of the product development cycle. Therefore, methodologies for simulating and designing such active solutions are proposed. These models should allow the inclusion of sensors and actuators models, if accurate performance indexes are to be accessed. The challenge thus resides in deriving reasonable sized models that integrate structural, acoustical, and even sensor/actuator models in the controller algorithm simulation. The proposed modelling procedure cope with this challenge, and besides the advantages on the cost and time reduction in the development phase, it allows the development of active systems with structure and controllers being designed concurrently. An experimental validation is performed using data obtained from simplified car geometry. Thanks to the reduced models, it is possible to run optimization routines in which the interaction of structure and control is considered, thus resulting in an improved system when compared to conventional stepwise procedure. The optimization results presented give some insights on the problem of designing active noise controllers for transmission loss in vehicles. It is shown that, a purely structural decentralized velocity feedback controller can offer both, easy practical implementation and satisfactory noise reduction. Also, the impact of the active control on the perceived noise reduction is evaluated with objective sound quality metrics, such as sound pressure level and specific loudness..

Keywords: *vibro-acoustics, active control, sound quality.*

NOMENCLATURA

a	amplitude modal
<i>A</i>	agudez
[<i>A</i>]	matriz da formulação direta de contorno
[<i>b</i>]	matriz para formulação de estados
[<i>B</i>]	matriz da formulação direta de contorno
<i>c</i>	velocidade do som
[<i>c</i>]	matriz para formulação de estados
[<i>C</i>]	matriz de amortecimento
[<i>D</i>]	matriz da formulação indireta integral de contorno
<i>e</i>	carga elétrica
[<i>E</i>]	matriz da formulação indireta integral de contorno
E_k	energia cinética
<i>f</i>	entradas
<i>f</i>	função objetivo
{ <i>F</i> }	vetor de carregamento
<i>G</i>	função de Green
<i>I</i>	intensidade sonora
<i>j</i>	número imaginário
<i>k</i>	numero de onda
[<i>K</i>]	matriz de rigidez

L_e	indutância elétrica
$[L_c]$	matriz de acoplamento da formulação de contorno
m	massa
$[M]$	matriz de massa
$\mathbf{M}$	matriz de eficiência de radiação
N	função de forma
p	pressão
q	amplitude modal
$\vec{r}$	vetor posição
R	amplitude do vetor posição
R_e	resistência elétrica
t	tempo
$[T]$	matriz de transformação
v	velocidade estrutural
V	domínio acústico
V	tensão elétrica
w	deslocamento estrutural
W	potência de radiação sonora
x	grandesa física
y	saídas
z	bandas críticas de frequência
Z_R	parte real da impedância acústica

SUBSCRITOS E SOBRESCRITOS:

a	índice relativo à grandeza acústica
c	índice relativo à grandeza acoplada
e	índice relativo à grandeza elétrica

H	conjugado transposto
L	índice relativo ao auto vetor à esquerda
n	índice relativo à direção normal
i	índice relativo ao excitador inercial
R	índice relativo ao auto vetor à direita
s	índice relativo à grandeza estrutural

CONVENSÕES:

$\sim$	grandeza modal
∇	Jacobiano
∇^2	Hessiano

SÍMBOLOS GREGOS:

ϕ	modo
Φ	matriz modal
Γ	matriz de amortecimento modal
Λ	fator de ponderação
ρ	densidade
ω	freqüência angular
Ω	superfície de contorno
$\mathbf{\Omega}$	matriz de freqüências naturais
ω_r	freqüência natural do modo r
ζ_r	fator de amortecimento modal
σ	distribuição do potencial de mono-camada (formulação de contorno)
σ	eficiência de radiação
μ	distribuição do potencial de dupla-camada

1. INTRODUÇÃO

O ser humano apresenta limitações à exposição de seu corpo a determinados níveis de vibração e ruído. Os distúrbios causados pela exposição excessiva vão desde o simples desconforto e irritabilidade, a danos graves à saúde como perda de audição, sensibilidade ao tato ou males relacionados com a má circulação sanguínea. Veículos de carga e de transporte de passageiros (carros, ônibus, trens e aviões) expõem seus ocupantes, principalmente operadores e membros da tripulação, a longos períodos de vibração e ruído.

Mas o ruído gerado por veículos e máquinas não é um problema só para passageiros e operadores, a poluição sonora, por exemplo, figura no topo das listas de reclamações por parte dos cidadãos europeus. De fato, em pesquisas de opinião, problemas envolvendo ruído são freqüentemente apontados com mesma importância que o aquecimento global, sendo que as principais fontes de ruído em meios urbanos estão ligadas ao tráfego de carros de passeio, veículos de carga, trens e aviões.

Por este motivo, a comunidade européia vem aumentando o foco de suas legislações na redução de ruído, o que torna este tópico cada vez mais uma prioridade de pesquisa como aponta o relatório da rede CALM (2004). O mesmo relatório indica que oitenta milhões de pessoas nos países da comunidade européia (naquele ano) viviam em regiões onde o nível de ruído é considerado inaceitável, sendo que ainda 170 milhões estariam nas denominadas zonas cinzas, onde o ruído pode causar sério

desconforto. Desta forma, as estimativas apontam para um gasto anual com problemas de saúde relacionados ao ruído na margem de 0,2 a 2% do PIB da comunidade europeia (ou o equivalente a € 12 bilhões/ano).

Neste contexto, a estratégia de abordagem do problema de redução de ruído é dividida em duas frentes: (i) pesquisa ligada a percepção e (ii) pesquisa ligada à emissão. A pergunta que se quer responder em (i) é como o ruído afeta as pessoas no trabalho, na escola, no lazer, etc, para que desta forma se construam metas e métricas para dirigir e avaliar o trabalho em (ii) (CALM, 2004). A pesquisa em emissão aborda desde metodologias para a modelagem acurada de fontes de ruído até técnicas de controle de radiação sonora, isolamento de fontes, etc.

As técnicas convencionais de controle passivo de ruído encontram limitações em determinadas aplicações como no controle de ruído de baixa e média frequência, já que os comprimentos de onda associados a estas frequências requerem o uso de um volume maior de material absorvedor, o que inviabiliza seu uso em muitos casos. Ainda, sistemas de controle passivo não têm a capacidade de se adaptarem a variações das condições de perturbação. Neste contexto, o desenvolvimento de técnicas de controle ativo de ruído e vibração torna-se indispensável, principalmente no que se diz respeito à área da mobilidade. Soluções para estes problemas têm convergido para o uso de algoritmos de controle adaptativos combinado com técnicas de monitoramento e atuação de controle no que se denominam controle ativo de ruído e vibração.

Tal controle pode se dar por meio de atuação acústica no interior do veículo, ou mecânica sobre as principais superfícies radiantes de som. O sucesso destas técnicas depende diretamente da estratégia de controle adotada, da escolha adequada dos parâmetros de entrada e saída e, principalmente, do entendimento dos mecanismos envolvidos na interação fluido/estrutura, ou seja, nem sempre o melhor resultado será obtido com a redução de vibração de um determinado ponto da superfície, e sim com a mudança de distribuição de velocidades da mesma, de forma a obter a maior redução de energia sonora irradiada (Dehandschutter, 1997 e Li, 1997).

Contudo, no tocante à percepção humana, os efeitos de tais ações de controle dependem dos mecanismos biológicos de transdução das oscilações na pressão atmosférica em impulsos elétricos enviados ao cérebro e, ainda, na interpretação subjetiva de cada indivíduo a tais impulsos elétricos. É neste contexto que se faz necessário o uso de modelos que correlacionem os estímulos acústicos (grandezas

físicas medidas pelos sensores) com a percepção humana a tais estímulos, no que se denomina psico-acústica (Zwicker & Fastl - 1999).

Na audição, o mecanismo de transdução de energia mecânica para os impulsos elétricos enviados ao cérebro se dá na cóclea. Cada banda de frequência excita uma região distinta deste órgão, que funciona como um analisador espectral, dividindo o estímulo em várias bandas de frequência como filtros assimétricos passa-banda, com frequências centrais separadas por 1/3 de oitava. De fato, este é um dos modelos mais simples para o ouvido humano (Fig. 1.1), sendo que ainda existe uma analogia ao ouvido médio com um sistema não-linear com um controle ativo de realimentação (Zwicker & Fastl – 1999).

Figura 1.1 – Representação esquemática da cóclea, com respostas em 5 regiões da membrana basilar a uma entrada tonal de 1kHz (Zwicker & Fastl – 1999).

Sendo assim, na busca por meios objetivos de qualificar um som, ou seja, atribuir qualidade sonora a um determinado estímulo, uma das soluções mais adotadas é o uso de métricas, ou seja, funções no domínio do tempo ou da frequência, que forneçam um valor correlato à sensação auditiva daquele estímulo. A criação destas métricas se faz necessária já que as ferramentas clássicas de análise de sinais não são de direta interpretação quanto à qualidade sonora.

A Fig. 1.2(a), por exemplo, ilustra um sinal de pressão no domínio do tempo. Com a manipulação destes dados é possível extrair inúmeros fatores como valor RMS, fator de crista, etc. Ainda, como ilustrado na Fig.1.2(b), é possível calcular o conteúdo em frequência deste sinal, onde observa-se a presença de algumas frequências características, o que indica uma natureza tonal deste sinal que o distingue de um sinal

aleatório, mas ainda não é suficiente para qualificá-lo. Um diagrama tempo-frequência (Fig.1.2c) revela que o sinal é resultado de um trem de impulsos de banda de frequência limitada, com alguma repetibilidade, mas ao menos que enviado para um auto-falante ou fone de ouvido, ainda é difícil afirmar se este se trata de um som agradável ou irritante, liso ou áspero, alto ou baixo, forte ou fraco, etc. Finalmente, a Fig.1.2(d) revela a natureza deste sinal em um “diagrama tempo-frequência medieval”, ou seja, uma pauta musical, que indica como frequências distintas (notas musicais) devem se distribuir no tempo.

Figura 1.2 – Diversas representações do trecho inicial da sonata Op.27 No.2* de Ludwig van Beethoven: (a) sinal no domínio do tempo, (b) sinal no domínio da frequência, (c) diagrama tempo-frequência e (d) pauta para piano.

A competição de mercado e o constante aumento na demanda por conforto, segurança, confiabilidade e, mais recentemente, mínimo impacto ambiental, aumentam ainda mais a necessidade de métodos eficientes e confiáveis no desenvolvimento de

* Pianista: Robin Alciatore

novos produtos. Esta demanda crescente trouxe muitos avanços nas últimas décadas, tanto para a área experimental como para a simulação. Embora os ensaios dinâmicos ainda sejam de alta prioridade no desenvolvimento de novos produtos, decisões baseadas em resultados quantitativos oriundos de simulações são rotina em indústrias como a aeronáutica e a automobilística. Apesar dos avanços nas simulações, a necessidade de validação experimental ainda é crucial, mesmo que dispendiosa, sendo que as principais aplicações se encontram em testes de validação, integridade e durabilidade.

Contudo, a área experimental não manteve o mesmo ritmo de desenvolvimento que a de simulação, já que a primeira se resumiu à evolução dos transdutores e no condicionamento de sinais, mas não soube diminuir drasticamente o tempo de preparo e os investimentos necessários para as campanhas experimentais, o que ainda as tornam dispendiosas e, portanto, ameaçadas de desaparecer de alguns processos de desenvolvimento (Ewins, 2006). Ewins ainda afirma que a razão custo/eficiência de ensaios dinâmicos poderia diminuir por ordens de grandeza caso a os experimentalistas se tornassem mais seletivos quanto à suas medidas, utilizando de forma mais eficiente as tecnologias disponíveis atualmente. Obviamente, ainda existem motivos pra fazer experimentos: (i) validar modelos numéricos, tanto pela acuidade quanto pela completeza. (ii) medir o que não pode ser previsto por modelos convencionais (comportamento de atrito, ciclo histerético, etc.) e (iii) avaliar as especificações quanto a durabilidade e a variabilidade de produtos em massa.

1.1. OBJETIVOS

O presente trabalho propõe o estudo de metodologias de projeto de sistemas de controle ativo de ruído e vibração e o efeito das ações de controle na qualidade sonora. Isto requer que as técnicas de modelagem atuais incorporem aspectos relacionados com o uso de materiais inteligentes, isto é, sensores, atuadores e sistemas de controle. O resultado final ofereceria a possibilidade de otimização multi-disciplinar de sistemas vibro-acústicos com acesso ao desempenho e à confiabilidade das soluções ativas. Não existem atualmente soluções comerciais que ofereçam todas estas características e está fora do escopo deste trabalho propor uma nova ferramenta integrada de simulação. Por outro lado, apresentam-se técnicas de simulação envolvendo o uso, combinação e extensão de programas padrão no ciclo de desenvolvimento de veículos.

Como objetivos específicos pode-se mencionar:

- Comparação de métodos de otimização para controle de vibração e radiação sonora em campo aberto. Proposição de métodos para um e múltiplos sensores/atuadores.
- Estudo de técnicas de modelagem multi-disciplinar no contexto de desenvolvimento de produtos, com ênfase em controle de ruído interno de veículos.
- Representação de sistemas vibro-acústicos de forma reduzida, permitindo a aplicação de técnicas de controle de ruído, e as simulações no domínio do tempo, necessárias para as análises de qualidade sonora.
- Inclusão de caminhos secundários de energia (modelos de atuadores) para simulações de sistemas de controle de ruído.
- Integração da metodologia proposta em uma rotina de otimização multi-disciplinar. Avaliação dos benefícios desta abordagem
- Avaliação do impacto da ação de controle na percepção dos ocupantes, por meio de métricas de qualidade sonora.

1.2. CONTRIBUIÇÕES

As principais contribuições deste trabalho são:

- proposição de métodos determinísticos para o posicionamento ótimo de pares sensor/atuador para controle de vibração ou ruído irradiado por uma superfície vibrante.
- um método incremental sub-ótimo para o posicionamento de múltiplos pares sensor/atuador, com desempenho próximo ao ótimo global e economia considerável de esforço computacional.
- proposição e validação experimental de uma metodologia de redução de modelos e simulação no domínio do tempo para sistemas vibro-acústicos, tendo em vista aplicações em otimização de sistemas de controle e avaliação (objetiva ou subjetiva) do desempenho acústico (qualidade sonora).

- inclusão de modelos de sensores e atuadores nos modelos vibro-acústicos, tendo em vista resultados mais acurados de desempenho e consumo de energia dos sistemas de controle propostos.
- demonstração, por meio de estudo de caso, das vantagens da aplicação da metodologia proposta no desenvolvimento de novos produtos.
- avaliação do efeito esperado na percepção humana das ações de controle propostas, por meio de métricas de qualidade sonora como volume específico.

1.3. ESTRUTURA DA TESE

Incluindo a Introdução, apresentada no Capítulo 1, esta tese se divide em 7 capítulos, abrangendo a revisão de literatura, controle de vibração e ruído radiado em campo aberto, o controle de transmissão de ruído em veículos, o impacto das ações de controle na qualidade sonora, conclusões e trabalhos futuros.

O Capítulo 2 apresenta uma revisão de literatura dos temas abordados nesta tese divididos em: modelagem de sistema acústicos e vibroacústicos, análise modal vibroacústica, projeto de sistemas de controle, controle ativo de ruído e controle ativo acústico estrutural, radiação sonora, métodos de otimização e qualidade sonora.

O Capítulo 3 apresenta um estudo de caso para o desenvolvimento de sistemas de controle de vibração e ruído irradiado. A estrutura sob estudo é uma placa retangular simplesmente apoiada, irradiando em campo aberto. Contudo, os métodos desenvolvidos se aplicam a qualquer geometria ou condição de contorno. A estratégia de controle utilizada é a realimentação de velocidade em malhas descentralizadas. Propõe-se métodos determinísticos para o posicionamento de pares sensor/atuador, tanto para controle de vibração quanto para controle de ruído. Outras técnicas de posicionamento dos pares são apresentadas, envolvendo métodos determinísticos e estatísticos.

O Capítulo 4 apresenta resultados voltados para aplicação em veículos. Com o uso de uma estrutura de geometria simplificada, na escala de um veículo real, desenvolvem-se técnicas de modelagem e otimização para o desenvolvimento de sistemas de controle ativo de ruído. A metodologia proposta faz uso de modelos vibroacústicos acoplados em elementos finitos, os quais são reduzidos e descritos em

espaço de estados. Técnicas de simulação e otimização são utilizadas para demonstrar a potencialidade da metodologia. Os resultados numéricos são validados através de experimentos com o sistema em malha aberta e fechada. As dificuldades e vantagens do uso de otimização multidisciplinar são apresentadas.

O Capítulo 5 apresenta o efeito do uso de sistemas de controle na percepção dos ocupantes, avaliando os resultados com respeito às métricas objetivas de qualidade sonora como o volume específico, que correlaciona o nível de ruído de forma linear com a sensação de volume.

Finalmente, os Capítulos 6 e 7 apresentam, respectivamente, as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros.

2. REVISÃO DE LITERATURA

A seguir, apresenta-se uma revisão de literatura sobre os principais conceitos envolvidos neste trabalho, subdivididos em temas como: modelagem de sistemas acústicos e vibroacústicos, projeto de sistemas de controle, controle ativo de ruído, controle ativo acústico estrutural, radiação sonora, métodos de otimização e qualidade sonora.

2.1. MODELAGEM DE SISTEMAS ACÚSTICOS E VIBROACÚSTICOS

Nos últimos anos, demandas de mercado, bem como leis e normas técnicas mais restritas em relação aos níveis de emissão e exposição de seres humanos ao ruído, tornaram as características quanto a ruído e vibração um importante critério de projeto no desenvolvimento de novos produtos. Neste contexto, procedimentos experimentais adequados e métodos confiáveis de simulação numérica são obrigatórios nas fases preliminares de projeto e desenvolvimento de novos produtos. Contudo, prever o ruído interno de um veículo ainda é um dos maiores desafios presentes nas etapas de desenvolvimento (Hepberger *et al.*, 2002; Desmet & Sas, 2000; Réveillé, 2002).

Nestes casos, a acuidade dos resultados previstos depende diretamente da complexidade do modelo, e apesar do crescente poder computacional, os métodos atuais apresentam limitações de aplicação quanto à faixa de frequência. Métodos determinísticos, como o dos elementos finitos (EF) ou dos elementos de contorno (EC), são ferramentas consagradas para análise em baixas frequências (até 300Hz para veículos de passeio), enquanto que em altas frequências (a partir de 1000Hz para veículos de passeio) métodos estatísticos como SEA (sigla em inglês para *statistic energy analysis*) têm encontrado suas aplicações, contudo deixando um desafio para as médias frequências (Desmet, 2002a). Em sistemas com dimensões típicas de um automóvel, na análise de frequências entre 200 e 1000 Hz, modelos de elementos finitos requerem um grande número de elementos, para bem representar os comprimentos de

onda, enquanto isso, não há densidade modal suficiente para aplicação de técnicas estatísticas.

Contudo, métodos baseados na teoria de ondas vem sendo propostos e têm se mostrado mais eficientes que os EF ou os EC em médias frequências (Hepberger *et.al.*, 2002; Desmet, 1998 e 2002a). Através das simulações pretende-se obter os campos acústicos no interior do veículo e a interação do sistema acústico com o estrutural (sistema vibroacústico), como pode ser visto na Fig. 2.1, para um modelo reduzido de um veículo (Mamede *et.al.*, 2002).

Figura 2.1 - Campo acústico no interior de um modelo de veículo com teto flexível
(a) Simulação em EF (b) resultado experimental

Existem duas formas de se abordar um problema vibroacústico do ponto de vista da interação fluido/estrutura: modelos acoplados ou desacoplados. No caso de modelos desacoplados, considera-se apenas um caminho de interação, seja na distribuição de velocidade da estrutura excitando o meio fluídico (acoplamento estrutura → fluido), ou seja a pressão do fluido carregando a estrutura (acoplamento fluido → estrutura) sem que um interaja no comportamento dinâmico do outro. No caso acoplado, ambos os sistemas interferem no comportamento dinâmico do outro, o que requer a solução simultânea do problema acústico e estrutural (Desmet, 2002b).

A Figura 2.2 ilustra as possíveis configurações de um problema vibroacústico, com a estrutura discretizada em nós e elementos, o vetor normal n e uma fonte acústica q . A Figura 2.2(a) ilustra aquele com fronteira fechada onde o domínio de interesse é o volume confinado por esta superfície (problema interno), como exemplo pode-se citar o interior de um veículo ou uma sala fechada. Na Figura 2.2(b) o domínio de interesse é o externo sem fronteiras (problema externo), este é o caso de um motor radiando som para

o exterior ou um avião sobrevoando um aeroporto. O caso ilustrado na Fig. 2.2(c) ilustra um problema acústico combinado, onde ambos os domínios são considerados, mas a superfície ainda é fechada, no caso de transmissão de ruído de uma estrada para o interior de uma casa por exemplo. Finalmente, a Fig.2.2(d) ilustra o caso onde a superfície define uma cavidade aberta, como em um violão, uma caixa acústica ou um carro com as janelas abertas por exemplo. Cada um desses problemas requer um equacionamento específico, sendo que nenhuma das técnicas existentes pode resolver todos de forma eficiente.

Figura 2.2 – Possíveis configurações de um sistema vibroacústico quanto ao domínio e condições de contorno: (a) interno, (b) externo, (c) interno/externo e (d) interno com superfície aberta

As seções seguintes tratam da modelagem de sistemas acústicos e vibroacústicos acoplados pelos Métodos dos Elementos Finitos (EF) e o Método dos Elementos de Contorno (EC). O texto que segue se divide em: método dos EF, método dos EC e uma comparação entre ambos os métodos do ponto de vista de esforço computacional e possibilidade de soluções.

2.1.1 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Esse método tem sido amplamente aplicado para resolver problemas de engenharia governados por um conjunto apropriado de equações diferenciais e condições de contorno. O método consiste de dois conceitos: (i) a transformação do problema original em uma formulação integral equivalente e (ii) a aproximação da distribuição das variáveis de campo e da geometria do domínio contínuo por um conjunto de funções de forma.

Através da aplicação desses conceitos, a determinação da distribuição das variáveis de campo no domínio contínuo é aproximada pela determinação dessa distribuição em algumas posições discretas (malha de nós).

A implementação mais utilizada para problemas acústicos harmônicos e no domínio do tempo é baseada na aproximação do campo de pressão. O domínio do fluido V é discretizado por um número finito de elementos e nós. Para um domínio V discretizado por n nós, o campo da pressão acústica p pode ser aproximado por:

$$p(\vec{r}) = \sum_{i=1}^n N_i(\vec{r}) \cdot p_i = [N_i] \cdot \{p_i\} \quad (2.1)$$

Cada função N_i na matriz $[N_i]$ é a função de forma nodal associada com cada nó i . Esta função de forma nodal é nula em todos os nós, exceto no nó i , onde ela assume valor unitário. De acordo com essa função de forma, o vetor $\{p_i\}$ contém as variáveis da pressão acústica para cada nó na malha.

O modelo de elementos finitos para as variáveis de pressão pode ser obtido através da formulação variacional da equação de Helmholtz.

$$\left([K_a] + j\omega [C_a] - \omega^2 [M_a] \right) \cdot \{p_i\} = \{F_a\} \quad (2.2)$$

As matrizes $[K_a]$ e $[M_a]$ são respectivamente as matrizes de rigidez acústica e massa acústica. A matriz de amortecimento $[C_a]$ resulta da impedância das condições de contorno, *i.e.*, a relação entre pressão e velocidade normal na superfície molhada (superfície em contato com o fluido). O vetor de excitação $\{F_a\}$ é resultado da distribuição da fonte externa de excitação acústica e da velocidade normal das condições de contorno.

As matrizes do modelo de EF de um problema acústico são esparsas e, dependendo da numeração dos nós, também são matrizes banda. Para problemas desacoplados, as matrizes são simétricas. As funções de forma são independentes da frequência, portanto as matrizes de massa e rigidez também são independentes da frequência. Dessa forma, as frequências naturais não amortecidas e os modos acústicos podem ser calculados através da solução do auto-problema:

$$\left([K_a] - \omega^2 [M_a] \right) \cdot \{p_i\} = 0 \quad (2.3)$$

Em princípio, o método EF é restrito a problemas acústicos onde o domínio do fluido é delimitado por fronteiras, uma vez que o método se baseia na discretização de um volume finito, ao qual condições de contorno devem ser especificadas na fronteira (Fig 2.2a). No entanto, existem maneiras de estender os conceitos desse tipo de modelagem para problemas acústicos sem fronteira definida, seja em cavidades com aberturas (Fig 2.2d), ou radiação em campo aberto (Fig 2.2b). A descrição desses métodos está fora do escopo dessa dissertação, mas pode ser encontrada na referência Bettess (1992), que fazem uso dos assim denominados Elementos Infinitos, por representarem uma condição de contorno de um domínio sem fronteira respeitando a condição de radiação de Sommerfeld.

MODELOS VIBROACÚSTICOS ACOPLADOS

Em se tratando da simulação de problemas vibroacústicos acoplados, *i.e.*, onde as equações acústicas e estruturais são resolvidas simultaneamente, considerando-se os dois caminhos de interação (fluido $\rightarrow$ estrutura e estrutura $\rightarrow$ fluido), o método acoplado EF/EF é o mais utilizado. Neste tipo de modelagem, uma malha de EF do modelo acústico, baseada na aproximação nodal da pressão, é acoplada com uma malha de EF da estrutura, baseada na aproximação nodal dos deslocamentos, como descrito pela Eqs. 2.4, conhecida como modelo Euleriano.

$$\left(\begin{bmatrix} K_s & K_c \\ 0 & K_a \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} C_s & 0 \\ 0 & C_a \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} M_s & 0 \\ -\rho_0 K_c^T & M_a \end{bmatrix} \right) \cdot \begin{Bmatrix} w_i \\ p_i \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ F_a \end{Bmatrix} \quad (2.4)$$

As matrizes $[K_s]$, $[M_s]$ e $[C_s]$ são, respectivamente, as matrizes de rigidez, massa e amortecimento estruturais. O carregamento de força do fluido na estrutura é proporcional à pressão e aparece através do termo de acoplamento $[K_c]$. O carregamento

de força da estrutura no fluido é proporcional à aceleração e aparece no termo de acoplamento $-\rho_0 K_c^T$, sendo ρ_0 a densidade média do fluido.

Através da Eq. 2.4, pode-se constatar que no modelo Euleriano acoplado, as equações dinâmicas resultam em matrizes não-simétricas, o que resulta em maior esforço computacional para a inversão destas matrizes. Ainda, a solução do auto-problema envolvendo matrizes não-simétricas resulta em grupos distintos de auto-vetores à direita e à esquerda. Uma prática comum para evitar o uso de tais algoritmos (menos eficientes que aqueles dedicados à solução de problemas simétricos) é o uso de técnicas de síntese de componentes modais (*CMS* do inglês *Component Mode Synthesis*). Desta forma, os GDL estruturais são expressos em termos dos N_s modos estruturais ϕ_s desacoplados (estrutura em vácuo) oriundos de um auto-problema simétrico, bem como os GDL acústicos são expressos em termos dos N_a modos acústicos ϕ_a do sistema com fronteira rígida (Eq. 2.3).

$$\{w\} = \sum_{r=1}^{N_s} q_{sr} \{\phi_s\}_r = [\phi_s] \{q_s\} \quad (2.5)$$

$$\{p\} = \sum_{r=1}^{N_a} q_{ar} \{\phi_a\}_r = [\phi_a] \{q_a\} \quad (2.6)$$

onde q_s e q_a são, respectivamente, as amplitudes modais estruturais e acústicas.

Substituindo os componentes modais das Eqs. 2.5 e 2.6 na Eq. 2.4, e pré-multiplicando as equações estrutural e acústica pelos respectivos componentes modais transpostos, permite reescrever a Eq. 2.4 em termos dos modos desacoplados resulta em:

$$\left(\begin{bmatrix} \tilde{K}_s & \Phi_s^T K_c \Phi_a \\ 0 & \tilde{K}_a \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} \tilde{C}_s & 0 \\ 0 & \tilde{C}_a \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} \tilde{M}_s & 0 \\ -\rho_0 \Phi_s K_c^T \Phi_a^T & \tilde{M}_a \end{bmatrix} \right) \cdot \begin{Bmatrix} q_s \\ q_a \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Phi_s^T F_s \\ \Phi_a^T F_a \end{Bmatrix} \quad (2.7)$$

onde o símbolo $\sim$ denota matrizes modais.

Desta forma, o sistema acoplado vibroacústico pode ser expresso em termos dos modos desacoplados dos componentes acústicos e estruturais. Contudo, as vantagens em termos de esforço computacional com o uso de CMS não são tão promissoras. Como os modos acústicos desacoplados são calculados considerando-se as fronteiras rígidas, uma representação acurada do campo de pressão em regiões próximas a superfície vibrante (no caso acoplado) requerem que um grande número de modos acústicos (N_a) seja

retido no CMS, o que limita a aparente vantagem deste método sobre a solução direta da formulação Euleriana (Desmet, 1998).

2.1.2 MÉTODO DOS ELEMENTOS DE CONTORNO

Nas últimas duas décadas, o método dos Elementos de Contorno (EC) se tornou uma alternativa para resolver problemas de engenharia com domínios sem fronteira (Fig 2.2b). Esse método pode ser baseado nas formulações Direta ou Indireta. Estas formulações relacionam a distribuição das variáveis de campo no domínio contínuo com a distribuição de algumas variáveis de contorno na superfície de contorno do domínio (Brebbia *et al.*, 1984; Ciskowski & Brebbia, 1991).

Em geral, o método de EC tem dois passos no processamento de uma solução. No primeiro, a distribuição das variáveis de contorno deve ser determinada. No segundo, as variáveis de campo em qualquer ponto do meio contínuo podem ser obtidas utilizando o resultado do primeiro procedimento.

Da mesma forma que o método EF, o método EC é baseado na discretização do problema original, o que diminui o problema de determinação das variáveis de campo, no problema de determinar um conjunto discreto de variáveis em pontos específicos da superfície de contorno. Assim, obtém-se um conjunto de equações algébricas que podem ser numericamente resolvidas. Para tanto, assim como para EF, o método dos EC requer: (i) a transformação do problema de contorno numa formulação colocacional ou variacional e (ii) a aproximação da geometria da superfície de contorno e das variáveis de contorno por funções de forma (Desmet, 2002b).

O uso de elementos permite a transformação do problema original de determinação da distribuição das variáveis de campo na superfície de contorno pela sua determinação em algumas posições discretas de acordo com os elementos de contorno, o que resulta em um conjunto de equações algébricas que pode ser resolvido numericamente.

MÉTODO DE ELEMENTOS DE CONTORNO DIRETO COLOCACIONAL

A Formulação Direta Integral de Contorno relaciona a pressão em qualquer ponto do campo acústico com a distribuição de pressão e a velocidade normal em uma superfície de contorno fechada do domínio acústico. Aqui, o termo ‘direto’ indica que

as variáveis de contorno, ou seja, as distribuições da pressão e da velocidade normal têm significado físico direto (Ciskowski & Brebbia, 1991).

Para problemas exteriores à superfície de contorno fechada (Fig 2.2b), a pressão $p(\vec{r})$ em qualquer ponto do domínio V acústico, não pertencente ao contorno, pode ser expressa por:

$$p(\vec{r}) \cdot C(\vec{r}) = \int_{\Omega_a} \left[p(\vec{r}_a) \cdot \frac{\partial G(\vec{r}, \vec{r}_a)}{\partial n} + j\rho_0 \omega v_n(\vec{r}_a) \cdot G(\vec{r}, \vec{r}_a) \right] \cdot d\Omega(\vec{r}_a) \quad (2.8)$$

sendo $p(\vec{r}_a)$ e $v_n(\vec{r}_a)$ a distribuição de pressão e de velocidade normal na superfície de contorno fechada Ω_a . A direção n , normal a superfície Ω_a , tem orientação positiva de acordo com o domínio acústico V . A função $G(\vec{r}, \vec{r}_a)$ é a função de Green a qual representa a pressão no campo livre em um ponto $\vec{r}$ devido a um ponto de excitação no ponto $\vec{r}_a$, definida no espaço tridimensional por:

$$G(\vec{r}, \vec{r}_a) = \frac{e^{-jk|\vec{r}-\vec{r}_a|}}{4\pi|\vec{r}-\vec{r}_a|} \quad (2.9)$$

Ainda, para posições $\vec{r}$ localizadas fora do domínio V , o coeficiente $C(\vec{r})$ é unitário, para posições $\vec{r}$ localizadas no interior do domínio V , o coeficiente $C(\vec{r})$ é nulo e para posições $\vec{r}$ localizadas na superfície de contorno Ω_a , o coeficiente $C(\vec{r})$ representa o ângulo sólido externo do vetor normal, como fração de 4π (no caso de um vetor unicamente definido, este valor é igual a 1/2).

