



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

**“DESENVOLVIMENTO DE ANÁLISE POR TRAJETÓRIAS  
VIBROACÚSTICAS PARA APLICAÇÃO AUTOMOTIVA”**

**GUSTAVO PAULINELLI GUIMARÃES**

**Belo Horizonte, 11 de Fevereiro de 2008**

Gustavo Paulinelli Guimarães

**“DESENVOLVIMENTO DE ANÁLISE POR TRAJETÓRIAS  
VIBROACÚSTICAS PARA APLICAÇÃO AUTOMOTIVA”**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projeto Mecânico

Orientador: Prof. Dr. Eduardo Bauzer Medeiros

Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2008



**Universidade Federal de Minas Gerais**  
**Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica**  
Av. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha - 31.270-901 - Belo Horizonte – MG  
Tel.: +55 31 3499-5145 - Fax.: +55 31 3443-3783  
www.demec.ufmg.br - E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

## **“DESENVOLVIMENTO DE ANÁLISE POR TRAJETÓRIAS VIBROACÚSTICAS PARA APLICAÇÃO AUTOMOTIVA”**

**GUSTAVO PAULINELLI GUIMARÃES**

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de **“Mestre em Engenharia Mecânica”**, na área de concentração de **“Projetos Mecânicos”**

Dissertação aprovada em: 11 de Fevereiro de 2008

por

---

Prof. Dr. Eduardo Bauzer Medeiros – UFMG – Orientador

---

Prof. Dr. Horácio Valadares Duarte – UFMG – Examinador

---

Eng<sup>o</sup>. Mestre Marcelo Starling Braga – FIAT Automóveis S/A – Examinador

---

Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Maria Lúcia Machado Duarte – UFMG – Examinadora

---

Prof. Dr. Samir Nagi Yousri Gerges – UFSC – Examinador

## AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Eduardo Bauzer, pelos ensinamentos ao longo de quase oito anos de convivência. Pela preciosa orientação e pelo apoio nas decisões mais difíceis deste trabalho.

À FIAT Automóveis S/A, em especial à Experimentação Integrada, na pessoa do Eng<sup>o</sup>. Gilmar Laignier de Souza, pelo suporte e estrutura fornecidos durante os experimentos.

À National Instruments Brazil pela licença provisória do software utilizado nos procedimentos computacionais.

A todos os colegas do Grupo *Comfort*, pelo apoio diário. Em especial aos colegas Wagner Moura Reis e Hugo César de Lima pelo conhecimento aplicado e a precisão durante os experimentos.

Ao meu pai Paulo, pelo espírito investigativo e a minha mãe Maria Lúcia, pela dedicação incondicional. A minha irmã Livia pelo apoio na revisão deste texto e ao meu irmão Samuel pela alegria nos momentos de convívio durante essa jornada.

Agradeço, especialmente, a minha esposa Cristina pelo exemplo de perseverança, pelo carinho com que me apoiou, pelo auxílio com os preparativos da defesa e pela compreensão nos longos períodos em que não pudemos estar juntos.

A Deus, por mais uma etapa concluída.

Meus sinceros agradecimentos

# SUMÁRIO

<b>NOMENCLATURA</b>	<b>8</b>
<b>LISTA DE FIGURAS</b>	<b>10</b>
<b>LISTA DE GRÁFICOS</b>	<b>11</b>
<b>LISTA DE TABELAS</b>	<b>13</b>
<b>LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS</b>	<b>14</b>
<b>RESUMO</b>	<b>15</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>16</b>
<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>17</b>
<b>1.1 Conforto acústico</b>	<b>17</b>
<b>1.2 Percepção</b>	<b>18</b>
<b>1.3 Fontes de ruído</b>	<b>19</b>
<b>1.4 Trajetórias de transferência</b>	<b>21</b>
<b>1.5 Objetivos do trabalho</b>	<b>23</b>
<b>2. TRABALHOS ANTERIORES</b>	<b>25</b>
<b>3. TRAJETÓRIAS DE TRANSFERÊNCIA VIBROACÚSTICAS</b>	<b>30</b>
<b>3.1 Introdução</b>	<b>30</b>
<b>3.2 Relação espectral em sistemas lineares</b>	<b>30</b>
<b>3.3 Função de resposta em frequência (FRF)</b>	<b>33</b>
<b>3.4 Estimação em sistemas reais</b>	<b>35</b>
3.4.1 Função de Coerência Ordinária	36
3.4.2 Estimação espectral	38
3.4.3 Estimador ótimo	39
<b>3.5 Definição das funções de resposta em frequência</b>	<b>40</b>
3.5.1 Trajetórias de transferência de vibração	41
3.5.2 Trajetórias de transferência acústicas	43
3.5.3 Trajetórias de transferência vibroacústicas	45
3.5.4 Algumas considerações	47
<b>3.6 Análise espectral em sistemas MISO</b>	<b>48</b>
3.6.1 Função de Coerência Múltipla	50
3.6.2 Modelo matricial	51