Para problemas interiores à superfície de contorno fechada (Fig 2.2a), a formulação integral direta é similar ao caso anterior para problemas exteriores. A direção n , normal a superfície Ω_a , têm orientação positiva no domínio acústico V . O coeficiente $C(\vec{r})$ é unitário para posições $\vec{r}$ localizadas no interior do domínio, 0 para posições $\vec{r}$ localizadas no exterior do domínio e, para posições $\vec{r}$ localizadas na superfície de contorno, o ângulo sólido interno do vetor normal, (novamente, com valor igual a 1/2 no caso de vetores unicamente definidos).

Na solução de qualquer problema envolvendo a formulação direta (Eq. 2.8), dois passos são necessários. Inicialmente, a distribuição de pressão e velocidade normal na

superfície de contorno são determinadas. No segundo passo, a pressão em qualquer ponto interior ou exterior do meio acústico pode ser obtido a partir desta formulação.

A determinação das duas variáveis de contorno (pressão e velocidade normal) é baseada nos mesmos conceitos de modelagem utilizados no método dos EF. A superfície de contorno é discretizada em um número finito de superfícies, denominados Elementos de Contorno, e nós são definidos para cada elemento. De maneira similar ao método dos EF, as soluções para as duas variáveis de contorno são aproximadas por um conjunto de funções de forma predefinidas. Dessa maneira, a solução do problema se resume em encontrar a contribuição das funções de forma para um problema discreto, ou seja, as pressões p_i e as velocidades normais v_{ni} para posições discretas, que são obtidos normalmente pela formulação colocacional. Sendo assim, a Formulação Direta é aplicada para cada posição nodal da superfície de contorno. Se n_n forem os nós, n_n serão as equações algébricas e $2n_n$ os valores nodais p_i e v_{ni} obtidos. Finalmente, essas equações podem ser escritas em termos matriciais:

$$[A] \cdot \{p_i\} = j\rho_0 \omega [B] \cdot \{v_{ni}\} \quad (2.10)$$

onde as matrizes $[A]$ e $[B]$ relacionam os valores de pressão e velocidade nodais.

MÉTODO DE ELEMENTOS DE CONTORNO INDIRETO VARIACIONAL

Problemas acústicos relacionados com o meio exterior e com a superfície de contorno aberta (Fig 2.2-d) ou problemas combinados envolvendo os meios interiores e exteriores (Fig 2.2-c) podem ser resolvidos pela Formulação Indireta Integral de Contorno. Essa metodologia relaciona a pressão em qualquer ponto do campo acústico com a distribuição do potencial de mono-camada $\sigma(\vec{r}_a)$ e potencial de dupla-camada $\mu(\vec{r}_a)$ na superfície de contorno Ω_a .

$$p(\vec{r}) = \int_{\Omega_a} \left[\mu(\vec{r}_a) \cdot \frac{\partial G(\vec{r}, \vec{r}_a)}{\partial n} - \sigma(\vec{r}_a) \cdot G(\vec{r}, \vec{r}_a) \right] \cdot d\Omega(\vec{r}_a) \text{ para } (\vec{r} \in V \setminus \Omega_a) \quad (2.11)$$

O potencial de mono-camada é a diferença entre o gradiente da pressão normal entre ambos os lados da superfície de contorno, e o potencial de dupla-camada é a diferença de pressão entre ambos os lados da superfície, como definido pelas Eqs. 2.12 e 2.13.

$$\sigma(\vec{r}_a) = \frac{\partial p(\vec{r}_a^+)}{\partial n} - \frac{\partial p(\vec{r}_a^-)}{\partial n} \quad (2.12)$$

$$\mu(\vec{r}_a) = p(\vec{r}_a^+) - p(\vec{r}_a^-) \quad (2.13)$$

As posições $\vec{r}_a^+$ e $\vec{r}_a^-$ indicam as posições na superfície de contorno do lado positivo e negativo à direção normal n . O potencial de mono-camada pode ser considerado com uma distribuição de fontes acústicas do tipo mono-polo na superfície de contorno. O potencial de dupla-camada pode ser considerado como a distribuição de fontes do tipo dipolo na superfície de contorno (Desmet, 2002b).

O método dos EC Indireto é baseado na Formulação Indireta da Integral de Contorno para problemas acústicos com superfície de contorno aberta (Eq. 2.11). Combinando problemas acústicos interiores e exteriores com superfície de contorno aberta ou fechada, esta metodologia pode ser dividida em duas partes. No primeiro passo, os potenciais de mono-camada e dupla-camada para a superfície de contorno são determinados. No segundo passo, a pressão em qualquer ponto do domínio acústico é determinada pela Formulação Indireta da Integral de Contorno, utilizando os resultados obtidos do primeiro passo.

Da mesma forma que a formulação direta, as soluções para as duas variáveis de contorno, os potenciais de mono e dupla-camada, são aproximadas por funções de forma nodais em uma superfície de contorno discreta. As contribuições das funções de forma para a solução representam o potencial de mono-camada σ_i e o potencial de dupla-camada μ_i em localizações discretas da superfície de contorno. Estes potenciais são obtidos através da Formulação Indireta da Integral de Contorno (Eq. 2.11) e as condições de contorno. A imposição de condição estacionária resulta em uma matriz simétrica de equações para a solução das variáveis nodais, descritas por:

$$\begin{bmatrix} E & D \\ D^T & F \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \sigma_i \\ \mu_i \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \tilde{f}_\sigma \\ \tilde{f}_\mu \end{Bmatrix} \quad (2.14)$$

Nesta formulação, as condições de contorno aparecem de forma explícita. As condições impostas de pressão e velocidade normal aparecem nos vetores $\{\tilde{f}_\sigma\}$ e $\{\tilde{f}_\mu\}$, respectivamente, e as condições de impedância aparecem nas matrizes $[D]$ e $[E]$.

PROBLEMAS VIBROACÚSTICOS ACOPLADOS

Para problemas vibroacústicos acoplados, os sistemas acústico e estrutural devem ser resolvidos simultaneamente. Neste caso, uma possível solução para problemas interiores acoplados ou exteriores com superfície fechada é o acoplamento EF/EC Direto para o modelo estrutura/fluido (Eq. 2.10).

A continuidade entre a estrutura e os deslocamentos normais ao fluido na interface da superfície acoplada é considerada através da matriz de transformação $[T]$ (Eq. 2.15). Essa matriz relaciona os valores das velocidades no fluido normais v_{ni} nos nós da malha acústica de elementos de contorno com os deslocamentos w_i nos nós da malha estrutural de elementos finitos,

$$\{v_{ni}\} = j\omega [T] \cdot \{w_i\} \quad (2.15)$$

Assumindo que toda a superfície de contorno acoplada consiste de uma superfície estrutural elástica, o modelo do acoplamento pode ser descrito pela Eq. 2.16.

$$\begin{bmatrix} K_s + j\omega C_s - \omega^2 M_s & L_c \\ \rho_0 \omega^2 B(\omega) \cdot T & A(\omega) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} w_i \\ p_i \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{si} \\ F_{ai} \end{Bmatrix} \quad (2.16)$$

A matriz de acoplamento $[L_c]$ é calculada através do carregamento acústico na superfície elástica. Contudo, softwares como o LMS.Sysnoise (1998) modelam a interação fluido/estrutura nestes casos como um carregamento de massa, reduzindo a solução do auto problema estrutural para:

$$\left([K_s] - \omega^2 [M_s + M_a] \right) \cdot \{w_i\} = 0 \quad (2.17)$$

Entretanto, para problemas vibroacústicos acoplados com superfície de contorno aberta ou problemas vibroacústicos acoplados interiores e exteriores combinados, o modelo estrutural de EF pode ser acoplado com o modelo de EC Indireto (Eq. 2.14). Assumindo novamente que toda a superfície de contorno acoplada consiste de uma superfície estrutural elástica, o modelo do acoplamento pode ser descrito pela Eq. 2.18.

$$\begin{bmatrix} K_s + j\omega C_s - \omega^2 M_s & L_c \\ L_c^T & \frac{1}{\rho_0 \omega^2} F(\omega) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} w_i \\ \mu_i \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{si} \\ F_{ai} \end{Bmatrix} \quad (2.18)$$

A matriz de acoplamento $[L_c]$ e sua transposta, são calculadas através do carregamento acústico em ambos os lados da superfície elástica e da continuidade entre o deslocamento estrutural e fluídico na interface do acoplamento, resultando em um sistema simétrico, mas ainda dependente da frequência.

2.1.3 COMPARAÇÃO ENTRE OS MÉTODOS DOS EF E DOS EC

O método dos elementos finitos resolve problemas acústicos não-homogêneos, ou seja, é possível que um mesmo modelo tenha vários elementos com propriedades distintas, na simulação de uma cavidade onde haja vários fluidos, ou mesmo estrutura e fluido no mesmo modelo, o que não é possível com Elementos de Contorno, onde todo o domínio deve ter as mesmas propriedades.

No entanto, a fim de obter acuidade com um modelo de EF, são requeridos pelo menos 6 elementos por comprimento de onda. Portanto, o número de elementos do modelo aumenta conforme a frequência máxima de interesse (El-Masri *et al.* 2002). Isso implica em modelos que requerem grande quantidade de memória e esforço computacional. Além disso, as quantidades dinâmicas como velocidade e intensidade acústicas são calculados a partir da pressão acústica, o que resulta em perda de acuidade, uma vez que a pressão acústica é uma aproximação polinomial (Desmet, 2002b).

O método dos EC oferece algumas vantagens em relação ao método dos EF. Entre eles podem ser destacados, a acuidade no cálculo de velocidade e intensidade sonora, a dimensão dos modelos e a capacidade de solução de problemas externo/interno, em cavidades abertas e estruturas radiando para o campo livre. Problemas envolvendo cavidades abertas e radiação para campo livre devem satisfazer a condição de Sommerfeld, que é automaticamente satisfeita através das formulações integrais no método dos EC (Desmet 2002b).

Contudo, apesar do tamanho das matrizes serem menores nos EC, como dito anteriormente, elas não são esparsas como nos EF. Além disso, elas são assimétricas e os coeficientes são complexos, o que torna o cálculo mais difícil e lento. A função de Green (Eq. 2.9) é dependente da frequência, o que resulta em problemas de autovalores também dependentes da frequência.

Considerando o esforço computacional para resolver problemas acústicos, duas características podem ser identificadas em relação aos métodos descritos: (i) As matrizes dos modelos dos elementos finitos são esparsas, simétricas e possuem coeficientes reais e independentes da frequência. Dessa forma, a maior parte do esforço computacional é utilizado na solução de grandes modelos com vários graus de liberdade. O que, por outro lado, não ocorre com o método dos elementos de contorno. (ii) Neste caso, o esforço de solução se beneficia do fato dos modelos serem menores, com menos GdL, no entanto, requerendo um grande esforço computacional para construir as matrizes cheias, não simétricas, com coeficientes complexos e dependentes da frequência.

Como resultado, comparando o esforço computacional para resolver problemas interiores, o método dos EC não é tão eficiente como o método dos EF, que dispõe de algoritmos eficientes para inversão de matrizes esparsas. A vantagem do método dos EC se tornam evidentes para a solução de problemas acústicos em cavidades abertas e de radiação acústica externa.

2.2. ANÁLISE MODAL VIBROACÚSTICA

Os efeitos relacionados à excitação de modos acústicos em cavidades (abertas ou fechadas) é conhecido há séculos pela humanidade, e o domínio dessa técnica pode ser visto nos inúmeros instrumentos musicais que utilizam este artifício, como órgãos de tubo, e grande parte dos instrumentos de sopro e metais. O mesmo pode-se dizer quanto à vibroacústica, se observados instrumentos como os da família de cordas ou o piano, nos quais vibrações das cordas são amplificadas por cavidades acústicas e superfícies de radiação (Johnston, 1989; Rossing, 1990). Contudo uma abordagem científica do assunto data somente do século XIX com a publicação de J.W.S. Rayleigh intitulada “*The Theory of Sound*”, sendo que procedimentos experimentais para análise modal acústica e vibroacústica só foram possíveis após a segunda metade do século XX (Wyckaert, *et al.* 1996).

O interesse renovado no tópico tem origem em três fatores: (i) As crescentes demandas por redução de ruído nas atividades humanas, (ii) várias das novas técnicas de simulação, teste e controle são baseadas na análise modal e recentemente, (iii) os avanços nas técnicas e instrumentação para análise modal experimental estrutural

permitiram a aplicação destas práticas em sistemas acústicos e vibroacústicos (Augusztinovicz, 1998).

Um dos primeiros trabalhos que se tem registro sobre a modelagem de uma cavidade com parede flexível é o de Lyon (1963). O artigo trata apenas da formulação analítica do problema, dividida em três tipos: (i) para frequências baixas, nas quais a parede flexível e o volume da cavidade são controladas pela rigidez, (ii) para frequências nas quais somente a parede é ressonante, e (iii) para frequências nas quais a parede e o espaço acústico têm comportamento ressonante.

Gladwell (1966) foi pioneiro no estudo da interação fluido-estrutura, mas seus estudos iniciais também privilegiam apenas a formulação analítica. Utilizando a formulação variacional, que tem sua base no princípio de Hamilton para um sistema dinâmico conservativo, o autor leva em conta o fator de amortecimento do sistema estrutural. Após a obtenção das equações de movimento de uma placa e as equações de onda para o fluido, calcula-se o Lagrangiano para os elementos acústicos e estruturais.

Provavelmente um dos primeiros testes modais acústicos, válido somente para problemas unidimensionais, foi realizado por Smith (1976) e estendido para problemas tridimensionais por Kung & Singh (1985), no que representa a solução para a Eq. 2.3. Desde então novas técnicas vêm sendo propostas para melhorar a qualidade dos dados obtidos nestes testes e aumentar as possibilidades de FRFs medidas, já que atualmente, a única grandeza de saída que pode ser medida com acuidade é pressão. Ainda, outro desafio da análise modal acústica é a forma de excitação, já que esta requer uma fonte de velocidade de volume bem controlada.

Augusztinovicz (1998) chama a atenção para o fato de um auto-falante não ser um excitador ideal, já que sua excitação é plana apenas para uma estreita banda de frequência. Pode-se alcançar uma melhoria na excitação de baixa frequência montando o auto-falante em uma caixa selada (as caixas com aberturas para aumento dos graves devem ser evitadas). Uma boa medição da velocidade de volume gerada por estes excitadores é obtida com um microfone montado no interior da caixa selada. Se esta for suficientemente pequena (com a primeira ressonância maior que a frequência máxima de interesse) pode-se obter uma relação entre a pressão e a velocidade de volume excitada. A calibração deste sistema pode ser feita conectando-se outra cavidade na frente do auto-falante e medindo-se as duas pressões.

Em termos dos sinais de saída, o uso de um ou mais microfones se assemelha ao uso de acelerômetros em análise modal experimental, ficando sujeitos a problemas de inconsistência temporal no caso do uso de poucos sensores que percorrem todo o sistema, ou de modificação da dinâmica do sistema no caso do uso de muitos sensores simultaneamente. O uso de uma matriz de microfones pode ser dispendioso, mas Long, *et al.* (1992) mostram que sensores de baixo custo podem exibir bons resultados, dependendo de uma calibração apropriada.

Wyckaert, *et al.* (1996) mostram em seu artigo que é possível aplicar as equações da análise modal estrutural na análise modal acústica e dão exemplos de experimentos em cavidades para obtenção dos parâmetros modais. Talvez uma das propriedades mais importantes dos ensaios vibroacústicos levantados neste trabalho é o da reciprocidade. Segundo esta propriedade, uma FRF vibroacústica calculada a partir de um sinal de aceleração (saída) e a velocidade de volume da fonte (entrada) é igual à FRF calculada entre a pressão no ponto de excitação acústica (saída) e força no ponto do acelerômetro (entrada).

Graças a propriedade de reciprocidade, é possível colocar fontes acústicas nos pontos onde se deseja obter a pressão, e acelerômetros nos pontos de entrada de força. Por exemplo, com a fonte acústica próxima a cabeça do motorista, e pontos de aceleração nos coxins da suspensão de um veículo, pode-se calcular FRFs vibroacústicas para predição da pressão no ouvido do motorista devido a forças de pista que passam pela suspensão como em Gade *et al.* (2004).

Kim & Lee (1998) apresentaram uma nova teoria baseada em coeficientes de acoplamento modal para o estudo do comportamento vibroacústico de uma cabine de automóvel de passageiros. Para a validação experimental, utilizam um protótipo feito de acrílico para a obtenção dos modos vibroacústicos, excitando o sistema com um excitador eletrodinâmico e medindo a resposta com microfones. Lim (2000) estuda a contribuição de painéis automotivos para a pressão sonora no interior de cabines através de uma modelagem híbrida. Esta metodologia utiliza termos calculados teoricamente, como a sensibilidade acústica, termos derivados de modelos de EF e espectros acústico-estruturais obtidos experimentalmente. Este trabalho faz uso de medições de pressão dentro da cavidade do alto-falante para o cálculo de FRFs vibroacústicas

Van der Linden & Varet (1996) estudaram a influência do painel e outros componentes geradores de ruído em um automóvel no nível de pressão sonora no

interior da cabine, utilizando medições de pressão sonora e velocidade de volume do fluido. Foram feitos testes experimentais em baixa frequência com o veículo em operação normal.

No que se diz respeito a excitação acústica, uma solução para médias frequências foi apresentada recentemente utilizando-se dois microfones para determinação da aceleração do volume de fluido. Tal atuador acústico mostrou-se eficiente na medição de modos acima de 200 Hz, conforme estudo realizado por Rossetto *et al.* (2002), mas a excitação de frequências mais baixas ainda é um desafio. Recentemente Gade *et al.* (2004) demonstram o desenvolvimento e uso de uma fonte de velocidade de volume calibrada baseada em uma fonte acústica comercial e um aparato com dois microfones para a estimativa da velocidade.

Neste contexto, Sitter *et al.* (2002) utilizam conceitos da análise modal operacional para um sistema vibroacústico. A vantagem deste método é que não há necessidade de se medir a excitação no caso do uso de um excitador acústico.

2.3. PROJETO DE SISTEMAS DE CONTROLE

Um dos objetivos deste trabalho é estudar abordagens mais eficientes de aplicação de atuadores, sensores e estratégias de controle, com a motivação específica de controle de ruído em baixa frequência e qualidade sonora. Para tanto, o desenvolvimento do sistema de controle deve considerar os fenômenos físicos envolvidos nos mecanismos de geração e transmissão de ruído. Sistemas de controle podem se dividir em várias categorias como de realimentação ou alimentação direta (Fig.2.3), centralizado ou descentralizado, invariante no tempo ou adaptativo, de coordenadas físicas ou coordenadas modais, etc. Esta revisão procura abordar as configurações mais relevantes para o controle de ruído, suas vantagens e desvantagens.

O uso de sistemas de controle ativo de realimentação e alimentação direta (Fig. 2.3), alteram as propriedades dinâmicas do sistema, seja ele estrutural ou acústico, como demonstrado por Burdisso & Fuller (1992), o que torna necessária a abordagem unificada deste sistema (Preumont, 1997).

Sistemas de realimentação são utilizados em várias aplicações de controle de ruído. Um das vantagens no uso desta configuração é a sua relativa simplicidade, por exemplo, o uso de um sinal de referência, e muitas vezes mesmo um modelo do sistema não se fazem necessários. Tais fatores resultam em complexidade reduzida e menores

custos. Contudo, tais sistemas de controle são quase sempre sujeitos à instabilidade, além de apresentarem limitações de desempenho dependendo do tempo de atraso da malha fechada, já que não é possível construir controladores sem acréscimo de fase (Nelson & Elliott, 1992; Kataja, 2004). O tempo de atraso é definido pela soma dos diversos atrasos em cada etapa da malha (sensores, controlador, atuadores e planta).

Figura 2.3 – Diagrama de blocos de sistemas de controle
(a) de realimentação e (b) alimentação direta (adaptativo)

O atraso na planta pode ser diminuído, aproximando-se os sensores dos atuadores, o que também resulta em maior estabilidade. Quando um par sensor/atuador é colocado, ou seja, quando sensor e atuador estão conectados ao mesmo GdL, um sistema de realimentação tem estabilidade garantida independentemente do ganho de realimentação. Este é provavelmente um dos aspectos que torna esta uma das técnicas mais práticas de controle ativo, resultando em um sistema de controle simples com estabilidade garantida (Preumont, 2002).

Henriouille & Sas (2003) verificam experimentalmente o controle ativo de transmissão de ruído de uma placa retangular utilizando um sistema de controle colocado. Para implementação do sistema de controle de velocidade de volume foi utilizado um par sensor/atuador que mede e atua sobre o primeiro modo de radiação da placa. Esta configuração é vantajosa do ponto de vista de implementação do controle, já que requer um controlador SISO, no caso, de realimentação. Ainda, foram testadas duas configurações para o par sensor-atuador, a primeira com sensor e atuador em moldados em PVDF, com redução de 10dB para a primeira ressonância da estrutura e a segunda consiste de 12 sensores espalhados sobre a placa e um filme de PVDF como atuador com redução de 10 – 15 dB abaixo de 300 Hz. No caso do sensor/atuador em PVDF, foi utilizada a realimentação integral de força, de forma a evitar uma eventual desestabilização dos modos acima da banda de frequência útil do controlador.

Muitos algoritmos de controle vêm sendo desenvolvidos especialmente para o controle ativo de ruído, entre os quais destacam-se os controles adaptativos de alimentação direta. Uma forma comum de aplicação de sistemas de alimentação direta faz uso de sensores de erro em um esquema adaptativo, ou seja, parâmetros do sistema de controle podem ser modificados baseado no resultado obtido com a ação de controle (linha tracejada na Fig. 2.3b). Isto permite o controle de sistemas variantes no tempo e, em geral, tem como objetivo minimizar o sinal de erro.

Um método que permite o uso do sinal de erro para a modificação iterativa dos parâmetros de controle é o método recursivo dos mínimos quadrados. Uma desvantagem deste método é a necessidade de inversão de matrizes. A alternativa para o uso deste método é a busca pelo ótimo global através do gradiente, obtido com a derivada da função objetivo em relação aos parâmetros. O algoritmo que permite esta otimização é denominado método das mínimas médias quadráticas (LMS do inglês *Least Mean Square*). Ainda, o sinal de saída do controlador tem um caminho até os sensores de erro que modifica a função transferência entre a fonte secundária e os sensores de erro, e pode afetar inclusive os sinais de entrada prejudicando a estabilidade do sistema. A Figura 2.4 ilustra um controlador adaptativo que faz uso de um pré-filtro (PS) baseado nas características do caminho da fonte secundária (S) proposto por Widrow & Stearns (1985) denominado Controle Filtrado X-LMS.

Figura 2.4 – Sistema de controle adaptativo filtrado X-LMS

Este é um sistema de controle com algoritmo relativamente simples, eficiente e que geralmente oferece uma performance satisfatória, e por isso é uma das técnicas mais aplicadas em controle de ruído (Sas *et al.* 2002), também encontrando aplicações em controle de vibração (Lee & Lee, 2000; Olsson, 2006), em controle acústico-estrutural (Nakaji *et al.*, 1999; Berkhoff, 2000; Camino *et al.*, 2005) e mais recentemente, em um sistema de controle (para ruídos periódicos) que funciona como um equalizador (Kuo *et al.* 2006) e portanto apresenta um efeito considerável na qualidade sonora.

Um aspecto importante da configuração de um sistema de controle com múltiplos sensores e atuadores, é a forma com que estes estão conectados à central de processamento. Na estratégia de controle centralizada todos os sensores e atuadores se comunicam com um sistema central, o que pode resultar em um sistema mais eficiente mas que por outro lado apresenta dificuldades de instalação. No caso do sistema implementado por Elliott *et al.* (1990) a massa de todos os auto-falantes, microfones e central de controle equivale a massa dos cabos necessários para esta instalação, o que é crítico do ponto de vista de custo operacional, principalmente na indústria aeronáutica. Esta desvantagem pode ser drasticamente reduzida no caso de sistemas descentralizados onde cada par sensor/atuador é uma unidade independente.

Baumann *et al.* (2004) mostram que um sistema de controle descentralizado pode oferecer diversas vantagens em relação a sua versão centralizada para grandes estruturas com vários sensores e atuadores. Além das vantagens de instalação, o controlador descentralizado é computacionalmente mais econômico e mais robusto a falha de um dos sensores ou atuadores. Ainda, para o caso em estudo, com ganhos otimizados, a versão centralizada apresenta pouca ou nenhuma melhoria em eficiência, mesmo se considerado um limite superior no desempenho dos atuadores.

Sistemas de controle analógicos tem a vantagem de apresentar baixos tempos de atraso, contudo, depois de construídos são de difícil alteração, o que os torna pouco robustos à modificações das condições de operação. Enquanto isso, sistemas de controle digitais podem ser implementados em configurações adaptativas, mas como dependem de conversores A/D D/A, filtros, etc, em geral apresentam maiores tempos de atraso (Kataja, 2004).

Baseados em suas observações sobre controle de sistemas SISO, Burdisso & Fuller (1992) propõem uma metodologia para o desenvolvimento de sistemas de controle dividida em duas partes: inicialmente o sistema é otimizado em termos dos seus parâmetros modais, seja para o controle vibracional ou acústico. O segundo passo consiste do projeto do sistema de controle, atuadores e sensores, de maneira a permitir a leitura e atuação desejados em relação aos parâmetros modais. Desta forma, obtém-se o denominado sistema de controle modal que tem como principais vantagens, a robustez em termos da variação das fontes de distúrbio, além de ser válido para fenômenos de banda estreita e banda larga.

A Tabela 2.1 confronta algumas vantagens e desvantagens de cada uma das abordagens de controle: a clássica, baseada em coordenadas físicas e o controle modal. Observa-se que em relação ao controle de ruído, o controle modal mostra algumas vantagens, principalmente no que se diz respeito ao controle global de energia e a economia de energia de atuação, já que é possível controlar somente o conjunto de modos de maior influência, como mencionado anteriormente. Por outro lado este tipo de controlador requer um modelo acurado do sistema para a construção de filtros modais para os sinais de entrada e saída, além de apresentarem pouca eficiência no controle de frequências entre ressonâncias (Sas *et al.* 2002).

Tabela 2.1 – Comparação de coordenadas para uso em técnicas de controle

Coordenadas Físicas	Coordenadas Modais
Ideal para controle local, requerendo, no caso de controle global, a otimização de posicionamento de sensores e atuadores e processamento de sinais.	Ideal para controle global de energia, apesar de requerer o conhecimento prévio dos modos e frequências de vibração do sistema.
Mínimo processamento prévio de sinais, porém torna-se necessário o uso de filtros adaptativos para controle em banda larga	Atuação do controlador somente nos modos desejados, sem interferência. Para controle em banda larga é preciso apenas um filtro adaptativo de um coeficiente para cada modo.
Fácil implementação.	Faz-se necessária a transformação de coordenadas na entrada e na saída.

Em geral, a abordagem adotada no projeto de sistemas de controle se concentra na escolha do número e localização de sensores e atuadores, buscando com isso uma configuração ótima para o controle desejado (de Fonseca *et al.*, 1999; Oliveira *et al.*, 2005).

Ainda, de Fonseca *et al.* (1999) apresentam uma metodologia de otimização de posicionamento de atuadores e sensores em um sistema de controle de ruído. O objeto de estudo é um painel duplo, do qual se pretende melhorar as propriedades de transmissão sonora em baixas frequências. Inicialmente se propõe um modelo para o conjunto sistema de controle e sistema vibroacústico. Isto permite uma análise simultânea do desempenho do sistema de controle, tanto acústico como estrutural, baseado na média de redução de energia sonora irradiada. Como resultado da

otimização, o melhor método de gradiente testado se mostrou mais eficiente que algoritmos genéticos e método de perturbação aleatória do gradiente. De maneira similar, Oliveira *et.al.* (2005) apresentam uma comparação entre diversos métodos de otimização de posicionamento e ganho de realimentação para o controle de vibração e ruído radiado de uma placa, onde observa-se que o melhor controle de vibração difere do melhor controle de ruído.

2.4. CONTROLE ATIVO DE RUÍDO E CONTROLE ATIVO ACÚSTICO-ESTRUTURAL

O conceito de controle ativo de ruído por meio da adição de um campo acústico destrutivo é relativamente antigo, considerando-se que a primeira patente de um sistema de controle de ruído em dutos data de 1936 (Lueg, 1936). Esta patente prevê o uso de um microfone que mede o distúrbio (Fig.2.5), o sinal é processado por um sistema de controle (indicado por V' na Fig.2.5) que aplica o atraso e ganho necessários para que um auto-falante posicionado mais adiante gere o campo secundário idêntico ao primário mas com ângulo de fase oposto. Este fenômeno de cancelamento de som é facilmente visualizado neste tipo de sistema, onde pode-se aplicar a hipótese simplificadora de ondas planas que se propagam no comprimento do tubo (tornando o problema unidimensional). De fato, este é exatamente o processo utilizado atualmente por sistemas de controle de ruído, que só se tornaram produtos comerciais por volta dos anos 1990. A dificuldade em aplicar os conceitos visionários de Lueg reside exatamente na implementação de tal sistema de controle em V' , que só foi possível após o popularização de sistemas de processamento digital de sinais (Elliott, 1994).

Figura 2.5 – Ilustração da patente de Lueg (1936)

Com a disponibilidade de tais processadores, que com o tempo ganharam velocidade, se tornaram mais compactos, acessíveis, e com o conseqüente desenvolvimento de softwares e hardwares dedicados à aquisição, condicionamento e geração de sinais, torna-se possível instrumentar uma estrutura com sensores e atuadores, regidos por leis de controle, que modificam as características dinâmicas do

sistema original, constituindo um sistema único, com propriedades de resposta distintas do sistema original. Segundo Preumont (2002), o nível de interação entre os diversos elementos desta cadeia torna impossível a abordagem de cada subsistema separadamente.

As aplicações destes sistemas de controle são empregadas com sucesso em controle de movimento de máquinas, controle de voo e até processos químicos, mas o seu uso não é tão difundido em controle de ruído. Isto se deve, entre outros fatores, a dificuldade de se projetar um sistema de controle de realimentação estável e eficiente frente aos tempos de atraso entre sensores (microfones) e atuadores (auto-falantes), que podem resultar em instabilidade do sistema.

Estes tempos de atraso estão relacionados com o ângulo de fase da FRF entre sensor e atuador, e, conseqüentemente, com os pólos e zeros do sistema (Preumont, 2002). Por exemplo, no caso de um tubo com extremidades abertas (Fig.2.6), as frequências naturais e modos acústicos (em termos de pressão) podem ser descritos como nas Eqs. 2.19 e 2.20.

$$\omega_n = \frac{nc_0}{2\pi(L + 0,8d)} \quad (2.19)$$

$$p_n(r) = \text{sen}\left(n \frac{\pi r}{L}\right). \quad (2.20)$$

onde ω_n é a frequência natural, n é número do modo, L o comprimento e d o diâmetro do tubo, p é a pressão e r a posição no interior do tubo.

A Figura 2.7 ilustra um controle acústico de realimentação consistindo de um auto-falante na entrada do tubo e um microfone, cuja posição pode ser escolhida ao longo do tubo. O gráfico na Fig. 2.7 mostra a frequência dos pólos e zeros da FRF entre sensor e atuador em função da posição do sensor. Pode-se observar que os pólos permanecem inalterados (já que são uma característica do sistema) enquanto os zeros migram para frequências mais altas com o distanciamento do sensor.