3.6.3	Decomposição em Valores Singulares	52
<b>3.7</b>	<b>Análise por Trajetórias de Transferência (Transfer Path Analysis)</b>	<b>53</b>
3.7.1.	Estimação de forças operacionais	54
<b>4.</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>58</b>
<b>4.1.</b>	<b>Descrição do protótipo</b>	<b>58</b>
<b>4.2.</b>	<b>Metodologia adotada</b>	<b>60</b>
<b>4.3.</b>	<b>Procedimento experimental</b>	<b>62</b>
4.3.1	Isolamento físico das trajetórias	63
4.3.2	Análise espectral em sistemas MISO	65
4.3.2.1.	<i>Fonte única</i>	66
4.3.2.2.	<i>Fontes simultâneas</i>	66
4.3.3	Aplicação da TPA	68
4.3.3.1.	<i>Trajectoria estrutural</i>	68
4.3.3.2.	<i>Trajectoria aérea</i>	70
4.3.3.3.	<i>Estimação de forças operacionais</i>	71
<b>4.4.</b>	<b>Procedimento computacional</b>	<b>74</b>
4.4.1	Isolamento físico das trajetórias	76
4.4.1.1	<i>Procedimento 1</i>	77
4.4.1.2	<i>Procedimento 2</i>	77
4.4.2	Análise espectral em sistemas MISO	78
4.4.2.1.	<i>Desenvolvimento do método</i>	78
4.4.2.2.	<i>Fonte única</i>	81
4.4.2.3.	<i>Fontes simultâneas</i>	83
4.4.3	Aplicação da TPA	84
4.4.3.1.	<i>Trajectoria estrutural</i>	85
4.4.3.2.	<i>Trajectoria aérea</i>	87
<b>5.</b>	<b>ANÁLISE DE RESULTADOS</b>	<b>91</b>
<b>5.1</b>	<b>Resultado do isolamento físico das trajetórias</b>	<b>91</b>
<b>5.2</b>	<b>Resultado da análise espectral em sistemas MISO</b>	<b>94</b>
5.2.1	Desenvolvimento do método	94
5.2.2	Fonte única	99
5.2.3	Fontes simultâneas	100
<b>5.3</b>	<b>Resultado da aplicação da TPA</b>	<b>102</b>
5.3.1	Trajectoria estrutural	103

5.3.2	Trajectoria aérea	105
<b>5.4</b>	<b>Análise comparativa</b>	<b>108</b>
<b>6.</b>	<b>CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>112</b>
<b>6.1</b>	<b>Conclusões</b>	<b>112</b>
<b>6.2</b>	<b>Trabalhos futuros</b>	<b>115</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>117</b>

# NOMENCLATURA

## Letras Latinas

$a$	aceleração ( $\text{m/s}^2$ )
$d$	deslocamento (m)
$E$	distância entre microfones da sonda de intensidade (m)
$F$	força (N)
$f$	frequência (Hz)
$G_{vv}$	espectro de saída coerente
$G_{xx}$	autoespectro de x
$G_{xy}$	espectro cruzado entre x e y
$\hat{G}_{xx}$	estimação de $G_{xx}$
$H$	função de resposta em frequência (resposta / estímulo)
$H_{aF}$	FRF de vibração ou inertância ( $(\text{m/s}^2)/\text{N}$ )
$H_{pF}$	FRF vibroacústica ( $\text{Pa}/\text{N}$ )
$H_{pQ}$	FRF acústica ( $\text{Pa}/(\text{m}^3/\text{s})$ )
$h$	função de resposta ao impulso
$n$	ruído do processo de medição
$n_d$	quantidade de conjuntos de amostras
$p$	pressão sonora (Pa)
$p_{ref}$	pressão sonora de referência ( $2 \times 10^{-5}$ Pa)
$Q$	velocidade de volume ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
$r_{yy}$	função de autocorrelação de y
$S_{xx}$	autoespectro (lado duplo) de x
$S_{xy}$	espectro cruzado (lado duplo) entre x e y
$v$	saída linear ideal de um sistema
$v$	velocidade (m/s)
$\bar{v}$	velocidade de partícula (m/s)
$x$	entrada arbitrária de um sistema linear
$y$	saída de um sistema linear
$Z$	impedância acústica ( $\text{Pa}/(\text{m/s})$ )