Num controle colocado, sensor e atuador estão conectados ao mesmo GdL (Fig. 2.7 caso I). Nesta condição garante-se a propriedade de pólos e zeros alternados com ângulo de fase limitado em $\pm 180^\circ$ e, conseqüentemente, estabilidade incondicional. Para os 10 primeiros modos ilustrados, a condição de pólos e zeros alternados se mantém

mesmo quando sensor e atuador não estão estritamente colocados, até aproximadamente 0,1m (caso II). Qualquer modificação além deste limite resulta na falha desta condição.

Figura 2.6 – Tubo aberto-aberto e modos acústicos

Figura 2.7 – Tubo aberto-aberto com sistema de controle de realimentação e frequência dos pólos (--) e zeros (–) em função da posição do sensor

Outra forma de observar os três casos descritos anteriormente, é através do lugar das raízes (Fig. 2.8a). Observa-se que os sistemas de controle apresentam comportamentos distintos, e que em particular para o caso III, o sistema pode se tornar

instável, já que não há mais a alternância de pólos e zeros. Ainda, a Fig. 2.8(b) ilustra o caso II e uma representação gráfica de como o controle colocado de realimentação pode ser interpretado como um amortecimento adicional no sistema.

Com a variação do ganho, as raízes se posicionam progressivamente mais distantes do plano imaginário positivo até que se atinge a máxima redução quando ζ^* é o maior possível. Valores maiores de ganho levariam as raízes a se aproximarem dos zeros de malha aberta, resultando em menos amortecimento ativo, o que indica a necessidade do ajuste do ganho neste tipo de controle. Ainda, em comparação com o caso I (colocado), quando o sensor é ligeiramente afastado do atuador (caso II), o máximo desempenho do controle é maior, contudo é preciso limitar a ação de controle para as frequências onde a condição de alternância de pólos e zeros é garantida, evitando assim instabilidade em altas frequências. Outro caso de sucesso em controle ativo de ruído com realimentação onde o sensor pode ser montado bem próximo ao atuador são os protetores auriculares ativos, como em Sas *et al.* (2002).

Figura 2.8 – Lugar das raízes (a) para casos I, II e III e (b) caso II com linha de amortecimento acústico e ativo

No caso de sistemas de controle de alimentação direta, a maior dificuldade está em obter modelos acurados do sistema para todos os caminhos de energia das fontes primárias e secundárias. Ainda, é necessário que haja um sinal de referência suficientemente correlato com a fonte de distúrbio. Modelos de dutos são relativamente simples (onda plana – unidimensional) e motores de combustão interna apresentam boa correlação entre o distúrbio gerado e a rotação, o que permite várias aplicações de

sucesso envolvendo controle de alimentação direta, como em Boonen & Sas (2002) que propõem um sistema para aplicação em dutos de escape, e têm como resultado uma redução de ruído equivalente aos sistemas passivos convencionais com a vantagem de 5 kW para 1,5kW de consumo de energia (em perda de carga) quando comparado a escapamentos convencionais.

Como os modelos de caminho de energia são geralmente baseados em FRFs experimentais do sistema, no caso do desenvolvimento de um novo produto, este ainda representa um desafio, já que neste estágio ainda não se dispõe de um protótipo físico. Sendo assim, métodos confiáveis e sistemáticos de modelagem do sistema vibroacústico e dos caminhos de energia (que podem envolver a dinâmica de sensores e atuadores) são necessários.

O controle de ruído global em campos acústicos tridimensionais, que podem apresentar formas muito mais complexas que a onda plana, se apóia inicialmente no princípio de Huygen. Segundo este princípio, o campo sonoro em qualquer ponto de um subespaço, produzido por fontes sonoras fora deste subespaço, pode ser exatamente reproduzido por uma série de fontes secundárias posicionadas na superfície de Huygen. Consequentemente, invertendo-se o ângulo de fase das fontes secundárias pode-se gerar o anti-som necessário para reduzir a pressão em qualquer ponto do subespaço, o que (teoricamente) permite gerar uma região de silêncio num espaço ruidoso, ou confinar as fontes de ruído num subespaço ruidoso (Fig. 2.6).

**Figura 2.9 – Princípio de Huygen: (a) criando zona de silêncio e
(b) confinando fontes de ruído**

A dificuldade de aplicação do princípio de Huygen começa pela hipótese de distribuição contínua de fontes secundárias pela superfície, que é aproximada pelo uso de fontes discretas, que finalmente vai definir a banda de frequência útil do controlador.

Uma aplicação de sucesso deste princípio é no controle de radiação sonora de transformadores, geralmente caracterizados por um ruído periódico de baixa frequência. Um exemplo pode ser visto em Angevine (1992), onde 26 auto-falantes são utilizados para cancelar o ruído de um transformador elétrico.

O ruído gerado pelo motor no interior do veículo pode se tornar cada vez mais crítico, dada a diminuição de massa do chassis. Porém, devido a sua natureza periódica, e a disponibilidade de sinais correlatos à excitação proveniente de um motor, pode-se aplicar em geral um controlador de alimentação direta. Neste caso, alguns sistemas de controle ativo foram desenvolvidos utilizando microfones no teto do carro como sensores de erro, auto-falantes como excitadores e a rotação do motor como sinal de referência (Elliott, 1994). Estes sistemas atingem uma média de 4 a 5dBA de redução, e apesar de seus resultados satisfatórios, sua aplicação em massa é prejudicada pelo custo de implementação e confiabilidade dos componentes.

No caso de aeronaves com motor à hélice ou turbo-hélice, também é possível utilizar os sinais de rotação do motor para alimentar um sistema de controle de alimentação direta. No caso de aeronaves turbo-hélice em cruzeiro, a frequência de passagem das pás é em torno dos 100Hz, e o ruído composto por esta fundamental e várias harmônicas pode chegar aos 150dB. Por esta razão várias aeronaves deste tipo utilizam alguma forma de controle ativo de ruído, como é o caso de Saab 340 e 2000, Dash 8, Beach 1900D, entre outros (Sas *et al.* 2002). O primeiro sistema de controle deste tipo foi implementado por Elliott *et al.* (1990) e consistia de 16 auto-falantes e 32 microfones, configurados em alimentação direta centralizada para minimizar energia potencial sonora (quadrado da soma dos sinais nos microfones) para dois primeiros harmônicos de hélice. O resultado foi uma redução de 10 a 14dB.

A aplicação eficiente de um sistema de controle de ruído requer a compreensão das limitações de ambos, acústica e estratégia de controle. Elliott (1994) aborda o controle ativo de ruído em cavidades, seja local ou global. Técnicas de realimentação e retro-alimentação e a aplicação de filtros digitais adaptativos são discutidos para aplicações em controle de ruído do motor e de pista no interior de veículos. Ainda, uma técnica indireta de controle de ruído através do controle dos caminhos de vibração é discutida, sendo aplicável em casos onde as fontes de vibração estão conectadas à cavidade por um número limitado de caminhos estruturais.

Portanto, o controle de ruído por meio de fontes secundárias se mostra possível em teoria, mas com algumas dificuldades de implementação, que salvo a validade de hipóteses simplificadoras, torna inviável, ou ineficiente o uso destas técnicas. Porém, quando o campo de distúrbio é gerado por uma vibração estrutural (o que é verdade para a maioria dos casos) e esta estrutura é passível de controle, abre-se espaço para uma nova abordagem: controle ativo acústico-estrutural (CAAE).

Conforme Cazzolato (1999), em se tratando de controle ativo de ruído em interiores de aeronaves, existem basicamente duas abordagens: o uso de alto-falantes (controle ativo de ruído), ou CAAE, no qual atuadores localizados na estrutura da fuselagem modificam sua resposta vibracional, a fim de minimizar a energia sonora no interior da fuselagem.

O controle de ruído irradiado por estruturas vibrantes, através do uso de técnicas de CAAE foi proposto inicialmente por Fuller (1990). Os princípios de aplicação de CAAE podem se basear na redução das amplitudes de vibração de determinados modos da estrutura (redução modal), ou na modificação dos padrões de vibração da mesma, de forma a obter uma distribuição de vibração em que cada modo de vibrar interfira de forma destrutiva com os demais (reconstrução modal) (Li, 1997).

Tais técnicas têm como objetivo controlar não somente os níveis de vibração, mas determinados modos de vibrar da estrutura, de forma a obter uma distribuição de fontes ineficientes de ruído, ou ainda com interferência destrutiva umas com as outras. Este tipo de abordagem, denominada controle modal, tem se mostrado mais eficiente no controle global de ruído que as técnicas de controle de ruído, necessitando de um menor número de atuadores e sensores (Cazzolato, 1999). De fato, Henriouille & Sas (2003) mostram que através de CAAE é possível melhorar as propriedades de transmissão de ruído de uma estrutura em baixas frequências, mesmo com o uso de um sistema SISO.

Muitas das potencialidades destes métodos não se encontram consolidadas em aplicações da engenharia mecânica, dada a tradição no uso de técnicas de controle passivo e de modificação estrutural. Muito da resistência no uso de CAAE vem dos custos inerentes à sua aplicação (Dehandschutter, 1997; Scheuren, 2004). Contudo, abordagens de controle passivo são impraticáveis quando o problema envolve ruído em baixa frequência, para os quais os materiais absorvedores se tornariam demasiadamente volumosos devido aos comprimentos de onda, o que torna o controle eficiente de ruído em baixas frequências um tópico desafiador.

Figura 2.10 – Modos de vibrar de uma placa retangular (a) ímpar-ímpar, (b) ímpar-par, (c) par-par, (d) par-ímpar

Um desenvolvimento de um sistema de CAAE depende do bom entendimento dos fenômenos físicos envolvidos com a interação entre a estrutura vibrante e o meio acústico. Sabe-se, por exemplo, que o som irradiado de uma estrutura vibrante está correlacionado com a amplitude da velocidade perpendicular à superfície da estrutura, e ainda, que determinadas distribuições de velocidade irradiam som de forma mais eficientes que outras, como por exemplo, os modos denominados [ímpar-ímpar] de uma placa (Fig. 2.10). Desta forma uma estratégia de controle eficiente consideraria não somente as amplitudes de vibração, mas sua distribuição sobre a estrutura, buscando assim, uma alteração dos modos de vibrar de forma a obter uma distribuição de fontes ineficientes de radiação que interfiram destrutivamente umas com as outras. Mesmo que a interferência de diferentes modos não seja significativa nas proximidades de uma ressonância, o efeito deste tipo de estratégia não pode ser desprezado em baixas frequências e frequências fora das ressonâncias (Li, 1997 e Dehandschutter, 1997).

2.5. RADIAÇÃO SONORA

Uma formulação para a estimativa acurada do campo próximo de radiação sonora de uma estrutura vibrante ainda é um desafio. Contudo, existem vários métodos analíticos propostos para o cálculo da potência sonora irradiada para o campo distante

(Leppington *et al.* 1982; Williams, 1983; Levine, 1984; Fahy, 1985; Li & Gibeling, 2000). Neste caso, a eficiência de radiação de uma estrutura é uma medida de sua capacidade de afetar o campo acústico distante.

Os métodos de cálculo de potência sonora partem da equação de Rayleigh para pressão em um ponto de campo gerada por uma fonte semi-esférica:

$$p(\mathbf{r}, t) = \frac{j\omega\rho_0}{2\pi} e^{j\omega t} \int_S \frac{\dot{w}_n(\mathbf{r}_s) e^{jkR}}{R} dS. \quad (2.21)$$

onde $\mathbf{r}$ é o vetor posição do ponto no campo $p(\mathbf{r})$, $\mathbf{r}_s$ é o vetor posição da superfície elemental δS que tem como velocidade normal $\dot{w}_n(\mathbf{r}_s)$, e R é a amplitude do vetor $\mathbf{R}$ (Fig. 2.8).

Figura 2.11 – Placa retangular, ponto de campo e sistema de coordenada

Este equacionamento modela a radiação de uma superfície como uma distribuição de fontes semi-esféricas, o que é válido para fontes infinitesimais e pontos suficientemente distantes da superfície de radiação ($R \gg \lambda = c/f$).

Uma medida usual para classificar a eficiência de radiação de uma estrutura, é através da potência de radiação sonora, dada pela integral da intensidade sonora na calota semi-esférica (Fig. 2.11):

$$W = \int_{S'} I(\theta, \phi) dS' = \int_0^\pi \int_0^{2\pi} I(\theta, \phi) r^2 d\theta d\phi \quad (2.22)$$

A eficiência de radiação σ é definida como a razão entre a potência sonora radiada pela superfície e a de um pistão de mesma área vibrando com a mesma velocidade média quadrática. A potência radiada pelo pistão pode ser descrita como (Fahy, 1985):

$$W_p = \sigma \rho_0 c S \langle \bar{v}_n^2 \rangle. \quad (2.23)$$

Com isso a eficiência de radiação pode ser calculada como:

$$\sigma = \frac{W}{W_p} = \frac{1}{\rho_0 c S \langle \bar{v}_n^2 \rangle} \int_S I(\theta, \phi) dS' \quad (2.24)$$

Wallace (1972) apresenta expressões analíticas aproximadas para o cálculo da eficiência de radiação de placas retangulares, válidas desde que o comprimento de onda acústico seja maior que o comprimento de onda estrutural. Portanto, existem diferentes expressões para cada tipo de modo segundo as Eqs. 2.25 a 2.28 respectivamente, ímpar-ímpar, ímpar-par, par-ímpar e par-par.

$$\sigma_{pq} \approx \frac{32(ka)(kb)}{p^2 q^2 \pi^5} \left\{ 1 - \frac{k^2 ab}{12} \left[\left(1 - \frac{8}{(p\pi)^2} \right) \frac{a}{b} + \left(1 - \frac{8}{(q\pi)^2} \right) \frac{b}{a} \right] \right\}. \quad (2.25)$$

$$\sigma_{pq} \approx \frac{8(ka)(kb)^3}{3p^2 q^2 \pi^5} \left\{ 1 - \frac{k^2 ab}{20} \left[\left(1 - \frac{8}{(p\pi)^2} \right) \frac{a}{b} + \left(1 - \frac{24}{(q\pi)^2} \right) \frac{b}{a} \right] \right\}. \quad (2.26)$$

$$\sigma_{pq} \approx \frac{8(kb)(ka)^3}{3q^2 p^2 \pi^5} \left\{ 1 - \frac{k^2 ba}{20} \left[\left(1 - \frac{8}{(q\pi)^2} \right) \frac{b}{a} + \left(1 - \frac{24}{(p\pi)^2} \right) \frac{a}{b} \right] \right\}. \quad (2.27)^\dagger$$

$$\sigma_{pq} \approx \frac{2(ka)^3(kb)^3}{15p^2 q^2 \pi^5} \left\{ 1 - \frac{5k^2 ab}{64} \left[\left(1 - \frac{24}{(p\pi)^2} \right) \frac{a}{b} + \left(1 - \frac{24}{(q\pi)^2} \right) \frac{b}{a} \right] \right\}. \quad (2.28)$$

onde $k = \omega/c$ é o número de onda, a e b são as dimensões da placa (Fig. 2.8), e p e q são os números dos modos na direção de a e b (Fig. 2.7).

[†] A.Eq.(2.27) é semelhante à Eq. (2.26) trocando-se p, q e a, b .

A Tabela 2.2. mostra valores de eficiência de radiação σ_{pq} calculados pelas Eqs. 22-25 (Wallace, 1972) e valores σ_{nm} calculados por um método numérico baseado na Eq. 2.24 para os modos de vibrar de uma placa retangular (770x400mm). Observa-se que em geral, modos ímpar-ímpar têm eficiência de radiação uma ordem de grandeza maior que os demais. Ainda, o método numérico (Eq. 2.24) é válido para qualquer distribuição de velocidades sobre a placa, além de poder ser aplicado para geometrias arbitrárias.

Tabela 2.2 – Modos de vibrar, frequências e eficiência de radiação

modo de vibrar #	Y	Z	frequência [Hz]	σ_{pq}	σ_{nm}	erro [%]
I	1	1	28.82	8.79 e-03	8.60 e-03	2.1
II	2	1	47.09	2.10 e-04	2.11 e-04	0.6
III	3	1	77.56	6.43 e-03	6.21 e-03	3.4
IV	1	2	96.93	1.00 e-03	9.63 e-04	3.7
V	2	2	114.82	5.87 e-05	6.04 e-05	2.9
VI	4	1	120.25	1.97 e-03	1.94 e-03	1.4
VII	3	2	144.70	4.50 e-04	4.38 e-04	2.6

Métodos para o cálculo de eficiência de radiação vêm sendo propostos há décadas. Como dito anteriormente, Wallace propôs uma formulação analítica para eficiência de radiação modal em 1972, desde então outros trabalhos tentam complementar sua formulação, expandindo o limite em frequência (Leppington *et al.* 1982; Williams, 1983; Levine, 1984; Li & Gibeling, 2000). De fato, como modos distintos radiam som de forma distinta, isso indica que nem todos os modos devem ter a mesma importância quando se desenvolve um sistema de controle de ruído. Porém, outro fator importante é determinar como se comporta uma estrutura vibrando em uma determinada frequência entre modos, onde haja contribuição significativa de dois ou mais modos de vibrar. Neste contexto, Snyder & Tanaka (1995) desenvolvem um conjunto de equações que simplifica o cálculo da eficiência de radiação mútua, permitindo o cálculo acurado da potência sonora radiada mesmo em frequências entre modos. Posteriormente Li & Gibeling (2000) estendem este equacionamento para todo o domínio da frequência.

Elliott & Johnson (1993) demonstram que as eficiências de radiação modal e mútua podem ser utilizadas para filtrar sinais de vibração para obter um valor correlato

à radiação sonora. Neste trabalho, Elliott & Johnson (1993) demonstram uma metodologia de cálculo unificada para a eficiência modal e mútua, baseada em quantidades modais. Neste equacionamento (Eq. 2.29), a potência sonora é escrita em termos da distribuição de velocidades em uma malha de pontos sobre a estrutura, expressa pelo vetor $\mathbf{v}$.

$$W = \mathbf{v}^H \mathbf{Z}_R(\omega) \mathbf{v} \quad (2.29)$$

onde H denota o conjugado transposto e $\mathbf{Z}_R(\omega)$ representa a parte real da matriz de impedância acústica, cujos elementos podem ser descritos como:

$$z_R(i, j, \omega) = \frac{\omega^2 \rho_0 S^2}{4\pi c} \left(\frac{\sin(\omega r_{ij} / c)}{\omega r_{ij} / c} \right) \quad (2.30)$$

A Equação 2.29 pode ser reescrita em termos da matriz de modos Φ e das amplitudes modais $\mathbf{a}$.

$$W = \mathbf{a}^H \Phi^H \mathbf{Z}_R(\omega) \Phi \mathbf{a} = \mathbf{a}^H \mathbf{M}(\omega) \mathbf{a} \quad (2.31)$$

onde $\mathbf{M}$ é a matriz de eficiência de radiação, onde os termos da diagonal (σ_{ii}) são as eficiências de radiação modais e os termos fora da diagonal (σ_{ij}) são as eficiências de radiação mútuas, ρ_0 é a densidade do ar, c a velocidade do som no ar e S é a área da placa.

$$\mathbf{M}(\omega) = \Phi^H \mathbf{Z}_R(\omega) \Phi = \frac{\rho c S}{2} \begin{bmatrix} \sigma_{ii}(\omega) & \sigma_{ij}(\omega) & \cdots & \sigma_{im}(\omega) \\ \sigma_{ij}(\omega) & & & \\ \vdots & & \ddots & \\ \sigma_{im}(\omega) & & & \sigma_{mm}(\omega) \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

A Figura 2.12 ilustra o comportamento de $\mathbf{M}$ no domínio da frequência. Como pode ser observado, para frequências mais altas $\mathbf{M}$ se torna diagonal, ou seja, apenas a eficiência de cada modo compõe a potência radiada, mas para frequências mais baixas, a interação entre diversos modos é fundamental para uma estimativa acurada da potência sonora radiada.

Figura 2.12 – Matriz de eficiência de radiação para os primeiros 15 modos em várias frequências (a) 50Hz, (b) 500Hz e (c) 5kHz

2.6. MÉTODOS DE OTIMIZAÇÃO

Esta sessão apresenta alguns dos métodos de otimização mais utilizados em engenharia, concentrando-se naqueles utilizados neste trabalho. Tais métodos podem ser classificados conforme a descrição matemática dos algoritmos utilizados. Por exemplo, Rao (1996) divide os problemas da seguinte forma: (i) em relação à existência de limites físicos para os parâmetros no espaço de projeto o problema pode ser restrito ou irrestrito; (ii) quanto à natureza das equações envolvidas, pode-se dizer linear, não-linear, quadrático, etc.; (iii) quanto à natureza das variáveis envolvidas, sendo contínuas, discretas, inteiras, binárias, ou combinações das mesmas e finalmente, quanto ao número de funções objetivo, definem-se os problemas com um ou múltiplos objetivos. Outras classificações podem ser feitas, como em relação à natureza dos algoritmos, se determinísticos ou estocásticos e se otimizam funções de forma local ou global (de Fonseca, 2000).

Em geral, os métodos de otimização requerem a definição do problema através das funções objetivo (ou custo), a representação numérica do processo a ser otimizado e a inclusão deste modelo matemático num algoritmo de otimização. Esta sessão se concentra na descrição destes algoritmos, já que os dois primeiros passos mencionados anteriormente, são fortemente dependentes da aplicação. São abordados métodos

determinísticos irrestritos e métodos estocásticos restritos, em particular, os Algoritmos Genéticos e métodos de gradiente como o de Levenberg-Marquardt.

2.6.1 MÉTODOS DETERMINÍSTICOS

Os métodos descritos a seguir foram propostos para resolver problemas de otimização com variáveis contínuas e irrestritas, ou seja sem limites físicos para os parâmetros no espaço de projeto, da forma:

$$\min_{\mathbf{X} \in \mathcal{R}^n} f(\mathbf{X}) \quad (2.33)$$

O problema consiste em encontrar $\mathbf{X} = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}^T$ que minimiza a função objetivo $f(\mathbf{X})$. Neste contexto, um dos métodos mais utilizados em otimização, e que serve de base para vários outros, é o método de Newton (Rao, 1996). Este método é baseado na expansão quadrática em séries de Taylor de uma função $f(\mathbf{X})$:

$$f(\mathbf{X}) = f(\mathbf{X}_i) + \nabla f_i^T (\mathbf{X} - \mathbf{X}_i) + \frac{1}{2} (\mathbf{X} - \mathbf{X}_i)^T \nabla^2 f_i (\mathbf{X} - \mathbf{X}_i) \quad (2.34)$$

sendo ∇f_i a matriz das primeiras derivadas parciais (Jacobiano) da função f no ponto $\mathbf{X}_i$ e $\nabla^2 f_i$ a matriz das segundas derivadas parciais (Hessiano) da função f no ponto $\mathbf{X}_i$. Quando $\mathbf{X}_i$ é um mínimo local ou global de $f(\mathbf{X})$, as primeiras derivadas parciais são nulas, portanto:

$$\frac{\partial f(\mathbf{X})}{\partial x_i} = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (2.35)$$

Combinando as Eqs. 2.34 e 2.35, obtém-se:

$$\frac{\partial f(\mathbf{X})}{\partial x_i} = \nabla f_i + \nabla^2 f_i (\mathbf{X} - \mathbf{X}_i) = 0 \quad (2.36)$$

Se $\nabla^2 f$ (Hessiano) não for singular, e tomando a aproximação $\mathbf{X} = \mathbf{X}_{i+1}$:

$$\mathbf{X}_{i+1} = \mathbf{X}_i - \nabla^2 f_i^{-1} \nabla f_i \quad (2.37)$$

Contudo, a Eq. 2.37 requer a inversão do Hessiano, o que pode trazer complicações para o método. Para alguns casos, aproximações podem ser feitas simplificando esse cálculo. Uma das formas freqüentemente empregadas, requer que a função objetivo $f(\mathbf{X})$ possa ser descrita como uma soma de funções $F(\mathbf{X})$ que serão tratadas pelo algoritmo em uma forma quadrática, como na Eq. 2.38 (Nocedal & Wright, 2000):

$$f(\mathbf{X}) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^m F_i(\mathbf{X})^2 = \frac{1}{2} \|F(\mathbf{X})\|_2^2 \quad (2.38)$$

Neste caso, utilizando a regra da cadeia, o Jacobiano e o Hessiano da função objetivo podem ser escritos na forma:

$$\nabla f(\mathbf{X}) = J(\mathbf{X})^T F(\mathbf{X}) \quad (2.39)$$

$$\nabla^2 f(\mathbf{X}) = J(\mathbf{X})^T J(\mathbf{X}) + \sum_{i=1}^m F_i(\mathbf{X}) \nabla^2 F_i(\mathbf{X}) \quad (2.40)$$

onde $J(\mathbf{X})$ é o Jacobiano das funções $F(\mathbf{X})$:

O segundo termo do Hessiano na Eq. 2.40 é, em geral, pequeno, e pode ser desprezado. Dessa maneira, a aproximação para o Hessiano é simples, uma vez que o Jacobiano já foi calculado. Assim:

$$\mathbf{X}_{i+1} = \mathbf{X}_i - [J(\mathbf{X}_i)^T J(\mathbf{X}_i)]^{-1} J(\mathbf{X}_i)^T F(\mathbf{X}_i) \quad (2.41)$$

A matriz $[J(\mathbf{X}_i)^T J(\mathbf{X}_i)]$ deve ser positiva definida para que a iteração resulte em um valor mais próximo do mínimo. Para assegurar essa situação o método de Gauss-Newton pode ser modificado.

O método de Levenberg-Marquardt assegura que a matriz a ser invertida é positiva definida somando a esta matriz, uma matriz proporcional a identidade, resultando em:

$$\mathbf{X}_{i+1} = \mathbf{X}_i - [J(\mathbf{X}_i)^T J(\mathbf{X}_i) + \lambda \mathbf{I}]^{-1} J(\mathbf{X}_i)^T F(\mathbf{X}_i) \quad (2.42)$$

Esse método é amplamente utilizado e é a base do comando *lsqnonlin* do Matlab com as opção para média escalas e Levenberg-Marquardt. Esse mesmo comando pode utilizar o método de Gauss-Newton se a opção Levenberg-Marquardt estiver desabilitada.

2.6.2 ALGORITMOS GENÉTICOS

Os algoritmos genéticos foram introduzidos por Holland (1975 apud. de Fonceca, 2000) e se enquadram na categoria de buscas aleatórias direcionadas. Neste caso, o direcionamento da busca se baseia na teoria Darwinista de sobrevivência do mais apto.

A primeira distinção deste método em relação às técnicas determinísticas (como métodos de gradiente) é que cada iteração se baseia numa coleção de soluções ao invés

de um único ponto. Esta família de soluções se origina de diversos pontos no espaço de parâmetros (espaço de projeto), denominados indivíduos. Estes indivíduos, por sua vez, são representados por vetores de comprimento fixo e elementos binários (bits), análogos aos genes num sistema biológico.

O método consiste em definir (de forma aleatória) uma população inicial de indivíduos, para os quais os valores da função objetivo são calculadas. Um determinado número de indivíduos aptos (os melhores em relação a função objetivo) são selecionados, e uma nova geração de indivíduos é criada com base nesta seleção. Desta forma o processo se repete por um determinado número de gerações ou até que se atinja o requisito desejado na função objetivo.

A criação de cada nova geração se baseia no cruzamento dos indivíduos mais aptos. Os mecanismos básicos de criação de novas gerações são análogos aos processos biológicos de recombinação e mutação (Fig 2.13). Na recombinação, uma ou mais posições na sequência de bits são escolhidas de forma aleatória. Os segmentos de bits definidos por estas posições são permutados entre os ‘Pais’ para gerar os ‘Filhos’. A mutação consiste na troca aleatória de um bit (de 0 para 1 ou vice-versa) em alguns indivíduos da nova geração, e tem por objetivo evitar que o algoritmo convirja para um ótimo local rapidamente, impedindo que regiões distantes no espaço de projeto sejam exploradas.

Figura 2.13 – Mecanismos de geração de novos indivíduos
(a) recombinação e (b) mutação

As características mais importantes dos AG são, portanto, sua natureza estocástica guiada e o uso de populações de indivíduos para avaliar as funções objetivos. As vantagens desta técnica são: a possibilidade de encontrar o ótimo global,

mesmo na presença de ótimos locais, a facilidade em lidar com grandezas discretas e o fato dos métodos não necessitarem o cálculo de gradientes. Contudo, quando grandezas contínuas são envolvidas, estas precisam ser discretizadas e a precisão requerida vai definir a dimensão do espaço de projeto, que cresce exponencialmente com o número de parâmetros (de FONSECA, 2000). Desta forma, a convergência destes algoritmos é relativamente lenta (Masters & Crawley, 1999) e requer um número muito grande de cálculos.

2.7. QUALIDADE SONORA.

Som pode ser definido como pequenas flutuações na pressão atmosférica se propagando na forma de ondas. São consideradas pequenas já que em geral se encontram entre $2 \times 10^{-5} \text{Pa}$ a $2 \times 10^1 \text{Pa}$, enquanto a pressão atmosférica (1atm) é $1,013 \times 10^5 \text{Pa}$. Estas flutuações de pressão chegam ao pavilhão e ao canal auditivo (Fig. 2.14), excitando o tímpano. Esta membrana, por sua vez, transmite as vibrações para a série de ossos no ouvido médio, martelo, bigorna e estribo, sendo que o último está ligado à cóclea por outra membrana (janela oval). Na cóclea é que se dá a transdução da energia mecânica do som, em impulso elétrico que é enviado ao cérebro pelo nervo auditivo. A banda de frequência de interesse é a de 20 a 20000Hz, os limites para a audição humana. Contudo, a sensação da audição, ou a forma com que percebemos o som pode ser muito mais complexa (Sas, 2002). Isto se deve a complexidade com que o aparelho auditivo filtra e o cérebro interpreta estes sinais, o que leva ao uso de conceitos qualitativos para descrever um som.

Figura 2.14 – Aparelho auditivo humano

Quando esta impressão auditiva é incômoda, uma qualidade negativa é associada ao som que em geral é denominado ruído (Van der Auweraer, 2005). Porém, impressões auditivas não são necessariamente indesejáveis, já que o som pode transmitir informações de forma eficiente, atribuindo qualidades positivas à sua fonte. Por exemplo, o som da batida de porta de um carro pode transmitir solidez, robustez, conforto, etc., e esta é de fato uma preocupação das montadoras, já que uma pequena porcentagem dos compradores faz um teste de direção antes de comprar um veículo 0km, enquanto 98% deles apenas abre e fecha as portas no salão da concessionária (Van der Auweraer, 2005).

A Figura 2.15 indica a área de audição humana, ou seja a área entre o limiar de audição e limite de dor (aproximadamente entre 1 e 120 dB). Nesta figura, pode-se observar o limite de dor, o limiar de audição e outras curvas como a de risco de dano (*limit of damage risk*) e ainda, a linha de pontos na região entre 3 e 12kHz que representa o limiar de audição típico de pessoas com o hábito de ouvirem música com o volume alto, indicando perda permanente de capacidade auditiva nesta região, um dentre os possíveis danos à saúde causados pela exposição ao ruído.

Figura 2.15 – Área de audição (Zwicker & Fastl, 1999)

De acordo com a Organização Mundial da Saúde (OMS), a saúde humana é um estado completo, físico, mental e social de bem-estar, não meramente a falta de doença ou enfermidade. Baseado nesta definição, a OMS identifica um considerável número de efeitos colaterais à saúde causados pela exposição ao ruído, que podem ser de ordem

psíquica, tensão psico-fisiológica, irritabilidade, distúrbio do sono, perda da produtividade ou dificuldade no aprendizado em crianças; ou física como, insônia, hiper-tensão arterial, deficiência auditiva em forma de lesões temporárias ou definitivas no aparelho auditivo. (Berglund *et al.*, 1999; Grandjean, 1998). No caso de lesões temporárias, o efeito sobre o limiar de audição, está relacionado com o nível de ruído e o tempo de exposição. Por exemplo, um ruído de 100dB por 10min produz uma atenuação temporária de 16dB no limiar de audição, enquanto que os mesmos 100dB por 100min produzem uma atenuação de 32dB.

A perda permanente de audição pode se dar de forma imediata, dependendo do nível de ruído, porém o que ocorre em geral é uma perda gradativa e quase imperceptível, devido à exposição diária a níveis não tão elevados. Quando a pessoa percebe alguma deficiência em sua audição é tarde demais. Em geral estas perdas se iniciam na percepção de altas frequências, se estendendo irreversivelmente às médias e baixas frequências, graças à perda das células ciliadas localizadas na cóclea (Fig. 2.14), que não possuem poder regenerativo.

Qualidade sonora, mais que a interpretação matemática de sinais de pressão, é a ciência que estuda a apreciação humana a um determinado estímulo auditivo e, desta forma, o termo qualidade está mais associado com a impressão subjetiva que com a repetibilidade de um processo (significado mais comum em engenharia). Nas últimas décadas, as pesquisas e aplicações práticas de qualidade sonora cresceram de forma substancial. Fastl (2005) divide o estudo de qualidade sonora em dois ramos principais, direta e indireta (Fig. 2.16). Estas categorias podem ser subdivididas respectivamente em primária e secundária, e contextual e ambiental.

Figura 2.16 – Ramos de estudo em qualidade sonora

Na categoria qualidade sonora direta, estão os problemas relacionados a produtos cuja geração de som é uma característica primária ou secundária. No caso de instrumentos musicais, auto-falantes, microfones, etc., a qualidade sonora é o produto final, a característica primordial deste sistema. No caso secundário, a geração de som é inerente ao produto, mas nem sempre desejada, como é o caso de motores de veículos, eletrodomésticos ou qualquer outro processo, para os quais o ruído gerado associa algum valor subjetivo.

A qualidade sonora indireta contextual, está ligada a presença do som em determinado meio, como o som de apitos de navio num porto, ou o de uma cachoeira ou serra elétrica na mata. Este ramo da qualidade sonora estuda como determinados sons se incorporam num determinado contexto, e como diferentes contextos afetam a percepção dos mesmos. O caso indireto ambiental, considera o impacto do som no meio ambiente, e como o homem (sendo parte deste meio) é afetado por esta presença. O impacto do ruído de tráfego aéreo ou terrestre, de instalações industriais, etc., compõem este ramo; onde por exemplo, o ruído de uma linha ferroviária se mostra preferido em comparação ao rodoviário, mesmo que ambas apresentem níveis de pressão sonora equivalentes (Fastl, 2005).

Qualidade sonora e psico-acústica são linhas de pesquisa relativamente recentes, principalmente em contexto nacional (com muito mais tradição em países como Alemanha, EUA e até mesmo Japão), e por este motivo sofrem da falta de uma terminologia bem estabelecida e uniforme, o que é agravado pela natureza subjetiva de muitos dos termos empregados (Paul, 2005). As denominações e termos relacionados à qualidade sonora são outro aspecto importante na análise subjetiva (semântica), e como as métricas podem ser distintas para diferentes aplicações, os termos podem variar de forma significativa entre diversos idiomas e mesmo de região para região com a mesma língua. Dada esta dificuldade, e a ausência de uma convenção para a língua portuguesa, muitas das terminologias de qualidade sonora apresentadas neste trabalho foram traduzidas dos termos originais em inglês, contudo, quando considerado necessário, os termos originais foram empregados ou citados como alternativa.

Em engenharia, a abordagem de um novo problema se inicia por meio das ferramentas já existentes, ao modelar um sistema, simplificar o problema e traduzí-lo para uma linguagem sistêmica. Em se tratando da análise de um som e sua qualidade, as ferramentas mais usuais são Nível de Pressão Sonora (medido em dB ou nas escalas

dBA, dBB, dBC, etc.), Nível de Pressão Estatístico, Intensidade Sonora, Densidade Auto-Espectral, Diagramas Tempo-Frequência, etc. Por outro lado, a audição humana interpreta o som de uma forma global, sendo que os estímulos são captados e processados simultaneamente, sem muita atenção aos detalhes. Durante um experimento ocorre exatamente o oposto, os dados são captados e processados de forma local e acurada (Møller, 1977). O desafio, portanto, é relacionar todas essas quantidades físicas à percepção humana, fazendo-se necessário o uso de novas métricas.

Além disso, muitos trabalhos vêm sendo feitos na área de controle de ruído, buscando formas eficientes de controlar sons indesejáveis. Diversas técnicas de controle ativo de ruído, e mesmo controle ativo acústico-estrutural são descritas neste trabalho. No entanto, uma abordagem moderna para o controle de ruído é a do ponto de vista de qualidade sonora. Em primeira instância, a pergunta que se quer responder é: o novo campo acústico gerado pela implementação do sistema de controle, é melhor que o original? Em um passo seguinte, questiona-se o uso de tal controle e sua eficácia em minimizar fontes indesejáveis de ruído como impactos, rangidos, etc. sem perder aquelas que transmitem informações importantes como confiança, solidez, alertas de mau funcionamento, entre outras.

A solução deste tipo de problema ainda é um tópico de pesquisa. Não existem atualmente soluções de mercado para o controle ativo de qualidade sonora. Para tanto é necessário considerar simultaneamente (i) as fontes vibroacústicas, (ii) seus caminhos de energia, (iii) estratégias de controle, sensores e atuadores e finalmente (iv) os aspectos psico-acústicos envolvidos na interpretação humana dos estímulos acústicos.

A capacidade de melhoria na qualidade sonora de um sistema de controle de ruído é avaliada por Gonzalez *et al.* (2003). O estudo de qualidade sonora toma duas frentes, a preditiva, através do uso de métricas (neste caso volume e aspereza) e posteriormente subjetiva, por um teste de júri. Ambos resultados são relacionados com características espectrais dos sinais, antes e após o uso de controle ativo de ruído. Os sinais da fonte primária foram gravados com um torso instrumentado e reproduzidos numa câmara equipada com um sistema de controle de ruído multicanal. Verifica-se que o sistema de controle afeta diretamente a aspereza, resultando em uma melhoria da qualidade sonora quando avaliado do ponto de vista das métricas. Porém, alguns resultados de júri discordam dos resultados numéricos, neste caso, pela inabilidade do sistema de controle em reduzir de forma considerável o volume da fonte primária.

Diego *et al.* (2004) propõe o uso de um sistema de controle adaptativo multicanal capaz de tratar cada componente espectral de um ruído separadamente. Desta forma, seus resultados experimentais confirmam a possibilidade de redefinir o conteúdo espectral de uma fonte primária de ruído, mesmo considerando pequenas variações na posição do ocupante na cavidade excitada. Contudo o desafio que persiste é definir, para cada caso, que forma o campo acústico controlado deve assumir para conferir conforto ao ocupante. É neste contexto que se faz uso extensivo de métricas psico-acústicas. Algumas destas métricas são descritas a seguir.

NÍVEL DE PRESSÃO SONORA

Uma das formas mais comuns de se caracterizar um sinal sonoro é pela função Nível de Pressão Sonora (NPS) que fornece um valor em dB conforme Eq. 2.43.

$$NPS = 20 \log \left(\frac{p_{RMS}}{p_0} \right) \quad (2.43)$$

onde p é o valor do sinal de pressão (em RMS) e p_0 é o limiar de audição $20 \times 10^{-5} \text{Pa}$.

A primeira, e muitas vezes a única, métrica utilizada na correlação do NPS com a sensação auditiva consiste no uso de filtros para o sinal de pressão. Dentre as várias funções definidas para este caso, os filtros A, B e C são os mais difundidos, sendo que na maior parte dos casos, somente o filtro A é utilizado. O filtro D foi originalmente desenvolvido para a indústria aeronáutica, amplificando as componentes entre 1 e 10kHz. Os filtros A, B e C foram projetados de forma a se assemelharem com a curva de iso-volume (Fig. 2.17) para diferentes NPS, respectivamente, abaixo de 55dB, entre 55 e 85dB e acima de 85dB. Desta forma os valores passam a ser expressos em dBA, dBB e dBC (ISO 532). Contudo, o simples uso destes filtros, que datam da década de 1930, não representam a apreciação humana a um determinado som, podendo ainda conduzir a má interpretação se utilizados para diferentes NPS. Por exemplo, aplicando-se o dBA (um dos filtros mais utilizados) para avaliar exposição de um indivíduo à NPS acima de 55dB, pode resultar em sobre-exposição para frequências abaixo de 1000Hz.

Figura 2.17 – Filtros para o cálculo de dBA, dBB, dBC e dBD

Outra prática comum no uso cálculo do NPS, é a divisão do espectro em bandas de oitavas, ou 1/3 de oitavas. A Tab. 2.1 ilustra as frequências centrais e as bandas dos filtros passa banda para terços de oitavas.

Tabela 2.1 – Ganhos para filtros de 1/3 de oitava com base nas frequências centrais

Freq. [Hz]	20.0	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0
(A) [dB]	-50.5	-44.7	-39.4	-34.6	-30.2	-26.2	-22.5	-19.1
(B) [dB]	-24.2	-20.4	-17.1	-14.2	-11.6	-9.4	-7.4	-5.7
(C) [dB]	-6.2	-4.4	-3.0	-2.0	-1.3	-0.8	-0.5	-0.3
Freq. [Hz]	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0
(A) [dB]	-16.1	-13.4	-10.9	-8.6	-6.6	-4.8	-3.2	-1.9
(B) [dB]	-4.2	-3.0	-2.1	-1.4	-0.9	-0.5	-0.3	-0.1
(C) [dB]	-0.2	-0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Freq. [Hz]	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0
(A) [dB]	-0.8	0.0	0.6	1.0	1.2	1.3	1.2	1.0
(B) [dB]	0.0	0.0	0.0	0.0	-0.1	-0.2	-0.4	-0.7
(C) [dB]	0.0	0.0	0.0	-0.1	-0.2	-0.3	-0.5	-0.8
Freq. [kHz]	5	6.3	8	10	12.5	16	20	
(A) [dB]	0.5	-0.1	-1.1	-2.5	-4.3	-6.6	-9.3	
(B) [dB]	-1.2	-1.9	-2.9	-4.3	-6.1	-8.4	-11.1	
(C) [dB]	-1.3	-2.0	-3.0	-4.4	-6.2	-8.5	-11.2	

VOLUME (LOUDNESS)

Uma forma mais refinada de definir o nível de volume de um determinado sinal acústico é através das curvas iso-volume, ilustradas na Fig. 2.18. Estas curvas são resultado de extensos testes psico-acústicos, onde uma família de sons é apresentada a diversos indivíduos que são instruídos a ajustar o volume de um tom, de forma a manter a mesma sensação de volume para diversas frequências de reprodução. Desta forma, tomando a medida do ganho ajustado pelo indivíduo com base no valor de 1000Hz,

constrói-se a curva para aquele valor de volume. A unidade da função nível de volume é *Phones*, e seu valor de referência é sempre tomado em 1000Hz onde a escala de *Phones* coincide com a de dB. Estas curvas são normalizadas para tons puros radiados em campo aberto e aleatórios de banda estreita na ISO-223 (1987). Ainda, define-se a unidade *Sone* (S) em escala linear, baseada na escala logarítmica de *Phones* Eq. 2.44.

$$S = 2^{(Phones-40)/10} \quad (2.44)$$

Figura 2.18 – Curvas de iso-volume (ISO 226)

A escala em *Sones* é linearmente relacionada com a experiência auditiva de volume. Desta forma um volume de 1S corresponde ao Nível de Volume de 40 *Phones*. Um tom 50*Phones*, com o dobro de volume, tem 2S o que torna a interpretação dos resultados mais intuitiva. Ainda assim, estas funções são válidas somente para sons de mesma natureza, ou seja, tons puros. A simples combinação de dois ou mais tons pode invalidar os dados obtidos com esta função, devido aos efeitos de máscara que ocorrem no ouvido (Zwicker & Fastl, 1999).

EFEITO DE MÁSCARA E BANDAS CRÍTICAS DE FREQUÊNCIA

A dificuldade na análise de sinais compostos por vários tons e/ou por ruído (de banda larga ou estreita) se deve ao efeito de máscara presente na audição humana. Um exemplo cotidiano do efeito de máscara se dá quando duas pessoas estão conversando e a aproximação de uma fonte acústica (um veículo por exemplo), requer que se aumente o volume de voz, para se manter inteligível. De outra forma, o nível de volume da fonte de ruído pode mascarar o volume da voz, tornando-a parcialmente ou totalmente inaudível. Isto revela que, diferentemente de uma análise de NPS, a percepção de volume pelo ser humano não é resultado da simples adição dos NPS das diferentes fontes de ruído.

Outra característica do efeito de máscara de um determinado som (mascarador) sobre outro (mascarado) é a dependência com o conteúdo em frequência de ambos os sinais. Desta forma, observa-se que um som predominantemente grave não mascara (ou é mascarado) por outro predominantemente agudo. Mas ao passo que suas frequências principais se aproximam, o de amplitude maior pode encobrir o outro por completo, tornando impossível para o ouvido humano notar sua presença (ou ausência), Diferentemente de uma análise espectral onde os efeitos das diversas fontes se somam. Este fenômeno está intimamente relacionado com o mecanismo de audição, que se dá através da excitação mecânica da cóclea (Fig. 2.14).

Dentro da cóclea, a intensidade com que as células ciliadas são excitadas por uma determinada frequência, depende de sua posição. É esta característica que nos permite distinguir diferentes notas numa escala musical (Johnston, 1989), já que o cérebro associa cada frequência ao conjunto de células daquela região. De forma similar, podem-se distinguir os timbres de diferentes instrumentos, já que cada um apresenta uma distribuição distinta de harmônicas. É das diferentes distribuições de amplitudes destas harmônicas (mais do que do ângulo de fase entre elas) que se distingue o timbre, já que a cóclea é capaz de traduzir a presença e a amplitude relativa dos diversos tons com frequências suficientemente separadas.

A Figura 2.19 ilustra a cóclea de forma esquemática, como se fosse deformada de sua forma espiralada em uma linha reta (com cerca de 3cm). A escala inferior mostra como a sensibilidade à frequência segue uma ordem, crescente do helicotrema à janela oval. Quando um tom (ou um ruído de banda estreita) chega ao ouvido interno, apenas as células vizinhas à região correspondente à sua frequência são excitadas. Como dito

anteriormente, tons de frequências distintas podem ser notados simultaneamente. Contudo, se as frequências dos tons se aproximam, o de maior amplitude pode encobrir o outro. Sendo assim, para que se note uma nova componente nas vizinhanças de um tom puro (ou ruído de banda estreita), este sinal precisa ter um valor mínimo. Este novo limiar de audição, na presença do mascarador, é denominado de máscara.

Figura 2.19 – Distribuição na cóclea de bandas críticas e frequências
(Zwicker & Fastl, 1999)

Dada a propriedade de tons e ruídos de banda estreita afetarem apenas uma determinada região da cóclea, definem-se bandas de frequência características do ouvido humano, denominadas bandas críticas de frequência (com unidades em *Bark*). Zwicker e Fastl (1999) descrevem estas bandas como faixas de frequência em que um ruído, com esta banda, mascara um tom de frequência igual à frequência central da banda e mesmo NPS. Estas 24 bandas se distribuem uniformemente ao longo da cóclea (Fig. 2.19). As máscaras geradas por ruídos de banda crítica, com 60dB e frequências centrais 250, 1000 e 4000Hz podem ser vistas na Fig. 2.20. Para que seja audível, um tom deve ter frequência e NPS acima das máscaras, sendo que qualquer componente abaixo destas é totalmente imperceptível à apreciação humana.

VOLUME ESPECÍFICO E VOLUME ZWICKER

As curvas de iso-volume apresentadas na Fig. 2.17 só se aplicam no caso de tons puros. Mesmo que acompanhados por harmônicas, a interpretação dos sinais por meio destas curvas perde a correlação com a sensação de volume. Uma forma de abordar este problema é dividir o espectro em termos de bandas críticas e considerar os efeitos de máscara. Nesta representação, denominada de volume específico (VE), as amplitudes das componentes (não-mascaradas) são expressas em termos de Sones/Bark. Existem procedimentos de cálculo normalizados (aceitos como norma ISO), definidos por Stevens e Zwicker (ISO532a e ISO532b) sendo que apenas o método Zwicker é válido

para sons de banda larga com ou sem componentes tonais radiados em campo livre ou difuso.

Figura 2.20 – Limiar de audição (linha tracejada) e máscaras (linhas cheias) criadas por ruídos de banda crítica e frequência central f_c com NPS $\approx$ 60dB. (Zwicker & Fastl, 1999)

O método proposto por Zwicker & Fastl (1999) permite o cálculo do VE a partir de filtros de 1/3 de oitava, mais comumente encontrados que filtros em Bark (Fig. 2.20). Para tanto, o sinal original é expresso em terços de oitava, as bandas dos filtros de 1/3 de oitava são convertidos para Bark e as amplitudes para Sones/Bark. Num passo seguinte, compara-se os valores de VE de cada banda (adicionada da curva à direita – característica do volume específico): se o valor da banda seguinte é maior que o da anterior, adota-se o novo valor, caso contrário, segue-se a curva à direita até que se atinja uma nova banda. Com este procedimento, obtém-se o gráfico de volume específico em função das bandas críticas. A integral do volume específico fornece o valor do Volume Zwicker (*Zwicker Loudness*) expresso em Sones.

As Figuras 2.21(a) e (b) ilustram, respectivamente, um sinal de pressão no domínio do tempo e em terços de oitava. A Fig. 2.21(c) ilustra as amplitudes das bandas em terços de oitava convertidas para Sones/Bark e a curva resultante de VE, onde observam-se algumas bandas mascaradas. Segundo Zwicker & Fastl (1999) o VE em função das bandas críticas apresenta melhor correlação com a sensação de volume, do que parâmetros físicos de NPS no domínio da frequência. Isso se deve ao fato de o VE ser resultado de duas transformações no NPS, do domínio da frequência para bandas críticas e do nível de pressão para volume, ambas baseadas nos mecanismos fisiológicos da audição.

Figura 2.21 – Procedimento de cálculo para Volume Zwicker

Figura 2.22 – Pressão (a) no domínio do tempo, (b) NPS em terços de oitava e (c) curva de volume específico

OUTRAS MÉTRICAS

O objetivo das métricas de qualidade sonora é correlacionar a percepção humana com alguma função mensurável, como é o caso da sensação de desconforto e a agudez de um determinado som. A agudez detecta a proporção de componentes em alta frequência de um sinal. Sons com características agudas tendem a ser mais irritantes que sons mais graves (e.g. o chiado de um jato de ar comprimido e o som de uma cachoeira). A Eq. 2.45 demonstra um modelo de agudez (Zwicker & Fastl, 1999), onde N' é o VE em função das bandas críticas (z) e a função $g(z)$ tem valor 1 até 16 Barks e cresce exponencialmente até 4 em 24Barks.

$$A = 0,11 \frac{\int_0^{24\text{Bark}} N' g(z) dz}{\int_0^{24\text{Bark}} N' dz} \quad (2.45)$$

Os valores são propostos de forma que um ruído de banda crítica de frequência central 1kHz e NPS de 60dB apresente agudez de 1acum. Se as componentes em alta

frequência do sinal forem reduzidas, a agudez também diminui; o mesmo também é verdade caso o sinal seja acrescido de componentes abaixo de 16Barks.

Como qualidade sonora é um tema de pesquisa relativamente recente, muitas outras métricas são propostas, havendo ainda divergência na definição de métodos de cálculo, como no caso de aspereza ou ronco (*rumbling*). Não somente as métricas são várias, como o uso das mesmas varia conforme a aplicação: fonoaudiologia (Xu *et al.*, 2002), instrumentos musicais (Boullosa *et al.*, 1999), indústria automobilística (Västfjäll *et al.*, 2002; Gonzalez *et al.*, 2003; Rossi *et al.*, 2003), etc. Mesmo dentro da mesma classe de equipamentos, como eletrodomésticos, testes de júri mostram que a avaliação das métricas de qualidade sonora como parâmetro da apreciação humana àquele estímulo são específicas de cada produto (Jurič & Jiříček, 2005).

Uma das conseqüências destas divergências na análise de problemas em qualidade sonora, através de modelos matemáticos da percepção (correlação sensorial), é a popularização da analogia musical (Fastl, 2002). Esta abordagem se contrapõe à correlação sensorial por se concentrar na habilidade de apenas um indivíduo, ou um pequeno grupo de especialistas (Fridrich, 2005). Estes são análogos aos compositores e arranjadores de uma peça musical, que diferentemente do público em geral, teriam mais objetividade em definir quais os parâmetros mais importantes na apreciação de determinado estímulo. Em contraste, o método de correlação sensorial seria análogo a conferir ao público (de forma estatística) a decisão sobre cada passo na composição de uma nova obra. Fridrich (2005) afirma que a analogia musical permite um desenvolvimento de produto mais rápido, e com menores riscos associados a aplicação inadequada (ou incorreta) das métricas de qualidade sonora.

Outro exemplo do uso de música na abordagem de problemas em qualidade sonora é apresentada por Ishiyama e Hashimoto (2000), que descrevem duas técnicas quantitativas de medida de incômodo gerada por ruído de tráfego. Na primeira, o ruído é apresentado numa câmara acusticamente isolada e o indivíduo deve categorizar o som em uma escala de 1 a 5, onde valores semânticos são atribuídos a cada número. Na segunda, um trecho de música (*Mozart KV525*) é apresentado ao indivíduo, que deve ajustar o volume de forma confortável. Posteriormente o ruído de tráfego é apresentado juntamente com a música e o som deve ser ajustado novamente para reproduzir a sensação anterior, e baseado na diferença entre os volumes ajustados, estabelece-se o nível de interferência auditiva do ruído. O trabalho revela uma relação entre incômodo e

nível de interferência, com as componentes de alta frequência do ruído, (para o mesmo nível de volume em dBA) também correlacionados com agudez e aspereza.

A definição de novas métricas ou de procedimentos de cálculo está fora do escopo deste trabalho. Porém, pretende-se fazer uso destes conceitos na avaliação do desempenho dos sistemas de controle estudados. Considerando o controle ativo de ruído, com foco nas baixas frequências, uma das métricas de qualidade sonora mais relevantes é o volume específico, já que este representa de forma quantitativa a percepção subjetiva do ruído.

3. CONTROLE DE VIBRAÇÃO E RUÍDO IRRADIADO

Este capítulo apresenta simulações numéricas de irradiação sonora em campo aberto de uma placa retangular, bem como o desenvolvimento e otimização de sistemas de controle de ruído e vibração.

O objetivo principal em controle ativo acústico-estrutural é reduzir o som radiado por uma superfície vibrante, através da alteração da distribuição de velocidade da superfície por atuação mecânica. Em geral, a função objetivo deste sistema de controle é uma grandeza acústica como potência sonora (Henriouille, 2001). Contudo, o sucesso de tal sistema depende de vários fatores, entre outros, a estratégia de controle, a natureza das fontes primárias de distúrbio e a escolha adequada de sensores, atuadores e de suas posições (Elliott, 1994; de Fonseca *et al.*, 1999).

A estrutura sob estudo é uma placa de alumínio retangular (247 x 278 mm) com condição de contorno de simples apoio. A fonte de distúrbio é considerada como uma fonte aleatória no tempo e espaço, de forma que todos os modos da placa são excitados com a mesma intensidade na banda de frequência de interesse (Bauman *et al.* 2004)

O objetivo deste estudo é definir posição e ganho de realimentação ótimos para os casos de controle de vibração (energia cinética) e ruído (potência sonora). Neste trabalho, as posições possíveis para os pares sensor/atuador (PSAs) foram restritas a uma malha retangular com 31x31 nós.

A estratégia de controle adotada é o uso de PSAs colocados em realimentação de velocidade, ainda, de forma centralizada, ou seja, cada unidade PSA é um sistema independente (Fig. 3.1). Desta forma, além de garantida a estabilidade do sistema (mesmo frente a falha de um componente) a implementação também é simplificada e a matriz de controle resulta em uma matriz de ganhos diagonal (Preumont, 2002; Bauman *et al.*, 2004).

Porém, para se obter a maior redução na função objetivo, a otimização dos ganhos é necessária, tendo em vista que o uso de um ganho muito elevado pode ser não somente impraticável, como pode resultar em uma redução local na região do PSA com aumento de vibração nas regiões vizinhas (Preumont, 2002; Fuller *et al.* 1996).

Figura 3.1 – Placa com Pares Sensor-Atuador (PSA) para controle ativo de realimentação centralizado

As Eqs. 3.1 e 3.2 ilustram as duas funções objetivo utilizadas neste estudo, energia cinética e potência sonora respectivamente.

$$E_k = \frac{1}{8} m \mathbf{a}^H \mathbf{a} \quad (3.1)$$

$$W = \mathbf{a}^H \mathbf{M} \mathbf{a} \quad (3.2)$$

onde m é a massa total da placa, $\mathbf{a}$ é o vetor de velocidades modais, H denota o conjugado transposto e $\mathbf{M}$ é a matriz de eficiência de radiação (Bauman *et al.*, 2004).

A Tabela 3.1 ilustra os vários casos de otimização e as funções objetivo utilizadas em cada caso.

Dentre as técnicas de otimização utilizadas estão os algoritmos genéticos. Com a definição das posições possíveis para o PSA, um gene para o caso de um PSA toma a forma da Eq. 3.3, onde x_{ij} e y_{ij} são bits da sequência que codifica a posição do i -ésimo PSA. Os valores de n e m são definidos conforme o número de possíveis posições para o PSA e N conforme o número de PSA utilizados na otimização. Como o ganho ótimo para uma dada distribuição de PSAs é uma função convexa (Preumont, 2002), uma otimização é calculada em paralelo para cada caso.

Tabela 3.1 – Técnica de Otimização e Função objetivo

	Um PSA	Múltiplos PSAs
Técnica de Otimização	Algoritmo Genético Busca Extensiva Método Determinístico	Algoritmo Genético Busca Extensiva Busca Incremental Malha Uniforme Aleatório
Função Objetivo	Energia Cinética Potência Sonora	Energia Cinética Potência Sonora

A Busca Extensiva é feita baseando-se no mesmo princípio da otimização convexa, ou seja, uma otimização é calculada para cada posição em metade da placa, para o caso de um PSA, e para todas as combinações possíveis no caso de 2 PSAs. Como as possibilidades crescem de forma exponencial com o número de PSAs, não foi possível calcular uma busca extensiva para mais de 2 PSAs.

$$gene = [\begin{matrix} x_{1,1} & x_{1,2} & \cdots & x_{1,n} & y_{1,1} & y_{1,2} & \cdots & y_{1,m} \\ x_{2,1} & x_{2,2} & \cdots & x_{2,n} & y_{2,1} & y_{2,2} & \cdots & y_{2,m} \cdots \\ x_{N,1} & x_{N,2} & \cdots & x_{N,n} & y_{N,1} & y_{N,2} & \cdots & y_{N,m} \end{matrix}] \quad (3.3)$$

Como alternativa para a Busca Extensiva, propõe-se a Busca Incremental, que se trata de uma série de buscas extensivas onde para a busca $N+1$, o resultado de posição e ganho da busca N é levado em consideração. Desta forma, obtém-se um resultado sub-ótimo, mas praticável em termos computacionais para um número maior de PSAs.

A Malha Uniforme consiste no posicionamento uniformemente espaçado de N^2 PSAs com o mesmo ganho de realimentação para todos. Esta técnica é proposta por Elliot em vários trabalhos de seu grupo (Elliott, 1994; Baunman *et al*, 2004; Engels *et al*, 2004).

A técnica Aleatória é o simples posicionamento aleatório de N-PSA seguido da otimização convexa do ganho para cada par. Este caso foi calculado para comparação com as técnicas de otimização em termos da melhoria atingida com o uso destas técnicas computacionalmente dispendiosas.

O Método Determinístico se distingue para cada função objetivo. No caso de energia cinética, está baseado na relação entre controlabilidade-observabilidade e o fator

de participação modal (Oliveira *et al.*, 2005). Se um ponto da estrutura tem um fator de participação modal significativo para todos os modos na banda de frequência de interesse, tais modos são mais observáveis por um sensor neste ponto, e por reciprocidade, controláveis por um atuador no mesmo ponto. Desta forma, pode-se calcular uma função $FPM(x,y)$ que indica o valor médio da participação modal de um atuador em função da sua posição na estrutura e do número N de modos ϕ_r na banda de frequência.

$$FPM(x,y) = \frac{1}{N} \sum_{r=1}^N a_r(x,y) = \frac{1}{N} \sum_{r=1}^N \frac{\phi_r(x,y)}{2\zeta_r \omega_r} \quad (3.4)$$

onde ζ_r é o fator de amortecimento modal e ω_r a frequência natural do modo r .

No caso de potência sonora, a eficiência de radiação de um modo determina sua contribuição para a potência total radiada. Sendo assim, a proposta é que se use uma função similar a Eq. 3.4 onde cada participação modal recebe um peso ' Λ_r ' (Eq. 3.5) conforme a importância deste modo na radiação (Oliveira *et al.*, 2005).

$$\Lambda_r = |a_r|^2 \cdot \sigma_{rr}(\omega_r) \quad (3.5)$$

onde σ_{rr} é a eficiência de radiação do modo r .

As sessões seguintes se dividem em relação ao número de PSA utilizados.

3.1. USO DE UM PAR SENSOR-ATUADOR

No caso do posicionamento de um PSA, a Busca Extensiva permite avaliar os métodos determinísticos propostos, já que a primeira resulta no ótimo global.

A Figura 3.2 ilustra uma comparação entre duas superfícies. No eixo XY estão as dimensões da placa e no eixo Z a função FPM e a máxima redução em energia cinética obtida para um PSA naquela coordenada XY (ambas normalizadas para comparação). Observa-se que ambas apontam para o mesmo ponto como ótimo para o posicionamento de um PSA.

Em relação à potência sonora radiada, fez-se uso da função de peso Λ_r , que para este caso toma a forma ilustrada na Fig.3.3 para os 17 primeiros modos de vibrar. Pode-se observar que os modos com maior contribuição são os do tipo ímpar-ímpar, ou seja o 1º, 5º e 6º (respectivamente [1,1], [1,3] e [3,1]).

Figura 3.2 – Comparação entre a máxima redução em energia cinética ($\square$) e a função *FPM* ($\diamond$); ponto ótimo para *FPM* ($\diamond$) e para busca extensiva ($\circ$)

Figura 3.3 – Função peso para os primeiros 17 modos da placa

O resultado da função *FPM* modificada por Λ_r , está ilustrado na Fig. 3.4, em comparação ao resultado da busca extensiva para redução de potência sonora radiada.

Figura 3.4 – Comparação entre a máxima redução em potência sonora ($\square$) e a função *FPM* modificada ($\diamond$); ponto ótimo para *FPM* ($\diamond$) e para busca extensiva ($\circ$)

Novamente ambas funções mostram o mesmo resultado, e neste caso, como esperado, um ponto diferente do ótimo para energia cinética. Ainda, o ponto ótimo neste

caso é o centro da placa, já que este é um ponto de máximo para todos os modos ímpares (bons radiadores) e nó para os modos pares (maus radiadores).

Ainda para um PSA, outras técnicas como Algoritmos Genéticos geraram os mesmos resultados, tanto para posicionamento como para ganho de realimentação, o que revela a consistência dos métodos utilizados (Tab. 3.2).

Tabela 3.2 – Resultados para otimização de 1 PSA

	X [mm]	Y [mm]	Ganho [N.s/m]	Redução [dB]
Energia Cinética	98.8	111.2	31.3 31.9 ³	4.7
Potência Sonora Irradiada	123.5	139.0	24.2	11.8

A Figura 3.5 ilustra a comparação entre as repostas de malha aberta e fechada para ambas as funções objetivo.

Figura 3.5 – Comparação entre as funções objetivo para malha aberta (cinza) e malha fechada (preta) para energia cinética (a) e potência sonora (b).