$T$  duração da amostra de sinal adquirido

### Letras Gregas

$\phi$  fase da função de resposta em frequência (rad)

$\theta_{xy}$  fase do espectro cruzado (rad)

$\gamma_{xy}^2$  função de coerência ordinária (adimensional)

$\rho_0$  densidade do ar (1,21 kg/m<sup>3</sup>)

$\dot{\eta}_s$  velocidade normal à superfície (m/s)

### Sobrescritos

{ } vetor

{ }<sup>T</sup> vetor transposto

[ ] matriz

[ ]<sup>-1</sup> matriz inversa

[ ]<sup>-PI</sup> matriz pseudo-inversa

$H^*$  Complexo conjugado de  $H$

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 – Esquema do processo de percepção do ruído em veículos	22
FIGURA 3.1 – Sistema linear ideal	31
FIGURA 3.2 – Diferença entre funções de densidade espectral	33
FIGURA 3.3 – Sistema linear ideal com ruído na saída	35
FIGURA 3.4 – Subdivisão da série temporal total armazenada	39
FIGURA 3.5 – Modelo com múltiplas entradas e uma saída	49
FIGURA 4.1 – Protótipo construído em perspectiva (figura à esquerda) e vista lateral (figura à direita)	59
FIGURA 4.2 – Esquema do protótipo construído	59
FIGURA 4.3 – Eixo de coordenadas adotado	61
FIGURA 4.4 – Configurações para isolamento físico das trajetórias	64
FIGURA 4.5 – Condição típica de ensaio com painel desacoplado	64
FIGURA 4.6 – Esquema do ensaio para determinação da irradiação do painel	65
FIGURA 4.7 – Pontos de medição do ensaio em sistemas MISO	66
FIGURA 4.8 – Modelo MISO considerando apenas o ventilador como fonte	67
FIGURA 4.9 – Modelo MISO considerando ambas as fontes (ventilador e bomba)	67
FIGURA 4.10 – Pontos de medição do ensaio TPA: pontos de aplicação de força e pontos extras	68
FIGURA 4.11 – Exemplo: ensaio de uma das 12 FRFs vibroacústicas	69
FIGURA 4.12 – Ensaio da trajetória (FRF) acústica	70
FIGURA 4.13 – Exemplo de ensaio: FRF estrutural para construção da matriz	72
FIGURA 4.14 – Ensaio das FRFs acústicas para construção da matriz a ser invertida	73
FIGURA 4.15 – Diagrama resumo: dados armazenados	74
FIGURA 4.16 – Diagrama resumo: isolamento físico de trajetórias	78
FIGURA 4.17 – Diagrama resumo: Sistema MISO	79
FIGURA 4.18 – Diagrama resumo: TPA – Trajetória estrutural	85
FIGURA 4.19 – Diagrama resumo: TPA – Trajetória aérea	88

## LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 5.1 – Medição no habitáculo do ruído de fundo e ruído do protótipo em condição operacional	91
GRÁFICO 5.2 – Ruído no habitáculo com <b>ventilador</b> ligado: painel acoplado e desacoplado	92
GRÁFICO 5.3 – Ruído no habitáculo com <b>bomba</b> ligada: painel acoplado e desacoplado	92
GRÁFICO 5.4 – FRFs entre a pressão sonora irradiada e a aceleração medida em dois pontos do painel	93
GRÁFICO 5.5 – Parcela estrutural do ruído do ventilador estimada por dois métodos	93
GRÁFICO 5.6 – Parcela estrutural do ruído da bomba estimada por dois métodos	94
GRÁFICO 5.7 – Estimação da pressão sonora no habitáculo através do espectro de saída coerente utilizando um acelerômetro	95
GRÁFICO 5.8 – Estimação da pressão sonora no habitáculo através de MCF utilizando 12 acelerômetros	95
GRÁFICO 5.9 – Funções de coerência típicas entre dois microfones do compartimento motor (-) e entre dois acelerômetros das fixações do ventilador (--)	96
GRÁFICO 5.10 – Estimação da pressão sonora no habitáculo através de MCF e SVD com 12 acelerômetros	96
GRÁFICO 5.11 – Estimação da pressão sonora sem SVD utilizando 02 e 12 acelerômetros	97
GRÁFICO 5.12 – Uso da SVD para 02 e 12 acelerômetros	97
GRÁFICO 5.13 – Estimação da pressão com (-) e sem (--) o uso da SVD em entradas pouco coerentes	98
GRÁFICO 5.14 – Efeito do critério de reconstrução da matriz na estimação da pressão sonora	98
GRÁFICO 5.15 – Comparação entre o ruído estrutural medido e estimado por MISO	99
GRÁFICO 5.16 – Comparação entre o ruído global medido e total estimado por MISO	100
GRÁFICO 5.17 – Comparação entre o ruído global medido e a parcelas estimadas aérea e estrutural com ventilador ligado	100
GRÁFICO 5.18 – Ruído estrutural medido e estimado proveniente do ventilador com fontes simultâneas	101

GRÁFICO 5.19 – Ruído aéreo medido e estimado proveniente do ventilador com fontes simultâneas	101
GRÁFICO 5.20 – Ruído estrutural medido e estimado proveniente da bomba com fontes simultâneas	101
GRÁFICO 5.21 – Ruído aéreo medido e estimado proveniente da bomba com fontes simultâneas	102
GRÁFICO 5.22 – Comparação entre o ruído global medido e a parcelas estimadas aérea e estrutural da bomba com duas fontes ligadas	102
GRÁFICO 5.23 – FRFs típicas entre dois pontos de aplicação de força	103
GRÁFICO 5.24 – Espectros das acelerações operacionais em dois GDLs de fixação do ventilador	103
GRÁFICO 5.25 – Espectros das forças operacionais estimadas em dois GDLs de fixação do ventilador	104
GRÁFICO 5.26 – FRF Vibroacústica entre dois GDLs de fixação do ventilador e o microfone do habitáculo	105
GRÁFICO 5.27 – Comparação entre o ruído estrutural medido e o estimado pelo método da TPA	105
GRÁFICO 5.28 – FRFs acústicas entre a fonte e os pontos extras no compartimento do motor	105
GRÁFICO 5.29 – Níveis de pressão sonora operacionais dos microfones extras no compartimento do motor	106
GRÁFICO 5.30 – Espectro da velocidade de volume medida próximo ao alto-falante	106
GRÁFICO 5.31 – Velocidade de volume operacional estimada na fonte (ventilador)	107
GRÁFICO 5.32 – FRF acústica entre a fonte e o receptor	108
GRÁFICO 5.33 – Comparação entre a pressão sonora estimada e medida no receptor	108
GRÁFICO 5.34 – Comparação entre a ruído estrutural medido e estimado pelas duas técnicas	109
GRÁFICO 5.35 – Comparação entre o ruído aéreo medido e estimado pelas duas técnicas	109
GRÁFICO 5.36 – Contribuição individual das trajetórias <b>medidas</b> no ruído medido	111
GRÁFICO 5.37 – Contribuição individual das trajetórias <b>estimadas por MISO</b> no ruído medido	111
GRÁFICO 5.38 – Contribuição individual das trajetórias <b>estimadas por TPA</b> no ruído medido	111

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1.1: FRFs Vibracionais	42
TABELA 1.2: Tipos de FRFs	48
TABELA 4.1: FRFs (2) vibroacústicas operacionais	65
TABELA 4.2: FRFs das trajetórias estruturais	70
TABELA 4.3: FRF que descreve a trajetória acústica	71
TABELA 4.4: FRF entre pontos de entrada e extras (estrutural)	73
TABELA 4.5: FRF entre pontos de entrada e extras (acústico)	74