³ Valor obtido pelo algoritmo genético. A diferença se deve à precisão adotada para o valor

Portanto, para o caso de 1 PSA, as Tabs. 3.1 e 3.2 mostram que o controle ótimo obtido para Potência Sonora é distinto do controlador de Energia Cinética. Com um ganho de realimentação menor, a potência sonora para o controle de ruído é reduzida em adicionais 0,8dB quando comparada ao controle de vibração. Isto se deve ao fato do controle de ruído (Fig.3.6b) simplesmente ‘ignorar’ alguns modos com baixa eficiência de radiação como o 2º, 3º e 4º. Como resultado, a Energia Cinética neste caso é 2,5dB maior que no caso do controle de vibração, o que confirma que as maiores reduções nos som irradiado não são obtidas com a simples redução dos níveis de vibração (Dehandschutter, 1997)

Figura 3.6 – Comparação entre funções objetivo e valores de redução para diferentes controladores: (a) Controle de Vibração e (b) Controle de Ruído

3.2. USO DE MÚLTIPLOS PARES SENSOR/ATUADOR (M-PSA)

No caso, do uso de Múltiplos PSA uma otimização por busca extensiva só foi possível para 2 pares. Neste caso o número de combinações possíveis era de 354061 (para uma malha de 29x29 posições possíveis) o que representa quase duas semanas de cálculo, se para cada possibilidade de posicionamento, uma otimização convexa de 3s for necessária. Este valor cresce exponencialmente para cada PSA extra, o que inviabiliza o uso deste procedimento. Para tanto foi proposta uma Busca Incremental para um ponto sub-ótimo.

A Figura 3.7 e a Tabela 3.3 ilustram a posição e o ganho de realimentação para o posicionamento simultâneo de 2 PSAs de acordo com a Busca Extensiva e o Algoritmo Genético tanto para Energia Cinética como para Potência Sonora.

Figura 3.7 – Vista superior da placa com 2 PSAs em posições ótimas e respectivos ganhos de realimentação para controles de (+) Energia Cinética e (x) Potência Sonora

Tabela 3.3 – Resultados para otimização de 2 PSA

	PSA	X [mm]	Y [mm]	Ganho [N.s/m]	Redução [dB]
Energia Cinética	1	82.3	157.5	32.2	7.3
	2	197.6	194.6	28.6	
Potência Sonora Irradiada	1	32.9	101.9	22.9	12.5
	2	131.7	131.0	47.4	

A Figura 3.8 ilustra o resultado para o controle ótimo com 2 PSAs para energia cinética e potência sonora.

Com isso estes resultados, observa-se que a adição de um PSA, no caso de 2 PSAs, resulta em uma melhoria de 2,6dB em Energia Cinética, e 0,7dB em Potência Sonora. Ainda, pode-se notar que nenhuma das posições para os novos PSAs coincidem com a posição ótima para o caso de 1 PSA.

Figura 3.8 – Comparação entre as funções objetivo para malha aberta (cinza) e malha fechada (preta) para energia cinética (a) e potência sonora (b).

A Busca extensiva com mais de 2 PSAs é inviável com os recursos computacionais disponíveis, considerando que para 1 PSA as simulações duram cerca de 5h, para 2 PSAs cerca de uma semana, o uso de 3 PSAs resultaria em meses de cálculos. Sendo assim, para o cálculo do posicionamento de 4 PSAs (Fig.3.9) as técnicas de otimização utilizadas foram, Algoritmo Genético, Busca Incremental, Malha Uniforme e Aleatório, sendo que o Algoritmo Genético deve resultar no ótimo global, e os outros métodos em ótimos locais, já que para todos os casos, os ganhos são otimizados.

A Figura 3.10 mostra a comparação entre os resultados obtidos para Energia Cinética para os três casos ilustrados na Fig. 3.9. Pode-se observar que a Busca Incremental e o Algoritmo Genético mostram resultados similares, amortecendo todas as ressonâncias na banda de frequência de interesse, enquanto a Malha Uniforme sempre é vulnerável a alguns modos (os quais possuam linhas nodais próximas dos PSAs). O posicionamento aleatório resultou numa média de 8.8dB de redução de Energia Cinética com desvio padrão de 0.38 para 100 casos.

A Tabela 3.4 mostra os valores máximos de redução em Energia Cinética atingidos por cada técnica de otimização. Neste caso a Malha Uniforme é o menos eficiente, o Aleatório tem desempenho melhor e a Busca Incremental e o Algoritmo Genético mostram os melhores resultados (e muito semelhantes)

Figura 3.9 – Vista superior da placa com 4 PSAs e respectivos ganhos de realimentação conforme (+) Algoritmo Genético, (x) Busca Incremental e (o) Malha uniforme.

Figura 3.10 – Comparação entre função objetivo energia cinética para: (cinza) malha aberta, (tracejada) Algoritmo Genético, (pontos) Busca Incremental e (sólida) Malha Uniforme.

Tabela 3.4 – Resultados para otimização de 2 PSA

	Malha Uniforme	Aleatório	Busca Incremental	Algoritmo Genético
Redução [dB]	8.1	8.8	9.8	10.0

Para 4 PSAs, a Busca incremental mostrou bons resultados, se aproximando dos resultados para Algoritmo Genético. Isto indica que este tipo de problema pode apresentar vários ótimos locais, com desempenho comparável ao ótimo global. Ainda para este caso, a Malha Uniforme é a técnica menos eficiente, mesmo se considerado o

posicionamento aleatório, que de acordo com a Tab.3.4 apresenta 0,7dB de vantagem (em média).

De acordo com estes resultados, para uma estrutura simples, com sensores e atuadores e condições de contorno idealizados, os benefícios de longas rotinas de otimização podem ser questionados, se comparado com algumas soluções sub-ótimas.

4. CONTROLE DE TRANSMISSÃO DE RUÍDO EM VEÍCULOS

O ruído no interior de um veículo se origina da vibração das superfícies ao redor dos ocupantes. Tais vibrações, por sua vez, têm 2 fontes distintas: (i) subsistemas do veículo (motor, caixa de transmissão, pneus, etc.) agem como fontes de vibração, que é transmitida pela própria estrutura por todo o veículo e (ii) ruído gerado pelos subsistemas é transmitido pelo ar, excitando acusticamente as superfícies que delimitam a área de ocupantes (janelas, parede-corta-fogo, portas, etc).

Uma das abordagens mais eficientes no controle de ruído gerado por fontes estruturais de vibração é isolar tais fontes do restante da estrutura o tanto quanto possível, desta forma, interrompendo (ou prejudicando) o caminho de energia. Este é o caso dos coxins de motores e transmissões, com aplicações passivas (Wanga *et al.*, 2005; Shangguan & Lu, 2004) e ativas (Snyman *et al.*, 1995; Seba *et al.*, 2005).

Contudo, em se tratando de excitação acústica, não há formas eficazes de modificar o meio de transmissão (ar), restando como alternativa, interferir na estrutura da cabine de forma a minimizar o ruído interno resultante. Esta interferência pode ser passiva, inserindo camadas de material amortecedor e/ou absorvedor, ou ativa, com o uso de sensores e atuadores. As técnicas passivas encontram limitação em sua aplicação em baixas frequências, já que o volume de material necessário resulta em inviabilidade em termos de espaço e massa adicional. Por outro lado, as pesquisas realizadas nas últimas décadas em controle ativo mostram resultados promissores, mas no entanto, para que se tornem efetivamente aplicações de mercado, ainda carecem de metodologias sistemáticas de projeto e desenvolvimento.

Este capítulo apresenta os resultados obtidos para controle de transmissão de ruído em cavidades de veículos, que se comunicam por meio de uma superfície flexível. O ruído gerado em uma das cavidades excita esta superfície, que por sua vez excita o meio acústico na outra cavidade. Os sistemas de controle propostos envolvem o uso de

sensores e atuadores estruturais que têm como objetivo diminuir a transmissão de ruído entre as cavidades.

Inicialmente apresenta-se o sistema sob estudo e uma série de ensaios, que tem como objetivo identificar as principais características deste sistema vibroacústico. Estes resultados experimentais servem de base para o desenvolvimento de modelos numéricos confiáveis que, por sua vez, serão utilizados no desenvolvimento dos sistemas de controle propostos. Desta forma, propõe-se uma metodologia para, o que possa vir a ser, um procedimento padrão na indústria automobilística para o desenvolvimento sistêmico de soluções ativas.

4.1. SISTEMA SOB ESTUDO

O desenvolvimento deste trabalho requer um sistema vibroacústico físico e modelos compatíveis com este sistema. Entre outras razões, adotar um veículo real traria dificuldades adicionais para a modelagem no contexto deste trabalho, já que informações precisas sobre geometria e materiais seriam necessários. Portanto, o sistema escolhido deveria possuir geometria, materiais e condições de contorno conhecidas, de forma a permitir a modelagem sem contudo perder a generalidade dos resultados obtidos.

O sistema escolhido se trata de uma instalação dedicada a validação de procedimentos numéricos para análise de problemas acústicos e vibroacústicos em veículos (Brechlin, 2002), e se encontra atualmente nos laboratórios da LMS.International em Leuven (Fig. 4.1). A geometria simplificada do interior de um veículo (em escala 1:1) foi construída em concreto (com paredes de 100mm de espessura) para representar de maneira confiável a condição de contorno de parede rígida nos modelos acústicos. A estrutura que compreende o compartimento de passageiros (CP) é modular, e permite que algumas superfícies sejam substituídas por elementos flexíveis. Especialmente para este trabalho, foi construída uma cavidade extra que representa o compartimento do motor (CM). Na face comum entre o CP e o CM foi instalado um painel flexível, representando a parede-corta-fogo (PF).

Uma fonte acústica calibrada posicionada no CM permite excitar o sistema acusticamente, seja com um sinal dedicado à identificação do sistema (ruído branco, varredura senoidal, etc.) seja com o ruído gerado por um motor, para análises no domínio do tempo.

Figura 4.1 – Modelo simplificado de um veículo para ensaios vibroacústicos
(dimensões em mm)

4.2. IDENTIFICAÇÃO EXPERIMENTAL

Como dito anteriormente, o desenvolvimento de novos produtos baseado exclusivamente em protótipo físico é inviável devido aos altos custos envolvidos e a necessidade de encurtamento no ciclo de desenvolvimento. Portanto, existe uma demanda crescente para o desenvolvimento de modelos numéricos que possam prever com certa acuidade o comportamento de sistemas dinâmicos, entre outros fatores, para que possam ser utilizados em otimizações numéricas. Os resultados experimentais apresentados a seguir, visam a validação do modelo nominal para o sistema sob estudo. Tais modelos serão a base para o desenvolvimento do sistema de controle e otimizações numéricas.

Considerando a necessidade de tornar campanhas experimentais eficientes, o experimentalista deve assegurar que o mínimo necessário de dados para observar os fenômenos desejados seja obtido (Ewins, 2006). Neste sentido, o experimentalista pode fazer uso dos modelos computacionais já existentes, para guiá-lo no processo de concepção da campanha experimental, para que o conjunto mínimo de dados seja medido da forma mais eficiente e segura de sua completeza. Desta forma, o primeiro passo para o planejamento da campanha experimental foi o desenvolvimento de um modelo em EF da estrutura. A parede-corta-fogo (895x545x1,5mm) foi modelada com 200 (10x20) elementos do tipo casca (MSC.Nastran - Quad4). Neste estágio, as propriedades do material (densidade e módulo de elasticidade) não são de extrema

importância, já que estas interferem apenas nas frequências naturais e amplitude absoluta dos modos, e não afetariam a ordem e forma dos mesmos, fatores necessário para a análise que segue.

A escolha adequada da posição e quantidade de sensores e atuadores é essencial para que todos os modos na banda de frequência de interesse sejam propriamente excitados e medidos. A malha experimental proposta consiste de 60 pontos (10x6) e pode ser vista na Fig. 4.2. A técnica de excitação escolhida foi o martelo de impacto, que percorre os 60 pontos da malha, enquanto um acelerômetro serve de sinal de referência. Graças à reciprocidade, pode-se afirmar que este procedimento é semelhante a excitar a estrutura com um excitador eletrodinâmico na posição do atual acelerômetro, e medir acelerações em todos os pontos da malha.

Figura 4.2 – Malha experimental

A escolha do ponto de excitação se deu através da mesma função utilizada anteriormente para definir a posição ótima de um PSA no controle de realimentação centralizado, ou seja, por meio do fator de participação modal (FPM) médio para os N primeiros modos da estrutura, estimados pelo modelo preliminar de EF (Eq. 4.1). A Figura 4.3 ilustra o resultado para os 10 primeiros modos (FPM_{10}).

$$FPM_N = \frac{1}{N} \sum_{r=1}^N \frac{\phi_r}{2\zeta_r \omega_r} \quad (4.1)$$

Desta forma, a posição para o acelerômetro foi escolhida no ponto da malha experimental com maior FPM médio, como ilustrado na Fig.4.3.

Figura 4.3 – Fator de participação modal médio para os 10 primeiros modos estruturais, e melhor posição

Para minimizar o carregamento de massa na estrutura, foi escolhido um dos menores modelos de acelerômetro disponíveis no departamento com apenas 2 gramas. Detalhes sobre este, bem como outros sensores utilizados em toda a campanha experimental, se encontram na Tab. 4.1. O sistema de aquisição, escolhido pela portabilidade, foi o LMS.Pimento (Fig. 4.4).

Tabela 4.1 – Lista de sensores

	fabricante	Modelo	sensibilidade nominal
martelo de impacto	PCB	086C03	2,25 mV/N
acelerômetros	PCB	352C67	10 mV/(m/s ²)
transdutor de força	PCB	208C04	1,12 mV/N
microfones	B&K	4188 / ¹ 2671	31,6 mV/Pa
fonte acústica	LMS	E-LMFVVS	² 45,5 mV/(m ³ /s ²)

¹ pré-amplificado

² a fonte acústica possui um sensor interno para referência de entrada

Figura 4.4 – Equipamentos utilizados nos testes com martelo

A Figura 4.5 ilustra o espectro de excitação com martelo de impacto. Como pode-se observar, a ponta escolhida é adequada para a banda de frequência de interesse.

Figura 4.5 – Espectro da excitação com martelo de impacto

A Figura 4.6 ilustra uma das FRFs obtidas com excitação de impacto (saída, entrada = 42,26), e sua respectiva função de coerência para 5 médias, que são consideradas satisfatórias para a validação do modelo de EF.

Após a identificação das medições estruturais, realizaram-se as medições no sistema vibroacústico. Duas fontes de excitação foram utilizadas durante esta fase: (i) excitador eletrodinâmico LDS modelo V201/3 (26N) conectado à parede-corta-fogo (Fig.4.7a) e (ii) fonte acústica de baixas e médias frequências LMS modelo E-LMFVVS no compartimento do motor (Fig 4.7b).

Figura 4.6 – FRF_{42,26} e respectiva função coerência para entrada de impacto

Durante os testes com excitação estrutural, a fonte acústica permaneceu no CM, já que sua ausência afetaria o modelo acústico daquela cavidade. De fato, esta é considerada como parte do sistema vibroacústico, como o motor estaria presente na identificação de um veículo real. O oposto não é verdade, durante os testes com excitação acústica, o excitador foi removido da PF, já que sua presença afetaria de forma indesejada a dinâmica do painel, adicionando a dinâmica do excitador ao sistema vibroacústico.

Para a identificação do sistema vibroacústico, foi utilizado um sinal aleatório (tanto para o excitador quanto para a fonte acústica). Janelas *hanning* foram utilizadas tanto para os sinais de entrada quanto para os de saída. A Figura de 4.8 ilustra os espectros do sinal fornecido pelo gerador de sinais, a força medida pelo transdutor de força no ensaio com excitador estrutural e a potência sonora fornecida pela fonte acústica.

Observa-se que mesmo fornecendo um sinal aleatório, com energia distribuída de forma uniforme no domínio da frequência, a força de excitação proveniente do excitador apresenta variações de amplitude que podem ser associadas à interação inerente deste tipo de excitador com o sistema excitado. Por outro lado, o excitador acústico apresenta um espectro de excitação uniforme.

(a)

(b)

Figura 4.7 – Ensaio vibroacústico (a) excitador, acelerômetros e microfone no CP e (b) fonte acústica e microfone no CM

Finalmente, as Figs. 4.9 e 4.10 mostram as FRFs do sistema vibroacústico para excitação acústica e estrutural respectivamente. Os sinais de saída são o pontos 12 no painel (FRF de ponto no caso de excitação estrutural) e o microfone na posição da cabeça do motorista.

Figura 4.8 – Excitação para sistema vibroacústico (a) tensão do gerador de sinais (b) força do excitador eletrodinâmico e (c) potência sonora da fonte acústica

Figura 4.9 – FRFs vibroacústicas – excitação acústica

Figura 4.10 – FRFs vibroacústicas – excitação estrutural

Com base nos dados obtidos com os testes, os modelos completos do sistema podem ser desenvolvidos. Além da validação experimental dos modelos vibroacústicos, o objetivo destes experimentos é validar o procedimento de modelagem, que será utilizado para gerar modelos com modificações estruturais e a inclusão de sistemas de controle. Desta forma, conclusões gerais a respeito de tais modificações podem ser obtidas através destes modelos.

4.3. MODELAGEM DE UM SISTEMA ELETRO-VIBROACÚSTICO

O primeiro passo no desenvolvimento do sistema de controle de transmissão de ruído é a modelagem do sistema vibroacústico. Posteriormente, consideram-se os sensores e atuadores para a simulação em malha fechada. Parte dos objetivos deste trabalho é definir um procedimento de simulação para este fim, o que requer a integração de filosofias distintas de simulação, como acústica e estrutural (vibroacústica) e principalmente, como incluir em um só ambiente de simulação o sistema vibroacústico e o sistema de controle.

Os modelos vibroacústicos utilizados neste procedimento são completamente acoplados, i.e., modelos em que tanto o fluido é sujeito à dinâmica estrutural como a estrutura é influenciada pela dinâmica acústica. Assumir que um dos caminhos de

interação pode ser omitido, pode trazer simplificações para o processo de modelagem; por outro lado, prejudicando a acuidade dos resultados obtidos, como em Mohammad & Elliott (2005), onde comparações entre os diferentes tipos de modelos mostram que o desempenho do controlador pode ser superestimado no caso dos parcialmente acoplados.

Um dos problemas associados a modelos vibroacústicos completamente acoplados é o número de GdL, que facilmente podem atingir as centenas de milhares. Tendo em vista que estes modelos também devem ser utilizados em processos de otimização, onde a ordem dos modelos é crucial para a eficiência dos cálculos, a metodologia proposta deve prever a redução de ordem dos modelos acoplados.

Ainda, considerando que os parâmetros da otimização podem envolver modificações estruturais, os modelos devem ser parametrizados, de forma a tornar automática a modificação de determinados parâmetros, viabilizando o processo de otimização. Sendo assim, o procedimento de modelagem deve prover um sistema vibroacústico completamente acoplado, passível de redução de ordem e paramétrico em relação aos parâmetros de otimização.

Finalmente, quanto a inclusão de sensores e atuadores para as simulações de malha fechada, apresentam-se duas alternativas. A primeira envolve a inclusão de modelos dos atuadores e sensores no modelo vibroacústico; desta forma o modelo reduzido do sistema no ambiente de controle (planta) já inclui a dinâmica destes elementos e as entradas e saídas podem ser interpretadas como os sinais elétricos enviados ou recebidos respectivamente pelos sensores e atuadores. A segunda alternativa envolve modelos distintos dos sensores e atuadores que possam ser conectados à planta, que neste caso consiste unicamente do sistema vibroacústico reduzido no ambiente de simulação de controle. A última opção pode se mostrar mais versátil, já que não há a necessidade de alterar o modelo da planta caso haja alterações na configuração do controle (Oliveira *et al.*, 2007).

As próximas sessões descrevem em detalhes os diversos passos necessários na obtenção dos modelos para controle ativo de transmissão de ruído. Inicialmente são apresentados os detalhes do modelo vibroacústico, a redução e representação deste modelo em espaço de estados, e finalmente a inclusão de sensores e atuadores.

4.3.1 MODELO VIBROACÚSTICO

Como mencionado anteriormente na revisão de literatura, o modelo acoplado vibroacústico é baseado na CMS. Para tanto, os componentes modais acústicos e estruturais precisam ser descritos em termos de suas respectivas bases modais desacopladas. O primeiro passo neste sentido é definir as malhas de EF para ambos os componentes (Fig 4.11). Ambas as malhas foram criadas com o MSC.Patran.

Figura 4.11 – Malha de EF da (a) cavidade acústica e (b) parede-corta-fogo

Como os comprimentos de onda acústicos são, usualmente, maiores que os estruturais, uma malha acústica otimizada tende a possuir elementos maiores que elementos estruturais. Porém, em se tratando de um modelo vibroacústico, o uso de malhas compatíveis (com nós coincidentes) pode simplificar o processo de modelagem (Coyette & Dubois-Pèlerin, 1994). Sendo assim, em busca de manter as malhas compatíveis, sem contudo resultar em uma malha acústica muito refinada, uma relação

de compromisso é adotada, de forma a obter o menor número possível de elementos acústicos sem perder acuidade no modelo estrutural.

As malhas resultantes possuem 200 elementos tipo casca (231 nós) para a estrutura e 26050 elementos fluídicos (29528 nós) para as cavidades. A análise modal estrutural é calculada com o MSC.Nastran, enquanto a acústica e vibroacústica com o LMS.Sysnoise. Na banda de frequência de interesse (0 a 200Hz), o comprimento de onda estrutural mais curto ocorre aos 160Hz para o modo [5,1] que é descrito de forma satisfatória pelos elementos da malha. A malha acústica resultante apresenta um mínimo de 10 elementos por comprimento de onda até os 308Hz (Fig. 4.12 e Tab. 4.2).

Tabela 4.2 – Frequências de ressonância para os sistemas desacoplados e acoplado

modos vibroacústicos		modos estruturais desacoplados		modos acústicos desacoplados	
modo #	freq. [Hz]	freq. [Hz]	comprimento de onda [y, z]	freq. [Hz]	comprimento de onda [x, y, z]
1	0			0	EC - [0,0,0]
2	0			0	PC - [0,0,0]
3	35,3	34,2	[1,1]		
4	49,1	48,3	[2,1]		
5	52,5			52,1	PC - [1,0,0]
6	75,6	75,6	[3,1]		
7	85,9	86,0	[1,2]		
8	99,4	99,4	[2,2]		
9	101,8			101,6	PC - [2,0,0]
10	110,5			110,6	PC - [0,1,0]
11	112,5	112,6	[4,1]		
12	122,4	122,5	[3,2]		
13	122,9			122,8	PC - [1,1,0]
14	137,2			137,2	PC - [0,0,1]
15	145,9			145,9	PC - [3,0,0]
16	151,3			151,3	PC - [2,1,0]
17	155,7	155,7	[4,2]		
18	157,1			157,2	PC - [1,0,1]
19	159,0			158,7	EC - [0,1,0]
20	160,0	159,9	[5,1]		
21	164,5	164,5	[1,3]		
22	176,0			176,0	PC - [0,1,1]
23	177,8	177,8	[2,3]		
24	182,9			182,8	PC - [2,0,1]
25	184,1			184,1	PC - [1,1,1]
26	192,5			192,5	PC - [2,1,1]
27	198,9	199,0	[3,3]		
28	199,4			199,7	PC - [4,0,0]

Como pode ser observado na Fig. 4.12, alguns modos são predominantemente estruturais (#3) enquanto outros são predominantemente acústicos (#5 e #19). Ainda, alguns modos estruturais têm um efeito global na cavidade (#3) enquanto outros apresentam apenas um efeito local (#4). O mesmo pode ser observado quanto à excitação estrutural por modos acústicos (#5 e #19 respectivamente). Alguns modos, dependendo do campo de pressão resultante e da frequência de excitação vão excitar de forma mais, ou menos, eficiente os modos estruturais.

Figura 4.12 – Modos vibroacústicos da cavidade com parede-corta-fogo

A base modal vibroacústica fornecida pelo LMS.Sysnoise pode ser interpretada como a solução do auto-problema da formulação Euleriana (Eq. 2.4). Como este auto-problema não é simétrico, os resultados apresentam dois auto-vetores distintos Φ_L e Φ_R , respectivamente às soluções à esquerda e à direita, que no caso vibroacústico podem ser relacionados como (Luo & Gea, 1997):

$${}_r\Phi_L = \begin{Bmatrix} {}_r\Phi_{Ls} \\ {}_r\Phi_{La} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} {}_r\Phi_{Rs} \omega_r^2 \\ {}_r\Phi_{Ra} \end{Bmatrix} \quad (r = 1, 2, \dots, N_s + N_a) \quad (4.2)$$

De fato, os modos vibroacústicos obtidos a partir dos modos desacoplados com o LMS.Sysnoise são os auto-vetores à esquerda Φ_L da Eq. 4.2, a partir dos quais pode-se obter os Φ_R através da Eq. 4.2.

O modelo em questão foi validado com base nos dados experimentais apresentados anteriormente. As propriedades dos materiais foram ajustadas de forma a obter uma boa correlação entre resultados numéricos e experimentais. Os valores obtidos para o fluido foram: para a velocidade do som, $c_o = 344,7\text{m/s}$ e a densidade do ar $\rho_o = 1.185\text{kg/m}^3$. Para a estrutura, os valores obtidos foram: módulo de elasticidade $E = 2,33 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$ e densidade $\rho = 7800\text{kg/m}^3$.

As Figuras 4.13 e 4.14 ilustram as comparações entre FRFs estruturais, acústicas e vibroacústicas. Os pontos de excitação são a fonte acústica e uma força pontual em posições equivalentes às utilizadas nos experimentos (Figs. 4.9 a 4.11). Observa-se uma boa correlação entre os dados experimentais e numéricos, tanto para excitação estrutural quanto para excitação acústica.

Figura 4.13 – Comparação entre FRFs experimentais e numéricas para saída estrutural e entradas estrutural e acústica

Figura 4.14 – Comparação entre FRFs experimentais e numéricas para saída acústica e entradas acústica e estrutural

4.3.2 MODELO REDUZIDO E FORMULAÇÃO EM ESPAÇO DE ESTADOS

Uma vez obtida a base modal vibroacústica, o primeiro passo na obtenção de modelos reduzidos já fora realizado, pois a simples representação do sistema em termos de um número finito de modos já representa uma redução de ordem no modelo inicial. Uma forma de tornar esse modelo mais apropriado para simulações de sistemas de controle é escrevê-lo em espaço de estados (EE).

A Equação 4.3 apresenta uma das possíveis formulações em EE.

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix} \mathbf{x} + [b]\mathbf{f}, \quad \mathbf{y} = [c]\mathbf{x} \quad (4.3)$$

onde $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$ e $\mathbf{K}$ são as matrizes de massa, rigidez e amortecimento, $\mathbf{x}$ é o vetor de estados, $\mathbf{f}$ o vetor de entradas e $\mathbf{y}$ o vetor de saídas. Através das projeções modais na Eq. 4.4 e das relações na Eq. 4.5, pode-se escrever o sistema de estados na sua forma modal reduzida como na Eq. 4.6.

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{w} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \sum_{r=1}^{N_s+N_a} q_r \begin{Bmatrix} \Phi_{Rs} \\ \Phi_{Ra} \end{Bmatrix}_r = \Phi_R \mathbf{q} \quad (4.4)$$

$$\Phi_L^T \mathbf{M} \Phi_R = \mathbf{I} \quad \text{e} \quad \Phi_L^T \mathbf{K} \Phi_R = \Omega^2 \quad (4.5)$$

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \\ \ddot{\mathbf{q}} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\Omega^2 & -\Gamma \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \Phi_{Ls}^T [b_s] & \Phi_{La}^T [b_a] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{f}_a \end{Bmatrix} \\ \begin{Bmatrix} \mathbf{w} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} [c_s] \Phi_{Rs} & \mathbf{0} \\ [c_a] \Phi_{Ra} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (4.6)$$

onde Γ é a matriz de amortecimento modal, $[b]$ e $[c]$ são matrizes retangulares com valores igual a 1 nas coordenadas onde aplica-se uma excitação ou deseja-se uma saída, e zero alhures.

Desta forma, o sistema vibroacústico acoplado pode ser utilizado para simulação de sistemas de controle, onde a formulação em EE apresentada é utilizada para criar o modelo da planta. Se ainda assim, a ordem do modelo for excessivamente grande para a demanda pode-se aplicar métodos de redução na base modal, como por exemplo um truncamento balanceado, que se baseia no ranqueamento dos modos de acordo com uma

decomposição em valores singulares, e posterior truncamento da base modal (Safnov & Chiang, 1989). No caso deste trabalho, a ordem de um sistema de estados típico é de menos de uma dezena de entradas e saídas, e menos de uma centena de estados, o que se mostrou razoável para as simulações propostas sem necessitar de um método de redução adicional.

A Tabela 4.3 descreve os pontos de saída no domínio acústico (microfones) para o modelo em EE. A entrada acústica também é fixa (canto inferior direito do CM). Quanta às entradas e saídas estruturais, essas podem ser qualquer das 231 coordenadas dos nós na malha de EF, contudo os pontos na borda da parede-corta-fogo são engastados, portanto não há relevância em inserir um atuador ou sensor nessas coordenadas, reduzindo as possíveis entradas e saídas para 171 pontos. Sendo assim, o sistema original em EF com 23552 GdL (22697 GdL acústicos e 855 GdL estruturais) é representado por uma sistema em EE com 104 estados (52 modos), 175 saídas e 172 entradas. Este sistema pode ser subdividido em sub-sistemas menores, com menos estradas e saídas, conforme a aplicação.

Tabela 4.3 – Pontos de entrada e saída para o modelo em EE.

	Natureza	#	Descrição
entrada	estrutural	1 a 171	ponto em posição arbitrária na parede-corta-fogo
	Acústico	172	posição do auto-falante
saída	estrutural	1 a 171	ponto em posição arbitrária na parede-corta-fogo
	Acústico	172, 173, 174 175	motorista, passageiro e mic. CP mic. CM

A concordância entre os modelos completos em EF e os modelos em espaço de estados pode ser vista na Fig. 4.16, que apresenta todas as combinações de entrada e saída para o sistema vibroacústico. Neste caso as entradas são a fonte acústica e uma força pontual na parede-corta-fogo, e as saídas são a pressão na posição da cabeça do motorista e a aceleração no ponto de excitação estrutural.

Figura 4.15 – Pontos de entrada e saída estrutural

Figura 4.16 – Comparações entre FRFs do modelo de EF(–) e EE(...)

Neste estágio é possível simular o sistema de controle considerando fontes de excitação e sensores ideais. De fato, na maior parte dos trabalhos citados até então, é comum o uso de sensores e atuadores idealizados, mesmo quando as simulações envolvem otimização (Bauman *et al.* 2004; Engels, *et al.* 2004; de Fonseca *et al.* 1999).

Neste caso, efeitos de rigidez local, carregamento de massa e outras formas de interação com a estrutura são negligenciados, considerando-se apenas forças e momentos idealizados. Contudo, o procedimento proposto deve permitir a inclusão de modelos dos sensores e atuadores nos modelos estruturais, como demonstrado por Trindade *et al.* (2001) para vigas compostas com material visco-elástico e pastilhas piezelétricas. Oliveira (2003) e Oliveira & Varoto (2002) demonstram os efeitos da interação excitador/estrutura no caso de atuadores eletrodinâmicos. Estes resultados têm aplicação direta no caso do uso de excitadores inerciais. No caso do uso de sensores piezelétricos, os mesmos modelos propostos para os excitadores podem ser utilizados, e para acelerômetros, o carregamento de massa já é uma hipótese razoável. A próxima sessão discute em maior detalhe a inclusão de diferentes tipos de sensores e atuadores nos modelos vibroacústicos.

4.3.3 INCLUSÃO DE SENSORES E ATUADORES

O próximo passo consiste em incluir modelos para os sensores e/ou atuadores, na medida em que estes possam influenciar de forma significativa a dinâmica do sistema, e por conseguinte, a performance do sistema de controle. As metodologias são distintas para o caso de sensores/atuadores piezelétricos e para excitadores eletrodinâmicos (excitador inercial).

SENSORES E ATUADORES PIEZELÉTRICOS

A inclusão de sensores ou atuadores piezelétricos se dá em duas partes. Inicialmente as propriedades mecânicas da pastilha são introduzidas no modelos de elementos finitos da estrutura. Numa segunda etapa, as propriedades eletromecânicas são incluídas no modelo em EE.