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- COSP - Espectro de Saída Coerente (*Coherent Output Spectrum*)
- FRF - Função de Resposta em Frequência
- GDL - Grau de Liberdade
- MCF - Função de Coerência Múltipla (*Multiple Coherence Function*)
- MIMO - Sistema Múltiplas Entradas e Múltiplas Saídas (*Multiple Inputs / Multiple Outputs*)
- MISO - Sistema Múltiplas Entradas e Única Saída (*Multiple Inputs / Single Output*)
- NAH - Holografia Acústica em Campo Próximo (*Nearfield Acoustical Holography*)
- NPS - Nível de Pressão Sonora
- PCF - Função de Coerência Parcial (*Partial Coherence Function*)
- SVD - Decomposição em Valores Singulares (*Singular Value Decomposition*)
- TPA - Análise por Trajetórias de Transferência (*Transfer Path Analysis*)

## RESUMO

A percepção do ruído é um dos fatores que qualificam o conforto no interior de automóveis. Este trabalho está situado entre a geração de ruído e vibração pelas fontes e a resposta percebida no veículo a essas excitações. As trajetórias vibroacústicas, como são conhecidas, descrevem a forma como a energia percorre o caminho entre as duas extremidades (fonte e receptor). O objetivo deste trabalho é desenvolver métodos experimentais que permitem identificar a contribuição de trajetórias vibroacústicas. Trajetórias aéreas e estruturais são os tipos de caminhos investigados. Foi utilizado um protótipo que simula parcialmente um veículo e que permite desvincular fisicamente esses caminhos. O resultado do isolamento físico das trajetórias permitiu conhecer o espectro do ruído percebido no protótipo devido às trajetórias estrutural e aérea, individualmente. O método da análise espectral em sistemas de Múltiplas Entradas e Uma Saída (*Multiple Inputs / Single Output*, ou MISO) foi desenvolvido utilizando a Função de Coerência Múltipla para identificar as Funções de Resposta em Frequência (FRF) através da correlação mútua entre estímulos e da correlação entre estímulos e resposta. A Decomposição em Valores Singulares compensou o efeito da coerência entre os estímulos. O desenvolvimento computacional do método de Análise por Trajetórias de Transferência (*Transfer Path Analysis*, ou TPA) foi aplicado ao mesmo protótipo a fim de comparar os resultados da estimação das trajetórias aérea e estrutural. A TPA necessita de duas informações: FRF entre ponto de aplicação (na fonte) da força mecânica ou da “força acústica” (conhecida como velocidade de volume) até o receptor, e da estimação indireta das forças operacionais (mecânicas ou acústicas) obtidas com o protótipo em funcionamento normal. O uso do Método indireto de Inversão Matricial para a estimação das forças operacionais tornou-se fundamental pela dificuldade do uso de técnicas diretas e do conseqüente efeito de carga que acarretam. Os dois métodos (MISO e TPA) puderam ser comparados entre si e com os resultados obtidos através do isolamento físico das trajetórias. Foram feitas as devidas considerações quanto às medições e resultados. Foram, também, sugeridos alguns passos para aplicação em casos práticos reais.

**Palavras chaves:** ruído veicular, identificação, trajetórias vibroacústicas, TPA, MIMO/MISO

## ABSTRACT

An analysis and development of how vibration and acoustic noise generated in a motor car arrives at the interior of the vehicle, a key issue in modern industry, is presented. The study considers the development of experimental techniques, employing computational data processing and data systemising, leading to the identification and ranking contribution of both airborne and structure-borne paths. Identification of the two previously mentioned types of path is the focus of the present work, which has been studied, with the help of a purposed build (physical) prototype. This prototype simulates a typical motor car and enables coupling and decoupling of the two paths. This procedure has provided an insight into the spectra provided by the individual contribution of structure and air borne paths, The spectra correlation involved the study of *Multiple Inputs / Single Output Systems*, or MISO has been developed with the use of Multiple Coherence Functions (MCF) in order to identify Frequency Response Functions (FRF), by means of mutual correlation between stimuli and the correlation between stimuli and response. The decomposition into singular values has been used to compensate the effect of the coherence among the stimuli. The computational development using the classical TPA (*Transfer Path Analysis*) method has also been implemented for the developed prototype, again with the objective of structure and airborne contributions. TPA requires essentially two sets of information: 01) Mechanical Force FRF between application point (source) or “acoustic force” (volume velocity) reaching the receiver, and 02) the indirect estimation of the operational forces (both mechanical and acoustical) obtained with the prototype under normal operational conditions. The use of the (indirect) method of matrix inversion has proved to be crucial for the estimation of the operational forces, given the difficulty for the use of direct techniques and the consequent loading effects. The two methods (MISO and TPA) could be mutually compared with the results obtained from the Physical isolation of the paths. The measurements and final results are discussed in detail and how they relate to actual real cases.