As pastilhas piezelétricas são modeladas com elementos multicamadas do tipo casca (Fig. 4.18). Este tipo de elemento, com propriedades piezelétricas está disponível no software Samcef. Softwares como Ansys ainda não dispõem de elementos tipo casca (apenas sólidos), e o MSC.Patran/Nastran ainda não oferece este tipo de material. Utilizando o Samcef, na posição definida para o sensor e/ou atuador, é incluída uma camada extra que representa as propriedades mecânicas da pastilha piezelétrica. Um GdL adicional (por elemento) é associado às grandezas elétricas, tensão e carga (Fig.4.17). A Eq. 4.7 representa em forma matricial o sistema de equações que governa este sistema eletro-mecânico (Piefort, 2001).

Figura 4.17 – Modelo de EF das pastilhas piezelétricas

$$\left(\begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & \mathbf{K}_{se} \\ \mathbf{K}_{es} & \mathbf{K}_e \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} \mathbf{C}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \mathbf{w} \\ \mathbf{V} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{e} \end{Bmatrix} \quad (4.7)$$

As matrizes de acoplamento eletro-mecânico $\mathbf{K}_{se}$ e $\mathbf{K}_{es}$ são mutuamente transpostas, sendo assim a matriz de rigidez é simétrica. O vetores $\mathbf{V}$ e $\mathbf{e}$ representam, respectivamente, as tensões e cargas nas pastilhas piezelétricas. É importante salientar que neste equacionamento, as entradas elétricas (tensão) encontram-se do lado esquerdo da equação enquanto as saídas (cargas) do lado direito. Ainda, $\mathbf{K}_s$ e $\mathbf{M}_s$ são as matrizes estruturais, neste caso, modificadas pela presença das pastilhas piezelétricas.

Para obter as equações do sistema eletro-mecânico em EE, aplica-se a expansão modal em termos dos modos estruturais na Eq. 4.7, e pré-multiplica-se a primeira linha do sistema de equações pela matriz modal transposta. Φ_s^T .

$$\left(\begin{bmatrix} \Phi_s^T \mathbf{K}_s \Phi_s & \Phi_s^T \mathbf{K}_{se} \\ \mathbf{K}_{es} \Phi_s & \mathbf{K}_e \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} \Phi_s^T \mathbf{C}_s \Phi_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} \Phi_s^T \mathbf{M}_s \Phi_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_s \\ \mathbf{V} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Phi_s^T \mathbf{f}_s \\ \mathbf{e} \end{Bmatrix} \quad (4.8)$$

Desta forma, entradas de tensão e medidas de carga são consideradas. A excitação é feita impondo as tensões de entrada no vetor $\mathbf{V}$ para as equações dos atuadores, enquanto que para o sensoriamento, impõem-se os valores zero para a tensão nas equações dos sensores. Assim, as equações para atuadores e sensores podem ser extraídas do sistema de equações (Eq. 4.8) resultando, respectivamente, nas Eqs. 4.9 e 4.10.

$$\Phi_s^T (\mathbf{K}_s + j\omega \mathbf{C}_s - \omega^2 \mathbf{M}_s) \Phi_s \mathbf{q}_s = \Phi_s^T \mathbf{f}_s - \Phi_s^T \mathbf{K}_{se} \mathbf{e} \quad (4.9)$$

$$\mathbf{e} = \mathbf{K}_{es} \Phi_s \mathbf{q}_s \quad (4.10)$$

Nota-se que a equação do atuador (Eq. 4.9) assume a forma de um sistema puramente estrutural, com entradas adicionais associadas a entrada de tensão. A Eq. 4.10 relaciona as cargas no sensor com as deformações estruturais. Desde que a formulação para este tipo de elemento esteja disponível, é possível incluir tantos atuadores quantos desejados, considerando-se que um GdL elétrico será adicionado ao modelo para cada atuador ou sensor.

A desvantagem desta técnica de modelagem é o fato das modificações estruturais provenientes do posicionamento das pastilhas ser dependente da posição. Neste caso, para obter o modelo da planta para um novo posicionamento, todo o modelo estrutural precisa ser recalculado, e conseqüentemente o modelo vibroacústico. A Fig. 4.18 ilustra as modificações ocasionadas pelo posicionamento de um par sensor/atuador piezelétrico no centro da placa. Pode-se observar que para os modos onde há deformação significativa das pastilhas (#3 e #10), tanto a frequência quanto os modos de vibrar são influenciados pela presença do par.

Para os resultados ilustrados nesta sessão, a posição do PSA é a mesma ilustrada na Fig. 4.17. Esta posição foi escolhida de forma arbitrária, buscando uma boa observabilidade e controlabilidade, baseando-se unicamente na hipótese de que esta posição não seria uma linha nodal para os primeiros modos deste sistema.

A próxima etapa consiste na representação do sistema em EE. O modelo vibroacústico é obtido de forma similar à descrita anteriormente, salvo que o modelo estrutural utilizado possui as propriedades mecânicas das pastilhas piezelétricas. A Eq. 4.8 é obtida em termos dos componentes estruturais da base modal vibroacústica, e desta forma, as entradas e saídas adicionais (referentes aos GdL elétricos) podem ser incorporadas ao modelo em EE através das Eqs. 4.9 e 4.10, resultando na Eq. 4.11.

Com isso, obtém-se o sistema eletro-vibroacústico em um único ambiente de simulação, adequado para a implementação de um sistema de controle. Este sistema permite a aplicação simultânea de entradas como forças estruturais, fontes acústicas e tensão elétrica nos atuadores piezelétricos, tendo como resultado deslocamento (velocidade ou aceleração) estrutural, pressão sonora e cargas elétricas nos sensores piezelétricos. As Figuras 4.19 a 4.21 ilustram a resposta de diversos GdL do modelo, (elétrico, estrutural e acústico) a entradas unitárias de diversas naturezas (elétrico, estrutural e acústica), o que indica o grau de interação entre os diversos meios neste modelo acoplado.

Figura 4.18 – Modos de vibrar da parede-corta-fogo
 (a) sem e (b) com atuador piezelétrico

$$\begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \\ \ddot{\mathbf{q}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{\Omega}^2 & -\mathbf{\Gamma} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{\Phi}_{\text{Ls}}^T [b_s] & \mathbf{\Phi}_{\text{La}}^T [b_a] & -\mathbf{\Phi}_{\text{Ls}}^T \mathbf{K}_{\text{se}} [b_e] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{f}_a \\ \mathbf{e} \end{Bmatrix} \quad (4.11)$$

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{w} \\ \mathbf{p} \\ \mathbf{Q} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [c_s] \mathbf{\Phi}_{\text{Rs}} & \mathbf{0} \\ [c_a] \mathbf{\Phi}_{\text{Ra}} & \mathbf{0} \\ [c_e] \mathbf{K}_{\text{es}} \mathbf{\Phi}_{\text{Re}} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{Bmatrix}$$

Figura 4.19 - Resposta do GdL elétrico a várias entradas

Figura 4.20 – Resposta do GdL mecânico a várias entradas

Figura 4.21 – Resposta do GdL acústico a várias entradas

ATUADORES ELETRODINÂMICOS

No caso de atuadores eletrodinâmicos, e aqui se incluem excitadores eletrodinâmicos de imã permanente e excitadores inerciais, é possível adotar outra estratégia de modelagem, onde o modelo da planta consiste de um sistema linear invariante no tempo independente dos sensores e atuadores e de suas posições. Desta forma, o posicionamento dos mesmos pode se dar no modelo reduzido, e sendo assim, o processo de modelagem e redução do sistema vibroacústico pode ser feito uma única vez.

Se os sensores em questão são acelerômetros, e a frequência de aplicação respeita os limites úteis deste dispositivo (geralmente especificados na carta de calibração), este pode ser considerado como um sensor ideal, ou seja, fornecendo um sinal linearmente proporcional à grandeza medida. No tocante a interação com a estrutura, pode-se considerar apenas uma adição de massa concentrada, caso a massa do acelerômetro seja considerável.

Se os sensores podem ser modelados de forma simples ou mesmo negligenciados, por outro lado, os excitadores requerem um modelo mais compreensivo. As causas e efeitos da interação entre excitadores eletrodinâmicos e a estrutura tem sido objeto de estudo por experimentalistas desde os primórdios da análise modal, como em Unholtz (1961) e Tomlinson (1979), até os tempos atuais (McConnell & Varoto, 1995; Olbrechts, *et al.* 1997; Lang, 2001 e Oliveira & Varoto, 2002).

A Figura 4.22 apresenta um modelo simplificado de um excitador eletrodinâmico, com seus componentes estruturais e eletromagnéticos. As Eqs. 4.12 e 4.13 descrevem a dinâmica deste sistema acoplado, com amplificador operando em modo de tensão (McConnell & Varoto, 1995).

Figura 4.22 – modelo eletromecânico de um excitador eletrodinâmico

$$m_i \ddot{w}_i + c_i (\dot{w}_i - \dot{w}_s) + k_i (w_i - w_s) = k_f I \quad (4.12)$$

$$R_e I + L_e \dot{I} + k_f (\dot{w}_i - \dot{w}_s) = V \quad (4.13)$$

onde m , c e k são a massa, o amortecimento e a rigidez da armadura do excitador, os índices i e s se referem ao excitador e à estrutura respectivamente, R_e é a resistência e L_e a indutância elétrica da bobina, k_f é a constante elétrica do excitador, I é a corrente na bobina e V a tensão elétrica de entrada. Como pode-se observar, o acoplamento se dá na força eletromagnética, proporcional a corrente que circula na bobina. Esta por sua vez é função da tensão de entrada e de velocidade relativa da bobina no campo magnético do ímã permanente. Esta última é conhecida como tensão de retorno (V_{bemf} do inglês *back electro-magnetic force*).

Neste estágio a estrutura é representada pelo sistema em EE, conforme descrito pela Eq. 4.6, do qual o deslocamento de qualquer ponto candidato ao posicionamento do atuador está disponível. Assumindo que o atuador inercial será rigidamente conectado à estrutura, o movimento da base (w_s) será o mesmo. Neste sentido, o excitador inercial pode ser representado pela massa móvel, que é conectada à estrutura por uma interface ativa, que compreende a rigidez e amortecimento passivo da armadura do excitador, bem como os elementos eletromecânicos (Fig. 4.23). Desta forma é possível incorporar um ou mais excitadores à planta, dados o deslocamento dos pontos de conexão e a tensão de entrada.

Figura 4.23 – Excitador inercial e modelo da interface ativa

As FRFs ilustradas na Fig. 4.16 tiveram origem no sistema em EE, sem considerar a eventual interação entre o excitador eletrodinâmico e a estrutura; em outras palavras, a força de entrada é considerada ideal. Contudo, se o modelo do excitador é considerado na simulação, é possível observar os fenômenos inerentes a este dispositivo de excitação como a queda de força nas frequências próximas das ressonâncias da estrutura. A Figura 4.24 ilustra, na parte superior, uma FRF de ponto obtida com um modelo de estado com excitador incorporado; na parte inferior encontra-se o espectro de excitação no caso de uma fonte ideal e no caso de um excitador inercial

Figura 4.24 – FRF de ponto e espectro da excitação elétrica (F_e) e mecânica (F_{int})

Observa-se que em baixas frequências, e nas regiões das ressonâncias estruturais, a amplitude da força de excitação diminui. Este efeito pode trazer problemas na identificação das FRFs experimentais (Olbrechts et al., 1997; Oliveira & Varoto, 2002) mas principalmente neste caso, considerando-se a eficiência do controlador, pode resultar em decréscimo no desempenho.

4.4. CONTROLE ATIVO DE TRANSMISSÃO DE RUÍDO

Com modelos vibroacústicos acoplados, representados em espaço de estados, e incluindo modelos dos caminhos secundários de excitação (modelos dinâmicos dos excitadores), é possível implementar controladores em ambientes de simulação como Matlab/Simulink. Esses controladores podem incluir sensores e atuadores estruturais e acústicos.

Os controladores demonstrados aqui têm por objetivo reduzir a transmissão de ruído do compartimento do motor (CM) para o compartimento de passageiros (CP). A estratégia de controle adotada é a realimentação descentralizada de velocidade envolvendo sensores e atuadores estruturais, conectados em pares independentes (Fig. 4.25). Os sensores e atuadores devem ser posicionados de forma a garantir a alternância de pólos e zeros na sua função de transferência.

Figura 4.25 – Sistema em espaço de estados para modelo eletro-vibroacústico

O sinal de distúrbio utilizado para estas simulações, representa um motor em aceleração. Fig. 4.26 ilustra o conteúdo em frequência do sinal, estimado através medidas em um motor 4-cilindros em operação. A amplitude do sinal sintetizado foi ajustada de forma a resultar em 100dB no interior do CM e em torno de 70dB na posição da cabeça do motorista.

As próximas sessões demonstram resultados de controladores envolvendo, respectivamente, excitadores piezelétricos e inerciais.

Figura 4.26 – Sinal de distúrbio (a) espectro do sinal medido e (b) sinal sintetizado

4.4.1 SENSOR/ATUADOR PIEZELÉTRICO

A configuração proposta envolve o uso de duas pastilhas piezelétricas colocadas, de forma que o atuador recebe uma tensão proporcional à derivada temporal da carga gerada pelo sensor (Fig. 4.27). Desta forma, o sistema pode ser considerado conservativo, ou seja, estável independentemente do ganho de alimentação. A posição do par foi escolhida de forma arbitrária, fora de centro, de forma que os primeiros modos estruturais pudessem ser observáveis e controláveis por este par.

Figura 4.27 – Sistema em malha fechada com atuadores piezelétricos

A Figura 4.28 ilustra os resultados para malha aberta e fechada. O ganho de alimentação foi escolhido de forma a resultar na maior redução no nível de pressão sonora na posição da cabeça do motorista. Contudo, como pode ser observado, apenas alguns modos são controlados de forma efetiva, o que indica que o posicionamento do PSA necessita de uma metodologia sistemática, seja por algum método determinístico como sugerido por Oliveira *et al.* (2005) para o controle de radiação em campo aberto.

Outro resultado importante com relação ao uso de pastilhas piezelétricas é o uso de modelos adequados para estes componentes. Para que o comportamento em baixa frequência de um PSA piezelétrico seja representado de forma acurada, a retenção de um grande número de modos na base modal se faz necessária, de forma que as deformações localizadas possam ser representadas pela superposição dos modos. Uma das formas de contornar esse problema, sem a necessidade de reter tantos modos é utilizar um modo residual, em alta frequência (acima da banda de frequência de interesse). Desta forma, este modo contribui de forma constante com os modos dentro da banda de interesse. A forma deste modo é obtida por uma orto-normalização da deformação resultante de uma entrada estática de tensão no atuador (compensação estática). A Figura 4.29 ilustra a comparação entre os resultados de malha aberta e fechada para o sistema com compensação estática. Observa-se que a redução é muito menos pronunciada que no caso sem compensação estática (Fig. 4.28), o que indica que a negligência deste efeito resulta em uma superestimação do desempenho do controlador.

Figura 4.28 – NPS para o motorista em malha aberta e fechada

Deraemaeker & Preumont (2005) demonstram que a compensação estática pode ser interpretada como uma sensibilidade da pastilha piezelétrica diretamente proporcional à entrada, e se negligenciada pode resultar em problemas na estimativa dos zeros de malha aberta, que vão conseqüentemente afetar as estimativas de desempenho.

Como resultado, a redução total obtida com o controle sem compensação estática é de 0,8dB, enquanto que para o controle com compensação estática é de 0,2dB. Para ambos os casos, foi utilizado um ganho de realimentação otimizado em relação ao NPS para o motorista. A Figura 4.30 ilustra como o NPS varia em função do ganho de realimentação neste caso.

Figura 4.29 – NPS para o motorista em malha aberta e fechada com compensação estática para PSA

Como pode ser visto, ambos os casos apresentam ganhos ótimos, todavia distintos. Desta forma, demonstra-se que reduções maiores que as apresentadas só poderiam ser alcançadas caso outros parâmetros fossem alterados, como por exemplo a posição ou o número de PSAs. Contudo, deve-se considerar que o custo computacional

de um processo de otimização pode crescer exponencialmente com o número de parâmetros.

Figura 4.30 – NPS em função do ganho de realimentação para PSA com e sem compensação estática

4.4.2 EXCITADOR INERCIAL

Para demonstrar a aplicação de controles envolvendo excitadores inerciais, propõe-se uma configuração envolvendo 2 PSAs descentralizados. Neste caso, cada sensor envia um sinal proporcional à velocidade daquele ponto na parede-corta-fogo, o qual é amplificado e usado como tensão de entrada para o excitador inercial (Fig. 4.31). Aqui, novamente, busca-se a alternância de pólos e zeros na FT entre sensores e atuadores.

Figura 4.31 – Diagrama de blocos para controle ativo descentralizado

Sendo assim, como descrito anteriormente, com o sistema vibroacústico em espaço de estados é possível incluir os modelos dos atuadores e ajustar os ganhos de realimentação de forma a minimizar a transmissão de ruído entre as cavidades. O diagrama de blocos que representa o excitador inercial, pode ser visto em maior detalhe

na Fig. 4.32. Como pode ser observado, o deslocamento do ponto de conexão, e a tensão de alimentação são as entradas para este sistema, que tem como saída a força na interface com a estatura.

Figura 4.32 – Diagrama de blocos para o excitador inercial

A equação diferencial que rege a dinâmica deste sub-sistema pode ser obtida combinando-se as Eqs. 4.12 e 4.13, onde a indutância da bobina é negligenciada, como sugerido por Rao (1987) e Maia & Silva (1997). Como o sistema de controle consiste de uma realimentação de velocidade, a tensão de entrada será proporcional à velocidade do ponto de excitação w_s , como indicado na Fig. 4.31.

$$m_i \ddot{w}_i + \left(c_i + \frac{k_f^2}{R} \right) (\dot{w}_i - \dot{w}_s) + k_i (w_i - w_s) = \frac{k_f}{R} e \quad (4.14)$$

A Figura 4.33 mostra como o desempenho do controlador (em termos da redução do NPS para o motorista) varia em função dos ganhos de cada PSA. Como pode ser visto, novamente é possível obter um conjunto de ganhos ótimos com relação a redução do NPS.

Figura 4.33 – Desempenho do controlador em termos dos ganhos dos PSAs

A Figura 4.34 ilustra, no domínio do tempo e da frequência, a comparação entre as respostas de malha aberta e fechada para este sistema de controle. No caso da malha fechada são apresentados dois resultados: com o uso de forças idealizadas e considerando-se a dinâmica do excitador.

Como mencionado anteriormente, o uso de forças idealizadas leva à superestimativa do desempenho do controle, principalmente em baixas frequências. Ainda, pode-se observar que para algumas ressonâncias (as predominantemente acústicas) o efeito de amortecimento ativo não é tão pronunciado.

Como resultado, a redução no NPS obtida com este controlador é de 4,3dB (com ganhos ótimos para ambos os PSAs). Como pode ser visto na Fig 4.34, o uso de forças idealizadas resulta em erros de até 6dB para determinadas frequências. Também é verdade que para frequências mais altas, esta diferença é muito menos pronunciada.

Figura 4.34 – Comparação entre as respostas de malha aberta e malha fechada com força idealizada e com o modelo do excitador

4.5. OTIMIZAÇÃO MULTIDISCIPLINAR

Um método de otimização multidisciplinar só pode ser aplicado com eficiência caso todas as etapas no processo de simulação, da obtenção de modelos paramétricos, sua redução e as comunicações entre os diversos programas necessários seja feita de forma automática (Fig.4.1). Em resumo, o processo de modelagem proposto pode ser descrito nos seguintes passos: (i) desenvolvimento do modelo de EF da estrutura e incorporação das propriedades mecânicas dos sensores e atuadores, (ii) desenvolvimento do modelo acústico (EF ou EC) e acoplamento com modelo estrutural modificado, (iii) eventual incorporação de GdL elétricos ao modelo vibroacústico e finalmente (iv) redução e conversão do modelo de EF para um modelo em espaço de estados.

A otimização de um sistema ativo é normalmente realizada na mesma sequência em que o projeto de tal sistema ativo seria conduzido. Primeiramente, o sistema estrutural é projetado/otimizado considerando-se algum critério de desempenho em malha aberta. Posteriormente, o sistema de controle é projetado para que o sistema integrado obtenha uma melhoria de desempenho, ou atinja uma determinada especificação de projeto para a qual a estrutura em malha aberta falha.

Figura 4.35 – Fluxo do processo de modelagem

Portanto, a maneira mais intuitiva de projetar um sistema ativo vibroacústico seria comparar o desempenho em malha aberta das possíveis configurações estruturais, levando-se em consideração, não somente o desempenho, mas também uma penalidade para a massa do sistema adotado. A massa é um aspecto importante no projeto de um novo sistema por afetar diretamente o custo de produção e o consumo de combustível (no caso de veículos). Numa segunda etapa, um sistema de controle é projetado para melhorar o desempenho do sistema original.

No caso de malha aberta, o desempenho do sistema vibroacústico é definido como o nível de pressão sonora (NPS) em dB, na posição da cabeça do motorista, conforme descrito pela Eq. 4.15.

$$NPS = 20 \log \left(\frac{P_{RMS}}{2e^{-5}} \right) \quad (4.15)$$

A Fig. 4.36 apresenta o desempenho em malha aberta para diferentes espessuras da parede de fogo. A linha contínua é resultado do cálculo do NPS para várias espessuras da parede-corta-fogo, as regiões marcadas de 0,5 em 0,5mm são as supostas espessuras de placas disponíveis no mercado, delimitando as possíveis soluções. Supondo um critério de projeto que estipula um desempenho mínimo de 70dB, inicialmente, apenas as paredes-de-fogo com espessura acima de 3mm atingiriam este requisito. Contudo, se as soluções acima de 3mm fossem restringidas (com relação a massa total da estrutura) o projeto seria inviável, a menos que fosse considerada uma solução ativa. Desta forma, três soluções com desempenhos próximos seriam possíveis: 1,5, 2,0 e 2,5 mm

Figura 4.36 – desempenho do sistema em função da espessura da parede-corta-fogo

Ainda neste contexto, a escolha natural seria optar pela parede de fogo com espessura de 1,5 mm, pois é o sistema mais leve e com melhor desempenho no espaço de projeto. No entanto, para que esse sistema atinja o requerimento de projeto, é preciso incluir um sistema de controle, e nesta sequência de projeto nenhuma análise em malha fechada fora utilizada até então. O que se pretende demonstrar é que essa metodologia pode levar o projetista a escolher uma solução sub-ótima, uma vez que ele não considera a interação entre os sistema de controle e a estrutura (Van Brussel *et al.*, 2001).

Esta metodologia poderia ser aprimorada se os parâmetros estruturais e de controle fossem considerados simultaneamente em um procedimento autenticamente mecatrônico, como propõem Van Brussel *et al.* (2001). A metodologia de simulação proposta anteriormente permite abordar esse problema de forma simultânea. Para esta aplicação, identifica-se que, além do parâmetro estrutural, os parâmetros de controle mais importantes são as posições dos sensores e atuadores e o ganho de alimentação.

Otimizar todos os parâmetros simultaneamente seria a forma mais segura de encontrar o mínimo global do problema acoplado. No entanto, nem sempre é possível resolver esse problema em um único passo devido ao tamanho dos modelos e à sua natureza extremamente não convexa (vide Fig. 4.35). O tamanho dos modelos interferem no tempo de processamento do resultado e portanto na metodologia de otimização a ser utilizada. Para os resultados apresentados a seguir, a modelagem vibroacústica proposta nas seções anteriores é utilizada para gerar modelo reduzidos desse sistema vibroacústico acoplado. Dessa maneira, reduzindo o tempo de processamento e viabilizando a otimização numérica.

Como já descrito anteriormente, a criação desse modelo é o resultado da interação entre diversos softwares e disciplinas, em outras palavras, a criação desse modelo é um trabalho multidisciplinar. Estas diversas disciplinas apresentam diferentes objetivos que podem ser conflitantes. Por exemplo, a performance do sistema (em dB) é conflitante com a massa da parede-corta-fogo (em Kg) e com o esforço do controle, medido pela energia aplicada pelo atuador (em dB), conforme descrito pela Eq. 4.16:

$$E = 20 \log (K \cdot \dot{w}_{RMS}) \quad (4.16)$$

Além disso, expressar esses objetivos nem sempre é uma tarefa simples, já que estes parâmetros devem compor uma única função objetivo (*FO*), sendo preciso quantificar o custo da massa e o benefício do desempenho em termos da mesma grandeza. Esta soma ponderada dos diferentes objetivos fornece uma função objetivo (Eq. 4.17), que por sua vez é altamente dependente da experiência prévia do projetista e terá um grande impacto no resultado final da otimização.

$$FO = W_1.NPS + W_2.m + W_3.Ef \quad (4.17)$$

onde W_1 , W_2 e W_3 são os pesos de cada parâmetro e m é a massa da parede-corta-fogo.

Caso o sistema de controle seja incluso na otimização do sistema ativo, o acoplamento entre a estrutura e o controle deve ser levado em consideração. O sistema

ótimo só pode ser calculado se uma otimização simultânea entre os controles e os parâmetros estruturais for realizada. Van Brussel *et al.* (2001) ilustram esse acoplamento realizando uma otimização simultânea em uma máquina-ferramenta de 3 eixos. Reyer e Papalambros (1999) utilizam essa metodologia para otimizar um motor elétrico DC simultaneamente com os seus controles. Reyer *et al.* (2001) introduzem várias formulações para essa otimização considerando a complexidade e o tamanho do problema. Contudo, para sistemas de controle de ruído, a otimização simultânea têm sido raramente utilizada, apesar de existirem vários casos relatando seus benefícios para sistemas de controle para redução de vibração. Xianmin *et al.* (2007) descrevem uma otimização simultânea para um mecanismo flexível para atenuação de ruído. O objetivo desse trabalho foi reduzir a radiação acústica provinda de um mecanismo flexível considerando como objetivos o peso da estrutura, a energia de vibração e a energia gasta pelo controle. Utilizando essa metodologia, o desempenho do sistema acústico e a energia gasta pelo controlador sofreram melhora significativa.

Na realidade, o conceito de ‘ótimo’ pode mudar quando o problema apresenta várias funções objetivos. Uma estratégia mais consistente seria gerar um conjunto de todas as possíveis alternativas do projeto para representar as relações de compromisso entre os parâmetros expressos pelos objetivos. Neste contexto, o objetivo do método de otimização pode ser encontrar a fronteira de *Pareto* ao invés de encontrar um único mínimo (ou máximo) absoluto (Mehr & Tumer, 2006), deixando as relações de compromisso mais claras para o projetista, e contribuindo de forma mais flexível na tomada de decisão. A fronteira de *Pareto*, ilustrada na Fig. 4.37 para um caso de duas funções objetivo, é o conjunto de soluções no espaço de desempenho que define soluções ótimas factíveis: dado um ponto na fronteira de *Pareto*, é inviável diminuir o valor de um dos objetivos sem alterar o outro (qualquer ponto abaixo e à esquerda da fronteira é infactível); ainda, qualquer solução acima e à direita da fronteira, é uma solução sub-ótima (Optimus, 2006).

Figura 4.37 – representação das possíveis configurações nos espaços (a) de projeto e (b) de desempenho com fronteira de *Pareto*

Mehr & Tumer (2006) descrevem a metodologia de otimização multidisciplinar, considerando múltiplos objetivos, utilizada para otimizar o sistema integrado de monitoramento de saúde que será incluído nas próximas expedições espaciais da NASA. Devido ao fato dessa otimização lidar com objetivos conflitantes e imensuráveis, a proposta adotada foi capturar a fronteira de *Pareto*. Dessa maneira é possível avaliar as relações de compromisso entre os diferentes objetivos.

Os resultados para um PSA colocado, um PSA quase colocado e dois PSAs colocados serão apresentados nas próximas seções. As funções objetivo são calculadas para um dado distúrbio. O mesmo sinal de distúrbio descrito anteriormente (Fig. 4.26) foi utilizado, já que sua energia está distribuída em uma banda larga de frequência, desta forma garantindo que um número maior de modos seja excitado. Sendo assim, espera-se que o controlador não se concentre em apenas um modo específico atribuindo maior generalidade aos resultados obtidos.

Considerando o modelo vibroacústico descrito pela formulação em espaço de estados, como discutido anteriormente, estudos considerando parâmetros estruturais e de controle simultaneamente são realizados. Três casos serão avaliados e estão detalhadamente descritos nas próximas seções:

1. O controle é realizado por um PSA colocado. As variáveis são a espessura da parede-corta-fogo, o ganho do sistema de controle de realimentação de velocidade e a posição do PSA. Desta análise define-se o melhor candidato à parede-corta-fogo ativa em termos da espessura da chapa.
2. O controle é realizado por um PSA quasi-colocado. As variáveis são o ganho do sistema de controle de realimentação de velocidade, a posição do atuador e a

posição relativa do sensor. Neste caso a espessura da parede de fogo é fixa, definida anteriormente.

3. O controle é realizado por múltiplos PSAs colocados. As variáveis são os ganhos do sistema de controle de realimentação de velocidade e as posições dos PSAs. Novamente, a espessura da parede de fogo é fixa.

4.5.1 UM PSA COLOCADO

Devido ao tamanho reduzido dos modelos de estado e à natureza não convexa do problema, propõe-se inicialmente uma busca extensiva por todas as possíveis configurações: 171 posições na parede-corta-fogo, 6 espessuras (1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0 e 3.5mm) e vários ganhos (discretizados para a busca extensiva). Inicialmente, o ótimo global foi procurado considerando-se a FO . Esse custo considera a performance (NPS) do sistema, o esforço (E) do controlador e uma penalidade para a massa (m) total da parede de fogo, ponderados pelos pesos W_1 , W_2 e W_3 foram escolhidos de forma que as diversas funções objetivos pudessem ser expressas em dB a mesma ordem de grandeza, de forma que todas as componentes influenciam de forma significativa o resultado da otimização. Desta forma, o primeiro termo da Eq. 4.17 representa a performance do sistema para a entrada de aceleração do motor, o segundo termo representa o esforço do controlador (também em dB), e finalmente, o terceiro termo representa a massa do sistema, normalizada de forma a ser comparada com os outros valores em dB.

A Figura 4.38 ilustra a função objetivo calculada para cada espessura da parede-corta-fogo, como função do ganho do controlador, para um PSA na posição cujo sistema obteve menor valor para a função objetivo. Pode-se observar neste caso, a melhor solução se trata da parede-corta-fogo de 1.5mm em malha aberta. Outras espessuras (como 2.0, 2.5 e 3.0 mm) apresentam uma melhoria na FO com o uso de controle ativo, porém, nunca com um valor inferior ao apresentado pela opção de 1.5mm.

Figura 4.38 – Função objetivo para a melhor posição do PSA para diferentes espessuras (mm)

Essa estratégia pode não gerar informações suficientes para o projetista, uma vez que ele não consegue reconhecer as relações de compromisso entre os objetivos quando uma função objetiva é escolhida. Observando a Fig. 4.38(a) pode-se verificar que a superfície de resposta apresentaria vários mínimos locais (para o sistemas ativos) e o mínimo global para a solução passiva em 1,5mm. Desta forma, uma rotina de otimização com a FO definida apresentaria uma única solução, que, para a surpresa do projetista, seria passiva.

Considerando as funções objetivo conflitantes, a Fig. 4.39 ilustra todos as soluções possíveis no espaço de projeto em termos do NPS e E (espaço de desempenho). À primeira vista, as melhores configurações são as apresentadas pelas

espessuras maiores (3,0 e 3,5 mm). No entanto, analisando este resultado, torna-se evidente que soluções ativas mais leves podem obter a mesma performance de malha aberta que as solução mais pesadas. Ainda, algumas espessuras apresentam potencial de melhora quando ativas, muito maior que outras, *e.g.*, 2,5 e 1,5mm respectivamente.

Figura 4.39 – Desempenho e esforço do controlador para todas as possibilidades no espaço de projeto.

Como discutido anteriormente, caso as espessuras maiores que 2,5mm sejam descartadas por inviabilidade de custo associado à massa, as opções de 3,0 a 4,5mm estariam descartadas. Ainda, caso haja um requisito mínimo de 70dB no desempenho, as opção mais leves (0,5 e 1,0mm) já estariam claramente fora dos requisitos. Contudo, três configurações ainda apresentam alguma viabilidade: 1,5, 2,0, e 2,5mm. A configuração mais leve entre as selecionadas apresenta melhor desempenho em malha aberta, cerca de 72,4dB, enquanto as outras configurações apresentam performances de cerca de 78dB.

De acordo com o desenvolvimento de projeto convencional, uma escolha natural seria a parede-corta-fogo com 1,5mm. Isso resultaria em um sistema mais leve e com melhor performance em malha aberta. No entanto, quando o desempenho de malha fechada é avaliado, esta configuração sofre pouca melhora quando comparada as outras. Por exemplo, no caso do desempenho requerido (70dB), a configuração mais leve praticamente não alcançaria esse limite (mínimo = 70,1dB). Escolher esta configuração, portanto, representa um risco, pois qualquer alteração nas condições iniciais deixariam o sistema fora de especificação. Considerando esse limite na performance, as configurações 2,0 e 2,5mm alcançariam maiores reduções de ruído, apesar de apresentarem desempenho pior em malha aberta.

Ainda, a Fig. 4.39 também revela que o mesmo desempenho pode ser alcançado por para diferentes esforços, ou seja, posições diferentes do PSA. Isso mostra que esse esforço pode ser minimizado com a escolha cuidadosa da posição do PSA e do ganho adequado.

O desempenho do sistema, de acordo com a posição do PSA depende da espessura da parede-corta-fogo. Isso pode ser verificado pela Fig. 4.40 que apresenta o NPS ótimo para as diferentes espessuras, de acordo com a posição do PSA sobre a placa. Como pode ser observado nos detalhes selecionados (1,0, 1,5, 2,0 e 2,5mm), as soluções ótimas resultam em superfícies topologicamente distintas. Este comportamento se deve à forma com que diferentes espessuras resultam em interações vibroacústicas distintas e, conseqüentemente, para cada espessura, modos distintos deverão contribuir mais para o processo de transmissão de ruído. Da mesma forma que na Fig. 4.39, a Fig. 4.40 também ilustra a sobreposição de desempenho para algumas espessuras, mostrando que estruturas mais leves podem apresentar desempenho semelhante as mais pesadas, e que a inclusão de um controle ativo pode resultar em diminuição na massa dos sistemas ativos, quando esses são projetados de forma simultânea.

Figura 4.40 – NPS ótimo para cada posição do PSA e para diferentes espessuras da parede-corta-fogo

Comparando os casos adotados como possíveis soluções para o problema restrito (1,5, 2,0 e 2,5mm), as maiores reduções podem ser alcançadas com a parede-corta-fogo de 2,5mm. Contudo, muitas vezes o objetivo dos projetistas é alcançar determinado desempenho com menores custos, e não propor o melhor desempenho possível sem considerar as conseqüências dos outros parâmetros envolvidos. Por esta razão, adota-se daqui em diante 2,0mm como espessura padrão; tal escolha tendo sido feita com base nas respostas de malha aberta e fechada, restrições de massa e desempenho mínimo.

Os resultados discutidos até então, envolveram uma busca extensiva, possível graças à redução dos modelos, mas também à dimensão do problema, que envolve apenas uma superfície flexível. Portanto, com base nos resultados obtidos, avalia-se uma metodologia que seria viável no caso de problemas maiores. Trata-se de uma técnica que envolve variáveis discretas (espessura e posição) e contínuas (ganho). Desta forma, para cada espessura e posição, otimiza-se o ganho do PSA de forma contínua, com algoritmos dedicados para este tipo de otimização, e portanto, eficientes. Esta otimização considera múltiplas funções objetivos, no caso os mesmos *NPS* e *E* utilizados anteriormente.

$$FO = W_1.NPS + W_2.E \quad (4.18)$$

Este problema de otimização pode ser resolvido através do método de Levenberg-Marquardt. Os resultados do uso deste método na otimização do ganho do controlador podem ser vistos na Fig. 4.41(a), onde o valor do ganho foi otimizado para cada posição do PSA na placa. Observa-se que os resultados se encontram concentrados em uma determinada faixa de esforço, próximo ao ótimo global.

Figura 4.41 – Comparação entre busca extensiva (cinza) e (a) otimização (o), (b) todos os pontos com ganho ótimo (+) e ponto ótimo com vários ganhos (o)

Ainda, a Fig. 4.41(b) mostra uma comparação entre todos os resultados possíveis no espaço de projeto, com dois grupos de soluções: todos os pontos com ganho ótimo global e vários ganhos para o ponto ótimo global. Um resultado importante pode ser observado a partir desta comparação, que mostra a fronteira de Pareto claramente delimitada pelo ponto ótimo global, quando o ganho do controlador é variado. Com relação ao uso do ganho ótimo global para cada uma das posições, observa-se que para um grande número de pontos, esta resposta se aproxima muito da solução encontrada pelo método de otimização, ou seja, vários pontos apresentam o ganho ótimo na mesma ordem de grandeza, o que se confirma na Fig. 4.42(c). Muitas das posições que não atingem uma redução significativa quando comparadas com o desempenho de malha aberta, são referentes a pontos próximos das bordas da placa.

A Figura 4.42(a) apresenta o desempenho obtido com o ganho ótimo para cada posição do PSA na placa, e se assemelha com o resultado apresentado na Fig. 4.40 para a placa de 2.0mm. A superfície na Fig. 4.42(b) ilustra o esforço do controlador relativo à posição do PSA e do ganho obtido com a otimização, enquanto a Fig. 4.42(c) ilustra o ganho ótimo para cada posição.

Figura 4.42 – Resultados obtidos com o método de Levenberg-Marquardt para cada posição do PSA: (a) desempenho, (b) esforço e (c) ganho

Baseado nestas observações, propõe-se um método para otimização de problemas de maior escala, onde uma busca extensiva é proibitiva: (i) adota-se uma posição inicial para o PSA longe das bordas; (ii) otimiza-se o ganho de realimentação de velocidade pelo método de Levenberg-Marquardt; (iii) com o ganho ótimo, calcula-se o desempenho para PSA nas demais posições candidatas até que se encontre a ótima

global, onde um refinamento do ganho pode ser realizado novamente com o método de Levenberg-Marquardt.

4.5.2 UM PSA QUASI-COLOCADO

A alternância de pólos e zeros na FRF entre sensor e atuador garante a estabilidade do sistema de controle. Como discutido anteriormente, se a ação de controle for de banda de frequência limitada, o sensor pode ser ligeiramente afastado do atuador sem contudo infringir a condição de alternância de pólos e zeros. Por outro lado, os zeros se distanciam dos pólos aumentando o potencial do controlador em inserir amortecimento ao sistema (Fig. 2.8).

Um comportamento similar ao descrito pelo tubo (Cap. 3.2.1) pode ser observado no caso da parede-corta-fogo, onde a posição do sensor é relaxada no processo de otimização, permitindo que esse ocupe as posições vizinhas a do atuador.

A Figura 4.43 ilustra a comparação entre o lugar das raízes para um PSA posicionado no ponto 87 da parede de fogo e para sensores nos pontos 87 (colocado) e 106 (quasi-colocado). O desempenho ótimo no caso do par colocado é de 68,8dB (redução de 9,2dB) enquanto que para o quasi-colocado é de 68,6dB (redução de 9,4dB) com melhoria de 0,2dB.

Figura 4.43 – Lugar das raízes para controle colocado e quasi-colocado

É importante salientar que no caso desta aplicação, faz-se necessário o uso de filtros passa-baixa, que limitam a ação de controle até uma determinada frequência de corte, evitando assim que eventuais instabilidades em alta frequência possam

desestabilizar o controlador. Mesmo no caso colocado, esta medida é aconselhável, já que tanto a dinâmica dos sensores e atuadores, como a dificuldade de reproduzir na prática a condição estritamente colocada, podem interferir na estabilidade do sistema. Desta forma, a configuração quasi-colocada resulta em uma melhora no desempenho, com custo praticamente zero.

4.5.3 MÚLTIPLOS PSAs COLOCADOS

A única forma de aumentar a perda de transmissão entre as cavidades, com o uso da mesma estratégia de controle, é aumentar o número de PSAs utilizados. Contudo, bem como para o posicionamento do primeiro PSA, o posicionamento de dois PSAs não é uma tarefa trivial. Ainda, o espaço de projeto cresce de forma exponencial com o número de parâmetros considerados, o que em geral requer o uso de técnicas como AG, como demonstrado no caso da placa radiando em campo aberto no Cap. 3.

Graças ao método de redução proposto, que torna cada passo de simulação mais curto, e como o problema em questão é relativamente reduzido (já que só existe uma superfície flexível) ainda é possível fazer uma busca extensiva, e com isso tentar obter conclusões intuitivas que possam resultar em uma proposta mais pragmática no caso de um problema de maior escala. Desta forma, busca-se identificar as decisões de compromisso durante o projeto de um sistema desta natureza. Novamente a parede-corta-fogo adotada para esta análise foi a de 2mm.

O posicionamento adequado de múltiplos sensores e atuadores é fundamental para o bom desempenho do controlador, e tem sido objeto de vários estudos (de Fonseca *et al.*, 1999; Baumann *et al.*, 2004 e Liu *et al.* 2006). O principal problema é identificar uma metodologia eficiente de determinar o posicionamento ótimo dos PSAs, *e.g.*, Oliveira *et al.* (2005) comparam alguns métodos determinísticos e iterativos, que funcionam para um único PSA, mas que no caso de múltiplos, mesmo apresentando resultados melhores que o método pragmático proposto por Engels *et al.* (2004), não se equivalem aos obtidos com um AG; este último tendo apontado para o ótimo global, mas de forma computacionalmente dispendiosa.

Portanto, todas as combinações possíveis para os PSAs foram avaliadas. O melhor desempenho obtido foi 11,3dB (com 67,7dB de NPS para o motorista) com PSAs nos pontos 83 e 88. A Fig. 4.44 ilustra o desempenho (relativo ao ótimo global) do controlador, em função da combinação de posições dos dois PSAs, divididos em três

Scatter plot showing the relationship between PSA #1 (X-axis) and PSA #2 (Y-axis). The plot displays data points for three groups: 15% do ótimo (light gray dots), 10% do ótimo (medium gray dots), and 5% do ótimo (black dots). The data points are clustered around a central region, with the 5% do ótimo group showing the highest density of points.

A Tabela 4.4 indica as 50 combinações de posições dos PSAs na faixa de 5% de desempenho. Os números em negrito representam posições com bom desempenho no caso de um único PSA (20%). Observa-se que, no caso do controle de transmissão de ruído, as soluções encontradas para um PSA se repetem com certa frequência no caso de dois PSAs, seja em combinações entre si, seja com nova posição. Ainda, as novas posições são, em geral, próximas às anteriores (ver Fig. 4.15 para as posições).

[illegible]

Estes resultados indicam que no caso de transmissão de ruído, uma técnica iterativa poderia fornecer bons resultados, quando comparada com um método de otimização global. Propõe-se, portanto, uma estratégia de otimização para o posicionamento de múltiplos PSAs de forma iterativa. Inicialmente, com um método de otimização contínua (como o Levenberg-Marquardt), calcula-se o ganho ótimo para cada posição candidata a receber um PSA. Considerando um PSA na melhor posição encontrada no passo anterior, repete-se a operação, otimizando o ganho dos PSAs simultaneamente. O valor de ganho encontrado no passo anterior pode ser utilizado como valor inicial para a otimização (*hot start*), que resulta em um cálculo mais rápido. Repete-se o procedimento pelo número de PSAs a serem utilizados. Este procedimento reduz o problema inicial de ordem exponencial em relação ao número de PSAs, para um problema de ordem linearmente proporcional ao número de PSAs.

A Tabela 4.5 ilustra os resultados obtidos com o método iterativo para o posicionamento de 5 PSAs. A redução total obtida com este controlador é de 12,3dB. Baseado nos resultados obtidos com um PSA quasi-colocado, avalia-se o desempenho do controlador no caso de múltiplos PSAs onde a posição dos sensores colocados é relaxada para os nós nas vizinhanças dos atuadores.

Tabela 4.5 – Posição e desempenho para 5 PSAs: colocados e quasi-colocados

número de PSA	1	2	3	4	5
posição do atuador	87	83	93	23	120
desempenho [dB] (colocado)	68,8	67,1	66,3	65,9	65,7
posição do sensor	106	102	92	22	139
desempenho [dB] (quasi-colocado)	68,6	66,8	66,0	65,9	65,7

Observa-se que a medida que o número de PSAs aumenta, a redução adicional obtida é menor, mostrando que o sistema deve tender a um determinado desempenho mínimo, diferente de zero. O mesmo se observa no caso quasi-colocado, já que para 4 e 5 PSAs não se nota mais diferença entre os desempenhos. De fato, em uma análise onde todas as posições são ativas (171 PSAs) o desempenho obtido é 63,5dB.

4.6. VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

Uma série de experimentos envolvendo o sistema vibroacústico descrito anteriormente e um protótipo de PSA estrutural foram realizados. Estes ensaios envolveram os esforços conjuntos da KU Leuven, da LMS.International, detentora do arranjo experimental e da infra estrutura laboratorial, e da Micromega, criadora do PSA protótipo. A Fig. 4.45 ilustra o excitador eletrodinâmico, que possui uma massa móvel de 30g e frequência natural de 2Hz. No caso deste tipo de excitador a massa móvel consiste da parte mais pesada do excitador, ou seja, do ímã permanente, sendo a bobina conectada à base (em alumínio) para minimizar o carregamento de massa na estrutura. O sensor montado sobre a carcaça do atuador consiste de um acelerômetro convencional.

Na cavidade do motor (CM) foram instaladas as fontes de distúrbio acústica e estrutural (Fig. 4.46). A fonte de distúrbio estrutural consiste de um excitador eletrodinâmico convencional, conectado à parede-corta-fogo por uma cabeça-de-impedância (PCB 288D01 – 22,4mV/N e 10,2mV/m/s²). A fonte acústica consiste de um excitador calibrado de baixa frequência (aceleração de volume); um sensor interno (microfone) fornece um sinal proporcional à aceleração de volume fornecida pela fonte.

Figura 4.45 – Vista interna do CP com PSA instalado no quadrante inferior esquerdo da parede-corta-fogo e microfone.

Figura 4.46 – Vista interna do CM com fontes de distúrbio (estrutural e acústica) e acelerômetros para monitoramento da parede-corta-fogo

Os resultados demonstrados a seguir tem por objetivo verificar os efeitos previstos pelos modelos propostos. As únicas posições do PSA avaliadas experimentalmente foram no centro e no quadrante inferior esquerdo da parede-corta-fogo. O ganho de realimentação de velocidade utilizado foi em torno de 100 N/m/s, dada a disponibilidade de amplificação, o que se mostrou suficiente para observar os fenômenos de amortecimento ativo em alguns picos nas FRFs estruturais, acústicas e vibroacústicas.

Os sinais de entrada apresentados a seguir consistem das entradas estrutural e acústica (cabeça de impedância e fonte acústica calibrada). Para os sinais de saída, apresentam-se as acelerações de ponto (cabeça-de-impedância) e de transferência (acel. #3 na Fig. 4.46) e o sinal do microfone no CP (mic. #2 na Fig. 4.45).

A Figura 4.47 apresenta as FRFs de ponto para malha aberta e fechada (passivo e ativo respectivamente) para o distúrbio estrutural, com PSA no centro da placa. Observa-se que alguns modos são amortecidos com eficiência, enquanto outros não apresentam diferença entre ativo e passivo. Isso se deve ao posicionamento do PSA que oferece pouca (ou nenhuma) observabilidade e controlabilidade para estes modos. A Fig. 4.47(b) ilustra os resultados simulados para o mesmo caso. Observa-se uma boa correlação entre os dados para baixas frequências (até 150Hz).

**Figura 4.47 – FRF de ponto da fonte de distúrbio estrutural
(PSA no centro da parede-corta-fogo)**

A Figura 4.48 ilustra as FRFs para o mesmo ponto, agora com PSA no quadrante inferior esquerdo. Observa-se que neste caso mais modos são observáveis e controláveis. Novamente, há uma concordância entre os resultados experimentais e numéricos em baixas frequências, no que se diz respeito aos modos que foram amortecidos e à intensidade do amortecimento. Contudo para frequências mais altas, os resultados não são tão coerentes, mesmo para o caso de malha aberta. Inicialmente observa-se que o modelo foi avaliado até 400Hz, com o objetivo de reproduzir a dinâmica do sistema com certa acuidade até 150 ou 200Hz. Desta forma, a amplitude dos modos em frequências mais altas, e as anti-ressonâncias são consideravelmente afetadas pela falta da contribuição modal dos modos residuais. Este resultado ilustra a necessidade de incluir modos de ordens superiores para bem representar a dinâmica do sistema na banda de frequência de interesse.

**Figura 4.48 – FRF de ponto da fonte de distúrbio estrutural
(PSA no quadrante inferior esquerdo da parede-corta-fogo)**

A Fig. 4.49 apresenta a FRF de transferência entre a fonte de distúrbio estrutural e o acel. #3 para o caso do PSA posicionado no centro da parede-corta-fogo. Neste caso, como a FRF estrutural apresenta menos anti-ressonâncias (zeros) os resultados aparentam melhor concordância. De fato, a observância do efeito de amortecimento estrutural fica mais clara neste caso, onde os modos em 35 e 73Hz são amortecidos de forma eficiente, enquanto outros modos na vizinhança permanecem inalterados. Por outro lado, quando o PSA é posicionado fora de centro (Fig. 4.50), o efeito de amortecimento ativo afeta todos os modos na vizinhança. Novamente, os resultados numéricos apresentam correlação com os efeitos observados nas medidas experimentais.

**Figura 4.49 – FRF de transferência da fonte de distúrbio estrutural
(PSA no centro da parede-corta-fogo)**

As Figuras 4.51 e 4.52 apresentam as FRFs vibroacústicas entre o microfone no CP e o distúrbio estrutural. Neste caso, os modos predominantemente acústicos se tornam mais aparentes, e a densidade modal do sistema se revela. Mesmo apresentando algumas diferenças significativas, os resultados experimentais corroboram as previsões obtidas com os modelos. Os modos em baixa frequência, afetados pelo PSA são os mesmos, e mesmo com relação ao efeito sobre a anti-ressonância (próxima à 75Hz), modelos e resultados experimentais coincidem.

Finalmente, apresentam-se os resultados com relação a excitação acústica. O PSA fora de centro (Fig. 4.53) se mostra efetivo em minimizar a aceleração (acel. #3) para baixas frequências. Contudo, como previsto anteriormente, o efeito global na redução de transmissão de ruído é limitado, como mostra a Fig. 4.54, onde apenas alguns modos em baixa frequência apresenta alguma redução.

Figura 4.50 – FRF de transferência da fonte de distúrbio estrutural (PSA no quadrante inferior esquerdo da parede-corta-fogo)

Figura 4.51 – FRF de transferência entre o microfone do motorista e fonte de distúrbio estrutural (PSA no centro da parede-corta-fogo)

Figura 4.52 – FRF de transferência entre o microfone do motorista e fonte de distúrbio estrutural (PSA no quadrante inferior esquerdo da parede-corta-fogo)

Figura 4.53 – FRF de transferência entre o acelerômetro e a fonte de distúrbio acústico (PSA no quadrante inferior esquerdo da parede-corta-fogo)

Figura 4.54 – FRF de transferência entre o microfone do motorista e a fonte de distúrbio acústico (PSA no quadrante inferior esquerdo da parede-corta-fogo)

5. IMPACTO DO CONTROLE ATIVO DE RUÍDO SOBRE A QUALIDADE SONORA

Neste capítulo, avalia-se o impacto dos sistemas de controle, desenvolvidos com a metodologia proposta, na qualidade sonora. As métricas utilizadas são nível de pressão sonora em dB, comparando os resultados em dBA, dBB e dBC, e do ponto de vista da percepção humana, são utilizados o volume específico e o volume *Zwicker*.

Dois estímulos foram selecionados para estas análises: o som de um motor real, e um som de motor sintetizado. O primeiro se trata do motor V6 que equipa o modelo Porsche Cayenne (arquivo em formato *.wav disponível no site www.porsche.com). O segundo se trata de um som sintetizado de forma a representar um motor 4-cilindros, obtido pela soma de harmônicas e um ruído de fundo. A Fig. 5.1 ilustra os diagramas tempo-frequência destes sinais. Observa-se no caso do motor real (Fig 5.1a), que a rotação varia de forma desuniforme, resultado de três ciclos de aceleração e desaceleração. O ruído sintetizado se trata de uma aceleração com variação linear da rotação (de 1000 à 3000rpm).

Figura 5.1 – Excitação acústica (a) motor real em operação e (b) motor sintetizado em aceleração

Ambos os sinais foram utilizados como entrada para uma simulação no domínio do tempo, envolvendo o procedimento de modelagem descrito no capítulo anterior. Este tipo de modelagem permite a aureolização dos resultados obtidos, tornando possível a avaliação subjetiva de protótipos virtuais de sistemas vibroacústicos e de sistemas de controle de ruído (Fig. 5.2).

Figura 5.2 – Simulação e aureolização em prototipagem virtual

A Figura 5.3 ilustra os diagramas tempo-frequência dos sinais de saída em malha aberta para os dois tipos de entrada. Observa-se que em comparação à Fig. 5.1, estes sinais apresentam valores maiores de pressão nas frequências de ressonância do sistema (linhas horizontais). No caso do som sintetizado, fica claro que quando cada harmônica se aproxima de uma ressonância do sistema vibro acústico, há um aumento da pressão medida na posição da cabeça do motorista.

A Fig. 5.4 ilustra as mesmas saídas no caso de malha fechada, com 5 PSAs posicionados segundo o método de otimização iterativo apresentado no capítulo anterior. Observa-se que o efeito de amplificação nas ressonância do sistema vibroacústico são minimizadas em ambos os casos, motor real e sintetizado.

Figura 5.3 – Pressão na posição do motorista para sistema em malha aberta com (a) motor real em operação e (b) motor sintetizado em aceleração

Figura 5.4 – Pressão na posição do motorista para sistema em malha fechada com (a) motor real em operação e (b) motor sintetizado em aceleração

O NPS pode ser calculado em cada um dos casos, e os resultados podem ser vistos na Tab. 5.1. Observa-se que os níveis de redução são compatíveis com os resultados previstos pelos métodos de otimização descritos anteriormente, em torno de 10dB.

Tabela 5.1 – Nível de pressão sonora para malha aberta e fechada

Desempenho [dB]	malha aberta	malha fechada
motor real	80,6	69,8
motor sintetizado	79,5	67,5

Uma das formas mais utilizadas de análise de um determinado estímulo acústico é através do seu conteúdo em frequência expresso em terços de oitava. Para obter o nível de energia em cada uma destas bandas de frequência, faz-se uso de filtros passa-banda, neste caso, com largura proporcional à frequência central de cada banda. A Fig. 5.5 ilustra os 17 filtros utilizados nestas análises.

Figura 5.5 – Filtros em 1/3 de oitava

O espectro em 1/3 de oitava para o ruído do motor real, na posição do motorista, pode ser visto na Fig. 5.6. Como se pode observar, as bandas de frequência mais altas têm pouca energia, já que o modelo só possui modos até 400Hz. A comparação entre malha aberta e fechada revela que o sistema de controle tem efeito significativo na maioria das bandas de frequência analisadas, com exceção das bandas 6, 7, 8, 11 e 12, que apresentaram um ligeiro aumento (menos de 2dB).

Outra forma de representar o espectro em 1/3 de oitava é através dos filtros A, B e C. As Figs. 5.7 e 5.8 comparam os três tipos de filtro para malha aberta e fechada, respectivamente. Com base nestes resultados, observas-se que o desempenho do controlador seria de apenas 5.9dBA, se analisado com este filtro, mas como visto anteriormente, este não é adequado para o nível de ruído apresentado. Além disso, o filtro A minimiza os níveis em baixas frequências, justamente onde o controle proposto é eficiente. Na análise dos filtros B e C, mais adequados para o nível de ruído apresentado, a redução é de 8,8dBB e 10,6dBC.

Figura 5.6 – Espectro em 1/3 de oitavas para motor real (a) em malha aberta e (b) em malha fechada

Figura 5.7 – Espectro em 1/3 de oitavas para motor real em malha aberta: 54,6dBA, 69,6dBB e 79,0dBC

Figura 5.8 – Espectro em 1/3 de oitavas para motor real em malha fechada: 48,7dBA, 60,8dBB e 68,4dBC

Resultados similares podem ser observados para o caso do motor sintetizado. A Fig. 5.9 apresenta os espectros em terços de oitavas, nos casos de malha aberta e fechada. Os níveis de ruído obtidos são similares o caso do motor real, tanto em termos de amplitude, quanto na distribuição de energia no domínio da frequência. O mesmo pode-se dizer dos desempenho do controle.

Figura 5.9 – Espectro em 1/3 de oitavas para motor sintetizado (a) em malha aberta e (b) em malha fechada

Os espectros em termos de dBA, dBB e dBC são apresentados na Figs. 5.10 e 5.11. Novamente o desempenho do controle é subestimado quando analisado em termos do filtro A (4,1dBA). Os casos B e C apresentam resultados comparáveis com o a redução no NPS, respectivamente 8,9dBB e 12dBC.

Mesmo com o uso dos filtros, os resultados ainda são distantes da real sensação de volume percebido pelo ocupante. Com o objetivo de avaliar de forma quantitativa a real percepção do ocupante às ações de controle, avaliam-se os sinais de pressão com métricas de qualidade sonora. As métricas adotadas são o volume específico e o volume Zwicker, relacionados linearmente com a sensação de volume. Van der Auweraer (2005) ressalta que o método clássico de Zwicker para o cálculo do VE pode ser

utilizado no caso de sons que variam lentamente no tempo, como no caso de motores em aceleração.

Figura 5.10 – Espectro em 1/3 de oitavas para motor sintetizado em malha aberta: 52,2dBA, 68,4dBB e 78,2dBC

Figura 5.11 – Espectro em 1/3 de oitavas para motor sintetizado em malha fechada: 48,1dBA, 59,5dBB e 66,2dBC

A Figura 5.12 ilustra o VE para o motor real. Este resultado mostra a eficiência do controle em diminuir o volume percebido pelo motorista, reduzindo os originais 5,4Sones em 1,7Sones, ou seja, 31% do volume inicial. Esta deve ser a sensação real do efeito do controle, com o resultado em malha fechada oferecendo a sensação de cerca de 2/3 do volume original.

Figura 5.12 – Volume específico e volume Zwicker para o motor real em malha aberta e fechada

A Figura 5.13 ilustra a mesma comparação para o caso do motor sintetizado. Observa-se neste caso que o VE é ligeiramente diferente do VE do motor real, principalmente na região de 2 a 3Barks, para a qual o motor real apresenta maiores níveis de VE e o controle se mostra mais eficiente. Ainda assim, obtém-se neste caso uma redução de 1,3Sones, relativos à 29% do volume original.

Figura 5.13 Figura 5.14 – Volume específico e volume Zwicker para o motor sintetizado em malha aberta e fechada

Este tipo de análise considera os efeitos de máscara espectral, mas não os de máscara temporal. De fato, não existem métodos normalizados de cálculo de volume que considerem estes efeitos. Já que ambos os estímulos utilizados se tratam de sinais transientes, com o objetivo de verificar de forma mais detalhada o efeito do controle, ambos os sinais de entrada foram divididos em segmentos menores de tempo e avaliados individualmente. A Fig 5.14 ilustra o caso do motor real, em malha aberta e fechada, dividido em 30 segmentos.

Figura 5.15 – VE para malha aberta e fechada para motor real

Observa-se que em determinados momentos o VE chega a atingir quase 3 Sones/Bark e que em todo o momento, o controle se mostra robusto, apresentando sempre valores menores de VE que no caso de malha aberta. Já no caso do motor sintetizado, nos instantes 8 e 9 s o VE do ruído em malha fechada é maior que em malha aberta (Fig. 5.16). Este fenômeno ocorre nos instantes em que a 2ª harmônica (principal fonte de ruído neste tipo de motor) se aproxima da 1ª ressonância acústica do sistema. Como observado anteriormente, o controle proposto tinha pouco efeito sobre estas ressonâncias.

Figura 5.16 – VE para malha aberta e fechada para motor sintetizado

A Figura 5.16 ilustra os espectros em terços de oitavas, calculados para os mesmos instantes. Bem como na Fig. 5.15, observa-se a energia, inicialmente concentrada nas bandas de frequência mais baixas gradativamente sendo transferida para bandas mais altas, e passando pela região onde o controle mostrou pouco efeito

(bandas 6, 7, 8, 11 e 12). Estes resultados revelam que talvez uma análise mais detalhada dos sinais no domínio do tempo seja necessária, para avaliar de forma mais precisa o desempenho do sistema de controle. Para um regime transiente, de aceleração ou desaceleração durando 2 ou 3 segundos (como no caso do motor real), os efeitos de máscara temporal podem afetar de forma positiva a avaliação subjetiva, de forma que a análise de todo o histórico em apenas um diagrama de VE possa ainda ser válida. Contudo, se considera uma condição de operação, em regime permanente, onde o resultado médio tem as características negativas ilustradas nas Figs. 5.16 e 5.17, a avaliação do desempenho do controle seria negativa.

**Figura 5.17 – Espectro em 1/3 de oitavas para malha aberta e fechada:
diversos instantes de tempo – motor sintetizado**

Outros parâmetros no desenvolvimento de sistemas de controle ativo de ruído, como número de PSAs e a escolha adequada de ganhos de realimentação são avaliados quanto ao seu impacto na qualidade sonora.

Na Tabela 5.2 apresentam-se os resultados obtidos com a variação do número de PSAs ativos. A redução no NPS segue a mesma tendência observada no capítulo anterior, onde o nível de NPS tende a atingir um valor mínimo assintoticamente com o aumento do número de PSAs. Observa-se que o mesmo ocorre no caso do volume *Zwicker*, que de fato apresenta pouca redução relativa quando comparados os casos com 1 e 5 PSAs (11%).

Tabela 5.2 –NPS e Volume Zwicker em função do número de PSAs

Número de PSAs	1	2	3	4	5
NPS [dB]	72,3	70,8	70,1	69,9	69,8
Vol. Zwicker [Sones]	3,6	3,5	3,4	3,2	3,2

No que se diz respeito ao ganho de realimentação, a Fig. 5.18 ilustra o VE para o sistema em malha aberta e várias soluções em malha fechada com 1 PSA em função do ganho de realimentação. Observa-se, novamente de forma semelhante ao NPS, que o comportamento do VE apresenta um mínimo global, na mesma região em que se apresenta para o NPS (em torno de 500s.N/m). Contudo, para valores menores de ganho, o resultados podem ser satisfatórios, por exemplo no caso de ganho em torno de 50s.N/m, que oferece desempenho de 3.4Sones, muito próximo do ótimo obtido (Tab, 5.2). Sendo assim, como solução de compromisso, o desenvolvimento de um sistema de controle considerando este parâmetro de qualidade sonora, teria resultado em um ganho menor, o que em termos práticos resulta em economia de energia e de investimento em um amplificador mais potente. Finalmente, o maior ganho avaliado (10000s.N/m) apresenta volume semelhante ao de malha aberta, corroborando a necessidade de otimização deste parâmetro.

Figura 5.18 –VE para diversos ganhos do controlador (linha cinza: malha aberta)

6. CONCLUSÕES

O problema do controle de vibração e irradiação sonora de uma placa em campo aberto foi abordado através de simulações numéricas. Apesar de demonstrados para uma placa retangular simplesmente apoiada, os métodos utilizados são gerais, podendo ser aplicados a geometria e condição de contorno arbitrárias (dada uma representação discreta da distribuição de velocidades na superfície).

Com os resultados obtidos para controle de vibração e controle de irradiação sonora, constata-se que os controles ótimos para cada caso são distintos, reiterando que o controle de ruído não está diretamente relacionado com o controle de vibração. Neste caso, o controle ótimo de ruído oferece redução extra 0,8dB na potência sonora, com um ganho menor que no caso de controle de vibração.

O problema do posicionamento de pares sensor/atuador foi abordado por diversas técnicas. Diferentes métodos foram comparados para o posicionamento de um e múltiplos pares. Para o posicionamento de um único par, um método determinístico (computacionalmente eficiente) foi proposto e sua eficácia comprovada com base em uma busca extensiva pelo ótimo global. O método se mostra consistente, tanto para controle de vibração quanto para controle de ruído irradiado. No caso de múltiplos pares, a comparação entre métodos determinísticos e estocásticos mostra que o uso de algoritmos genéticos, apesar de seu preço computacional, pode ser uma solução viável e eficaz quando comparado às técnicas mais pragmáticas como o posicionamento uniforme. Contudo, a otimização incremental pode ser uma boa solução de compromisso, já que com um menor esforço numérico obtém-se um resultado muito próximo ao obtido pelo algoritmo genético.

De acordo com estes resultados, para uma estrutura simples, com sensores e atuadores e condições de contorno idealizados, os benefícios de longas rotinas de otimização podem ser questionados, se comparados com algumas soluções sub-ótimas.

No contexto do desenvolvimento de novos produtos, quando identificada a necessidade do uso de controle ativo, propõe-se técnicas de simulação e otimização multidisciplinares. As técnicas apresentadas fazem uso extensivo de programas padrão no desenvolvimento de produtos, como elementos finitos (para projeto de componentes) e Matlab/Simulink (para sistemas de controle).

A metodologia de modelagem e simulação proposta considera modelos vibroacústicos totalmente acoplados, reduzidos e descritos em espaço de estados, o que viabiliza a implementação de controles e o uso de algoritmos de otimização. Esta técnica prevê ainda, a inclusão da dinâmica de sensores e atuadores, numa abordagem mecatrônica do problema de controle de ruído, que permite o uso de qualquer técnica de controle que envolva o uso de sensores e atuadores acústicos e estruturais.

O método de modelagem e redução é validado numericamente, comparando-se o modelo completo em elementos finitos e o modelo reduzido em espaço de estados, e experimentalmente com um sistema de geometria simplificada e dimensões próximas a de um veículo real (categoria monovolume). Com isso as dimensões (GdL) do modelo em elementos finitos se assemelham às de um modelo convencional, oferecendo uma real proporção do nível de redução obtido, de cerca de 25 mil GdL para cerca de 100 estados.

A inclusão de caminhos secundários de energia é discutida com relação aos modelos eletromecânicos dos atuadores. Atuadores piezelétricos e eletrodinâmicos são considerados. Resultados preliminares com atuadores piezelétricos mostraram limitações para a máxima redução obtida, o que, aliado à ausência de ferramentas computacionais adequadas, desencorajou o uso deste dispositivo. As semelhanças entre o atuador inercial e um excitador eletrodinâmico foram ilustradas, como no caso da queda de força de excitação nas vizinhanças das ressonâncias da estrutura. Como consequência, a perda de eficiência no controle pode ser observada quando o modelo do excitador é considerado. Sendo assim, a negligência destes efeitos pode resultar em superestimativa de desempenho.

Os benefícios desta abordagem mecatrônica são explorados em otimizações que consideram parâmetros estruturais e de controle de forma simultânea, em contraste com uma metodologia tradicional de projeto, que levaria a uma solução sub-ótima. De fato, no estudo de caso apresentado, uma das melhores estruturas em malha aberta possui um dos piores desempenhos em malha fechada, corroborando a tese de que o

desenvolvimento concorrente, com uso de uma metodologia multidisciplinar, resulta em um produto final onde o melhor do conjunto ‘controle + estrutura’ pode ser explorado.

Para a estratégia de controle adotada (realimentação de velocidade) observa-se que no caso de controle de transmissão de ruído entre duas cavidades, o problema de otimização do ganho não é convexo. Este pode apresentar um ótimo global, mas as curvas de desempenho *vs.* ganho apresentam mudanças de concavidade. Outra dificuldade associada ao uso de técnicas de otimização neste caso se refere à natureza discreta de parâmetros como a espessura da parede-corta-fogo e o posicionamento dos sensores e atuadores. Finalmente, considerando que a abordagem adotada é por natureza multidisciplinar, funções objetivo distintas resultam de cada disciplina (desempenho vibroacústico, esforço do controle, massa da estrutura, etc). Desta forma, identifica-se o desafio de capturar as soluções de compromisso durante o desenvolvimento de um novo produto.

Uma das possíveis análises propostas, é a de fronteira de Pareto, na qual o compromisso entre funções objetivo distintas pode ser avaliado. No caso de transmissão de ruído, esta fronteira é obtida com a variação do ganho do controlador, para um par sensor/atuador na melhor posição da parede-corta-fogo, o que evidencia novamente a importância do posicionamento do par. Analisando-se os resultados para um e dois pares, observa-se que, neste caso, a solução ótima pode ser obtida por meio de um processo iterativo. Sendo assim, propõe-se um método iterativo de otimização para o posicionamento de múltiplos PSAs para o controle de transmissão de ruído. O método representa uma economia considerável em esforço computacional, uma vez que reduz o universo de soluções de uma dimensão exponencialmente proporcional, para uma dimensão linearmente proporcional ao número de parâmetros.

Os conceitos explorados pela metodologia de simulação proposta foram validados experimentalmente, com o uso do mesmo sistema vibroacústico e um protótipo de par sensor/atuador estrutural. Observa-se que os principais fenômenos previstos pelos modelos foram verificados nos dados experimentais, como por exemplo a influência do posicionamento do par na observabilidade e controlabilidade dos modos. As limitações da metodologia para baixas frequências também podem ser observadas, já que acima dos 200Hz, a correlação entre modelo e experimento não é tão evidente. Parte das incertezas é condicionada às diversas intervenções feitas no arranjo experimental, por exemplo, para a alteração do posicionamento do par ou das fontes de

distúrbio, quando a reprodução exata das condições de contorno pode ser prejudicada. Os resultados experimentais revelam outras limitações, no que se refere à aplicação do sistema de controle, como por exemplo, o caso do ganho do controlador que se limita às possibilidades oferecidas pelo amplificador disponível. Contudo, o objetivo principal dos testes, de validar o conceito empregado na modelagem deste sistema ativo foi atingido.

Finalmente, no que se refere ao impacto da ação de controle na qualidade sonora, observa-se que o uso de métricas de qualidade sonora representam uma ferramenta objetiva para a avaliação do desempenho do sistema de controle. A estratégia de controle adotada apresenta vantagens, não somente do ponto de vista de implementação e estabilidade, como também mostrou eficiência em reduzir a sensação de volume do ruído em baixas frequências, percebido pelos ocupantes. O desempenho de qualidade sonora do sistema de controle com relação a parâmetros de projeto, como ganho de alimentação e número de sensores, se mostra similar aos resultados obtidos para nível de pressão sonora, indicando que soluções de compromisso devem ser tomadas no decorrer do projeto. O trabalho apresentado, portanto, sugere um procedimento de modelagem, simulação e avaliação de sistemas de controle de ruído interno de veículos, que auxilia na tomada de decisão em um estágio preliminar do desenvolvimento de produto.

7. TRABALHOS FUTUROS

No caso do controle de vibração ou irradiação sonora, estender o método determinístico para o posicionamento de um PSA para múltiplos PSAs. Ainda com relação a esta aplicação, já que a realimentação de velocidade pode ser vista como um amortecimento concentrado, determinar o desempenho máximo de um controle desta natureza por meio de análises determinísticas (contribuição modal por exemplo) para um ou múltiplos amortecedores concentrados. Este valor, além de indicar o desempenho (aproximado) de um controle ideal, pode servir como critério de otimização.

Com o uso dos métodos propostos para modelagem de sistemas de controle ativo de ruído, identificar as reais necessidades para a aplicação de sistemas de controle, se através excitadores mais potentes, amplificadores que ofereçam os ganhos necessários ou mesmo sensores mais sensíveis. Desta forma, novos trabalhos podem incluir o desenvolvimento de protótipos dedicados para cada aplicação.

Inclusão da dinâmica do excitador no caso de atuadores acústicos como fontes secundárias. Novamente, a metodologia proposta pode auxiliar na identificação dos parâmetros mais sensíveis no projeto destes dispositivos para o uso em controle ativo de ruído.

A aplicação de outras estratégias de controle, não necessariamente de realimentação, pode resultar em melhor desempenho do sistema de controle, principalmente se considerado que a fonte de distúrbio (no caso o motor) tem forte característica periódica.

Outro passo que deve melhorar o desempenho do controle com relação à qualidade sonora, é a inclusão destas métricas nos algoritmos de controle. Este ainda é um tema de pesquisa recente, já que o próprio estudo de qualidade sonora é relativamente recente somado às dificuldades em identificar e correlacionar as técnicas mais relevantes para cada aplicação.

Outra possibilidade de continuidade para este trabalho, envolve a extensão do método de modelagem do sistema vibroacústico para médias frequências, por exemplo, com o uso de técnicas determinísticas como o método de ondas, que permitiria estender as análises de qualidade sonora para incluir aspereza e agudez por exemplo.

BIBLIOGRAFIA

- Angevine, O.L., (1992) "Active cancellation of the hum of large electric transformers", Proceedings of Inter-noise 92, Canada, pp.313-316.
- Augustinovicz, F., (1998) "Acoustic Modal Analysis" International Seminar on Advanced and Numerical Acoustics - ISAAC 13, Leuven – Belgium, 34pp.
- Balmès, E., Leclère, J.M., (2003) *Structural Dynamics Toolbox/FEMLink: For Use with MATLAB*, Structural Dynamics Toolbox User's Guide, Version 5.2, 511pp.
- Bauman, O.N., Engels, W.P., Elliott, S.J., (2004) "A Comparison of Centralised and Decentralised Control for the reduction of Kinetic Energy and Radiated Sound Power", Proceedings of Active 04, Virginia-USA, pp.1-11
- Berglund, B., Lindaval, T., Schwela, D.H., (1999) *Guidelines for community noise*, World Health Organization.
- Berkhoff, A.P., (2000) "Sensor scheme design for active structural acoustic control" J. Acoust. Soc. Am. 108 (3), Pt. 1, Sep 2000
- Bettess, P., (1992) *Infinite Elements*, Penshaw Press, Sunderland - UK, 264pp
- Boonen R., Sas P., (2002) "Design of an active exhaust attenuating valve for internal combustion engines", Proceedings of the 27 International Conference on Noise and Vibration Engineering – ISMA 27, Leuven – Belgium, pp. 33-42
- Boullosa, R.R., Orduña-Bustamante, F., López, A.P., (1999) "Tuning characteristics, radiation efficiency and subjective quality of a set of classical guitars" Applied Acoustics 56 (1999) 183-197
- Brebbia, C.A., Telles, J.C.F., Wrobel, L.C., (1984) *Boundary elements techniques: Theory and applications in engineering*, Srpinger-Verlag, Berlin
- Brechlin, E., Bosmans, I., Keymeulen, N., Dekkers, R., (2002) "Experimental investigations of the vibro-acoustic behaviour of trim components in a car cabin" Proceedings of the 27 International Conference on Noise and Vibration Engineering – ISMA 27, Leuven, Belgium, pp.1981-1988
- Burdisso, R.A., Fuller, C.R. (1992) "Theory of feedforward controlled system eigenproperties", Journal of Sound and Vibration, Vol. 153(3), pp 437-452
- CALM Network, (2004) "Research for a quieter Europe in 2020" An updated strategy paper of the CALM Network - October, 2004, European Comission.
- Camino, J.F., Donadonb, L.V., Arrudad, J.R.F., (2005) "Comparing Feedforward and Feedback Compensators for Active Structural Acoustic Isolation" Proceedings of Internoise 2005, Rio de Janeiro – Brazil, August 2005.

- Cazzolato, B. S., (1999) "Sensing Systems for Active Control of Sound Transmission into Cavities", PhD Thesis, The University of Adelaide
- Ciskowsky, R.D., Brebbia, C.A., (1991) *Boundary Element Method in Acoustics*, Elsevier Applied Science, London
- Coyette, J.P., Dubois-Pèlerin, Y., (1994) "An efficient coupling procedure for handling large size interior structural-acoustic problems" Proceedings of ISMA-19, Leuven – Belgium (1994), pp. 729-738.
- de Fonseca, P., (2000) "Simulation and Optimization of the Dynamic Behaviour of Mechatronic Systems" PhD Thesis, Mechanical Engineering Department of the Katholieke Universiteit Leuven, Belgium, pp.317
- de Fonseca, P., Sas, P., Van Brussel, H. (1999) "A comparative study of methods for optimising sensor and actuator locations in active control applications", Journal of Sound and Vibration, Vol. 21(4), pp.651-679
- Dehandschutter, W., Sas, P., Van Brussel, H., (1997) *The Reduction of Structure-Borne Noise by Active Control of Vibration*, PhD thesis, KU Leuven-PMA
- Deraemaeker, A., Preumont, A. (2006) "Piezoelectric structures: modeling for control." Proceedings of the Ninth International Conference on Recent Advances in Structural Dynamics, Southampton – UK, pp.11.
- Desmet, W., (2002a) "Mid-frequency vibro-acoustic modeling: challenges and potential solutions", Proceedings of the 27 International Conference on Noise and Vibration Engineering – ISMA 27, Leuven, Belgium, pp.834-862
- Desmet, W., (2002b) "Introduction to Numerical Acoustics", International Seminar on Advanced and Numerical Acoustics - ISAAC 13, Leuven – Belgium, 29pp.
- Desmet W., Sas P., (2000) "Vibroacoustic analysis procedures for the evaluation of the sound insulation characteristics of agricultural machinery cabins", Proceedings of the 25 International Conference on Noise and Vibration Engineering – ISMA 25, Leuven-Belgium, pp. 1587 – 1598
- Desmet, W., (1998) "A wave based prediction technique for coupled vibroacoustic analysis", PhD thesis, KU Leuven, Leuven, Belgium, 448p.
- Diego, M., Gonzalez, A., Ferrer, M., Piñero, G. (2004) "Multichannel active noise control system for local spectral reshaping of multifrequency noise" Journal of Sound and Vibration 274 (2004) 249–271
- El-Masri, N., Tournour, M., McCulloch, C., (2002) « Meshing Procedures for Vibro-acoustic models" Proceedings of the 27 International Conference on Noise and Vibration Engineering – ISMA 27, Leuven, Belgium, pp. 2151-2157
- Elliott, S.J., (1994) "Active control of structure-born noise", Journal of Sound and Vibration, Vol. 177(5), pp. 651-673
- Elliott, S.J., Johnson, M.E., (1993) "Radiation modes and the active control of sound power" J. Acoust. Soc. Am. Vol. 94 No. 4, pp.2194-2204, (1993)
- Elliott, S.J., Nelson, P.A., Stothers I.M., Boucher, C.C., (1990) "In-flight experiments on the active control of propeller-induced cabin noise", Journal of Sound and Vibration, Vol. 140(2), pp. 219-238.

- Engels, W.P., Baumann, O., Elliott, S.J. (2004) "Centralised and Decentralised Feedback Control of Kinetic Energy" Proceedings of Active 04, Virginia-USA, pp.1-11
- Ewins, D.J., (2006) "A future for experimental structural dynamics" Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering – ISMA 2006, Leuven, Belgium
- Fahy, F., (1985) *Sound and Structural Vibration: Radiation transmission and Response*, Academic Press, London
- Fastl, H., (2005) "Recent developments in sound quality evaluation" Keynote Lecture from the Forum Acusticum 2005 – Budapest, Hungary. Pp. 1647-1653
- Fastl, H., (2002) "Sound Design of Machines form a Musical Perspective" Proceedings of the 2002 Sound Quality Symposium, INCE SQS02_00, Institute of Noise Control Engineering, August 2002
- Fridrich, R.J. (2005) "Music Analogy: An Alternative Strategy for Sound Quality Requirements." SAE paper 2005-01-2477
- Fuller, C.R., Elliott, S.J., Nelson, P.A., (1996) *Active Control of Vibration*, Academic Press – London 1st ed.
- Fuller, C. R., (1990) "Active control of sound transmission/radiation from elastic plates by vibrational inputs. I. Aanalysis", Journal of Sound and Vibration, 136(1)
- Gade, S., Møller, N., Hald, J., Alkestrup, L. (2004) "The use of Volume Velocity Source in Transfer Measurements" Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering – ISMA2004, Leuven- Belgium, pp. 2641-2648.
- Gladwell, G.M.L. (1966). "A variational formulation of damped acousto-structural vibration problems", Journal of Sound and Vibration, Vol. 4 (2), pp. 172-186.
- Gonzalez, A., Ferrera, M., de Diego, M., Piñero, G., Garcia-Bonito, J.J., (2003) "Sound quality of low-frequency and car engine noises after active noise control" Journal of Sound and Vibration, Vol. 265, pp.663–679
- Grandjean, E., (1998) *Manual de ergonomia: adaptando o trabalho ao homem*; trad. João Pedro Stein. Ed. Artes Médicas
- Henriouille, K., Sas, P. (2003) "Experimental Validation of a collocated PVDF volume velocity sensor/actuator pair" Journal of Sound and Vibration, v. 256, pp. 489-506.
- Henriouille, K., (2001) "Distributed actuators and sensors for active noise control" PhD Thesis, KU Leuven. – PMA
- Hepberger, A., Pribsch, H.H., Desmet, W., Van Hal, B., Pluymers, B., Sas, P., (2002) "Application of the wave based method for the steady-state acoustic response prediction of a car cavity in the mid-frequency range", Proceedings of the 27 International Conference on Noise and Vibration Engineering – ISMA 27, Leuven, Belgium, pp. 877 – 884
- Holland, H., (1975) *Adaptation in natural and artificial systems*, The University of Michigan Press. Am Arbor
- Ishiyama, T., Hashimoto, T., (2000) "The impact of sound quality on annoyance caused by road traffic noise: an influence of frequency spectra on annoyance" JSAE Review, V. 21, Elsevier, pp. 225-230

- Johnston, I (1989), *Measured Tones: The Interlude of Physics and Music*, Adam Hilger, Bristol & New York, 397pp.
- Jurič, R., Jiříček, O., (2005) "Differences of Sound Quality Evaluation of Vacuum Cleaners, Computer Fans and Hair Dryers" Proceedings of Forum Acusticum 2005 – Budapest, Hungary. pp. L165-L168
- Kataja, J., (2004) "Simulation of Feedback Systems in Active Noise Control", Active 04, 10-22 September, Williamsburg Virginia - USA, 8pp.
- Kim, S.H., Lee, J.M. (1998) "A practical method for noise reduction in a vehicle passenger compartment" Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 120, pp. 199-205.
- Kung, C.H., Singh, R., (1985) "Experimental Modal Analysis Techniques for Three-dimensional Acoustic Cavities", Journal of the Acoustic Society of America, Vol.77(2), pp.731-738
- Kuo, S.M., Gupta, A., Mallua, S., (2006) "Development of adaptive algorithm for active sound quality control" Journal of Sound and Vibration 299 (2007) pp.12–21
- Lang, G.F., (2001) Understanding the Physics of Electrodynamical Shaker Performance, Sound and Vibration Magazine - October 2001, pp.1-9
- Lee, Y.W., Lee, C.W. (2002) "Dynamic analysis and control of an active engine mount system" Proc Instn Mech Engrs Vol 216 Part D: J Automobile Engineering
- Levine, H., (1984) "On the short wave acoustic radiation from planar panels or beams of rectangular shape" Journal of the Acoustical Society of America 76, pp.608-615.
- Leppington, F.G., Broadent, E.G., Heron, K.J., (1982) "The acoustic radiation efficiency of rectangular panels", Proceedings of the Royal Society London A 382, 245-271.
- Li, W.L., Gibeling, H.J., (2000) "Determination of the mutual radiation resistances of a rectangular plate and their impact on the radiated sound power" Journal of Sound and Vibration, Vol. 229, pp. 1213-1233.
- Li, Z., (1997) "Design of Active Structural Acoustic Control Systems Using Eigenassignment Approaches", PhD thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University
- Lim, T.C., (2000) "Automotive panel noise contribution modeling based on finite element and measured structural-acoustic spectra", Applied Acoustics 60 (4) (2000) pp. 505-519.
- Liu, W., Hou, Z., Demetriou, M.A., (2006) "A computational scheme for the optimal sensor/actuator placement of flexible structures using spatial H₂ measures" Mechanical Systems and Signal Processing 20 (2006), pp. 881–895
- LMS.Sysnoise, (1998) "Sysnoise Rev 5.3 - User's Manual" Vol.2
- Long, L.B., Lally, M.J., Brown, D.L., (1992) "Characterization of a low-cost acoustic sensor and array calibration system", Proceedings of the 17 International Conference on Noise and Vibration Engineering – ISMA 17, Leuven – Belgium, pp. 1049-1064
- Lueg, P., (1936) "Process of silencing sound oscillations" US Patent No. 2.043.416
- Luo, J., Gea, H.C., (1997) "Modal Sensitivity analysis of coupled acoustic-structural systems", Journal of Vibration and Acoustics, v.119, pp. 545-550

- Lyon, R.H. (1963). "Noise reduction of rectangular enclosures with one flexible wall", *Journal of the Acoustic Society of America*, Vol. 35(11), pp. 1791-1797.
- Maia, N.M.M., Silva, J.M.M., (1997), *Theoretical and Experimental Modal Analysis*, Research Studies Press Ltd., England, 1st Edition.
- Mamede, W.F., Oliveira, L.P.R., Varoto, P.S., (2002) "Vibroacoustic modal testing of a vehicle cabin", *Proceedings of the 27 International Conference on Noise and Vibration Engineering – ISMA 27*, Leuven- Belgium, pp. 2085-2092
- Masters, B., Crawley, E., (1999) "Evolutionary design of controlled structures" *AIAA J. Aircraft*, 36(1), pp. 209-217
- Mehr A. F., Tumer, I. Y., (2006) "A Multidisciplinary and multi-objective system analysis and optimization methodology for embedding integrated systems health management (ISHM) into NASA's complex systems" *Proceedings of IDETC/CIE 2006, ASME 2006 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, September 10-13, 2006, Philadelphia, Pennsylvania, USA, DETC2006-99619
- McConnell, K.G., Varoto, P.S., (1995) *Vibration Testing: Theory and Practice*, John Wiley & Sons, NY, EUA, 1995.
- Mohammad, J.I., Elliott, S.J., (2005) "Active Control of Fully-Coupled Structural-Acoustic Systems" *Proceedings of Inter-noise 2005*, Rio de Janeiro – Brasil, pp.10
- Møller, H., (1977) "Multidimensional Audio" Brüel & Kjaer application notes: paper presented at the AES Convention in New York, 17pp.
- Møller, H., (1992) "Fundamentals of binaural technology", *Applied Acoustics*, V. 36, pp.169-340
- Nakaji, Y., Satho, S., Kimura, T., Hamabe, T., Akatsu, Y., Kawazoe, H., (1999) "Development of an Active Control Engine Mount System" *Vehicle System Dynamics*, 32 (1999), pp.185–198
- Nelson, P.A., Elliott, S. J., (1992) *Active Control of Sound*, Academic Press – London, 332pp
- Nocedal, J. and Wright S. (2000). *Numerical optimization*, Springer Verlag, New York.
- Olbrechts, T., Sas, P., Vandepitte, D., (1997) "FRF measurements errors caused by the use of inertia mass shakers", *Proceedings of the 15 International Modal Analysis Conference, IMAC - Vol.1*, pp.188-194.
- Oliveira, L.P.R., Varoto, P.S., Sas, P., Desmet, W., (2007) "A state-space approach for ASAC simulation" *Proceedings of the XII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics (DINAME 2007)*, Ilhabela – Brasil, pp.10.
- Oliveira, L.P.R., Stallaert, B., Swevers, J., Sas, P., (2005) "Optimisation Strategies for Decentralized ASAC", *Proceedings of Forum Acusticum 2005*, Budapest – Hungary, pp. 875-880
- Oliveira, L.P.R. (2003) "Interação entre os excitadores de vibração e a estrutura sob estudo em ensaios com múltipla excitação" *Dissertação de Mestrado*, Dpto. de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 97pp.

- Oliveira, L.P.R., Varoto, P.S., (2002) "On the force drop off phenomenon in shaker testing in experimental modal analysis" *Journal of Shock and Vibration*, v. 9, pp. 165-175.
- Olsson, C., (2006) "Active automotive engine vibration isolation using feedback control" *Journal of Sound and Vibration* 294 (2006) 162–176
- Optimus (2006) User's Manual: Theoretical Aspects, Noesis.
- Paul, S., (2005) "A First Exploration of Auditory Descriptors for Brazilian Portuguese", *Proceedings of the 2005 Congress and Exposition on Noise Control Engineering – Inter-noise 2005, Rio de Janeiro – Brazil*, 7pp.
- Piefort, V. (2001) "Finite Element Modelling of Piezoelectric Active Structures", PhD Thesis, Université Libre de Bruxelles, Department of Mechanical Engineering and Robotics.
- Preumont, A. (2002) *Vibration Control of Active Structures, An Introduction*, Kluwer 2nd ed.
- Rao, D.K., (1987) "Electrodynamic Interaction Between a Resonating Structure and an Exciter", *Proceedings of the 5th International Modal Analysis Conference, IMAC – 1987 – Vol.2*, pp.1142-1150.
- Rao, S.S. (1996). *Engineering Optimization – Theory and Practice*, John Wiley & Sons, Inc, Third Edition, ISBN 0-471-550034-5.
- Réveillé, J.M., (2002) "Progress in Automotive NVH Field" *Keynotes Session of the 27 International Conference on Noise and Vibration Engineering – ISMA 27, Leuven – Belgium*, pp 1 – 10
- Reyer, J.A., Fathy, H.K., Papalambros, P.Y., Ulsoy, A.G. (2001) Comparison of combined embodiment design and control optimization strategies using optimally conditions, *Proceedings of DETC'01 ASME 2001 Design Engineering Technical Conferences*, Pittsburgh, PA, US, September 9-12, DETC 2001/DAC-21119.
- Reyer, J.A., Papalambros, P.Y., (1999) Optimal design and control of an electric DC motor, *Proceedings of the 1999 ASME Design Engineering Technical Conferences*, Las Vegas, US, September 12-15, DETC99/DAC-8599.
- Rossetto, G., Arruda, J., Huallpa, B. (2002). "The Development of a Calibrated Acoustic Actuator Based on the Tow-microphone Technique", *Proceedings of the 27 International Conference on Noise and Vibration Engineering – ISMA 27, Leuven-Belgium*, pp. 2049-2058.
- Rossi, G.B., Crenna, F., Codda, M., (2003) "Measurement of quantities depending upon perception by jury-test methods" *Measurement*, v.34, pp.57-66
- Rossing, T.D. (1990), *The science of sound*, Addison-Wesley, 2nd Ed, 686 p.
- Safonov M.G., Chiang, R. Y. (1989) "A Schur Method for Balanced Model Reduction" *IEEE Trans. on Automat. Contr.*, vol. 34, no. 7, July 1989, pp. 729-733.
- Sas, P., (2002), "Introduction to Technical Acoustics", *International Seminar on Advanced and Numerical Acoustics - ISAAC 13, Leuven – Belgium*, 28pp
- Sas, P., de Fonseca, P., Boonen, R., Henrioulle, K., (2002) "Introduction to Active Noise Control: Principles, Control and Applications" *Advanced and Numerical Acoustics - ISAAC 13, Leuven – Belgium*, 85pp

- Safonov M.G., Chiang R.Y., (1989) "A Schur Method for Balanced Model Reduction", IEEE Trans. on Automat. Contr., vol. 34, no. 7, July 1989, pp. 729-733
- Scheurin, J., (2004) "Engineering Applications of Active Sound and Vibration Control" Proceedings of Active 04, Virginia-USA, pp.1-19
- Seba, B., Nedeljkovic, N., Paschedag, J., Lohmann, B., (2005) " H_{∞} feedback control and Fx-LMS feedforward control for car engine vibration attenuation" Applied Acoustics 66 (2005), pp. 277–296
- Shangguan, W., Lu, Z., (2004) "Modelling of a hydraulic engine mount with fluid–structure interaction finite element analysis" Journal of Sound and Vibration 275 (2004), pp.193–221
- Silva, M.M., Desmet, W., Van Brussel, H., (2005) "Toward concurrently optimization considering structure and controller for mechatronic systems with variable configuration" Poster presented at the AMS Workshop 2005, Brussels.
- Sitter, G., Guillaume, P., Parloo, E. (2002) "Maximum likelihood identification of vibro-acoustic modes using output-only measurements". Proceedings of the 26th International Conference on Noise & Vibration Engineering (ISMA), Leuven, Belgium. 6pp.
- Smith, D.L., (1976) "Experimental Techniques for Experimental Modal Analysis of Cavities" Proceedings of Inter-Noise 76, Washington – USA, pp. 129-132
- Snyder, S., Tanaka, K., (1995) "Calculating total acoustic power output using modal radiation efficiencies" Journal of the Acoustical Society of America 97, pp. 1702-1709
- Snyman, J. A., Heyns, P.S., Vermeulen, P.J. (1995) "Vibration isolation of a mounted engine through optimization" Mech. Math. Theory Vol. 30, No. I, pp. 109 118, 1995
- Tomlinson, G.R., (1979) "Force Distortion in Resonance Testing of Structures with Electrodynamic Vibration Exciters", Journal of Sound and Vibration, Vol. 63, No. 3, pp. 337-350.
- Trindade, M.A., Benjeddou, A., Ohayon, R., (2001) "Piezoelectric active vibration control of damped sandwich beams" Journal of Sound and Vibration, Vol. 246(4), pp. 653-677
- Unholtz, K., (1961) Vibration testing machines - Shok and Vibration Handbook, McGraw-Hill Book Co., New York, v.2, pp. 25.1 - 25.74, ed.1
- Van Brussel, H., Sas, P., Nmeth, I., De Fonseca, P., Van den Braembussche, P. (2001), Towards a Mechatronic Compiler, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 6, No. 1, March 2001.
- Van der Auweraer, H. and Wyckaert, K., (2005), "Sound Quality: Perception, Analysis and Engineering", International Seminar on Advanced and Numerical Acoustics - ISAAC 16, Leuven – Belgium, 28pp.
- Van der Linden, P.J.G., Varet, P. (1996) "Experimental determination of low frequency noise contributions of interior vehicle body panels in normal operation" SAE paper number 960194.
- Vstfjll, D., Gulbol, M.A., Kleiner, M., Garling, T., (2001) "Affective evaluation of and reactions to exterior and interior vehicle auditory quality" Journal of Sound and Vibration, Vol. 255(3), pp501-518

- Wallace, C.E., (1972) "Radiation resistance of a rectangular panel" *Journal of the Acoustic Society of America*. Vol.51, pp 946-952.
- Wanga ,L., Wangb, J., Hagiwaraa, I. (2005) "An integrated characteristic simulation method for hydraulically damped rubber mount of vehicle engine" *Journal of Sound and Vibration* 286 (2005), pp. 673–696
- Widrow, B., Steams, S.D., (1985) *Adaptive Signal Processing*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey.
- Williams, E.G., (1983) "A series expansion of the acoustic power radiated from planar sources", *Journal of the Acoustical Society of America* 73, pp.1520-1524.
- Wyckaert, K., Augusztinovics, F., Sas, P., (1996) "Vibro-acoustical Modal Analysis: Reciprocity, Model Symmetry and Model Validity" *Journal of the Acoustic Society of America*, Vol. 100(5), p. 3172-3181
- Xianmin, Z., Jianwei, L. Yunwen, S. (2007) Simultaneous optimal structure and control design of flexible linkage mechanism for noise attenuation, *Journal Sound and Vibration*, Elsevier, vol. 299, pp. 1124-1133.
- Xu, L., Tsai, Y., Pfingst, B.E. (2002) "Features of stimulation affecting tonal-speech perception: Implications for cochlear prostheses" *J. Acoust. Soc. Am.* 112 (1), pp. 247-258
- Zwicker, E, Fastl, H., (1999) *Psychoacoustics: Facts and Models*, Srpinge Series in Information Sciences, 2nd Edition.
- Zwicker, E., (1977) "Procedure for Calculating Loudness of Temporally Variable Sounds", *Journal of the Acoustic Society of America*, Vol. 62, Nr. 3, pp. 675-681.