**Keywords:** Motor car noise, identification, vibro-acoustic paths, TPA, MISO/MIMO



# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 Conforto acústico

O conforto acústico tornou-se um dos elementos decisivos no setor automotivo. Os fabricantes o utilizam como índice de qualidade. Os clientes o encaram como critério de escolha no momento da compra do veículo. Tais fatos estão ligados pois existe uma relação direta entre o som que o veículo emite e a imagem de qualidade que o usuário cria a partir da percepção dos sons. O ruído gerado pelo vidro da porta ao ser acionado, pelo motor do veículo em aceleração e pelo retrovisor em movimento são exemplos de sons percebidos no primeiro contato do cliente com o veículo, ainda na concessionária.

A sensação de conforto acústico dentro de um veículo está relacionada, principalmente, a dois fatores: às características dos sons emitidos pelo veículo e à forma como o ser humano percebe e julga esses sons. Tais fatores correspondem, respectivamente, às duas extremidades no processo de geração e percepção acústica. A última depende, em parte, do histórico do indivíduo em relação à sua experiência auditiva. Há indivíduos que são mais atentos aos sons que o veículo gera, outros não. Entretanto outras questões são independentes da experiência, como a capacidade de comunicação no veículo e a saúde dos ocupantes.

A necessidade de comunicação está cada vez mais inserida no setor automotivo, como a utilização de tecnologias sem fio para comunicação via celular. O reconhecimento da fala é tecnologia presente nos veículos em lançamento e a questão da inteligibilidade (parâmetro subjetivo) no interior do veículo passa a ser fundamental. Na década de 80 o conceito de Índice de Articulação (*Articulation Index*), um parâmetro objetivo para medir a inteligibilidade, foi inserido no Brasil (ONUSIC, 2001) e hoje constitui uma das principais ferramentas para análise e caracterização de veículos.

O Índice de Articulação é calculado pela medição do ruído interno ao veículo (ABNT NBR 12969, 1993). Na década de 70, o ruído interno em alguns veículos de passeio chegava a 85

dB(A). Na década de 80, o valor médio para o nível de pressão sonora era de 73 dB(A). Já na década de 90, o nível do ruído interno caiu para 69 dB(A) (ONUSIC, 2001).

Estudos sobre o efeito do ruído no ser humano indicam que níveis de até 50 dB(A) provocam estresse e durável desconforto. Em torno de 65 dB(A) começa a degradação do organismo, podendo-se aumentar o desequilíbrio bioquímico e gerar outros riscos para a saúde. Exposição a ruídos de 80 dB(A) provoca liberação de morfina para o corpo, podendo criar um quadro de dependência. Em torno de 100 dB(A) pode ocorrer a perda da audição (SOUZA, 1992) apud (NUNES, 2006). Outra pesquisa (JIAN *et al.*, 2003) comprovou que o ruído no interior de automóveis, quando excede 75 dB(A), apresenta influência elevada nas capacidades de atenção e concentração do motorista.

Normalmente, a maioria das pessoas passa algumas horas diárias no trânsito, entre o lar e o local de trabalho por exemplo. Para motoristas e taxistas a exposição é muito maior. A diminuição do ruído emitido pelo veículo para seu interior é importante não apenas para a qualidade do produto, mas para a saúde dos usuários. Isso é ainda agravado porque parte do ruído percebido dentro do veículo é, também, proveniente do exterior (ruído externo gerado por outros veículos).

## **1.2 Percepção**

Os limites de ruído externo gerado pelo veículo são regulamentados pelo CONAMA (Conselho Nacional de Meio Ambiente) através da resolução 01/93 de 11 de Fevereiro de 1993. Entretanto, os limites de ruído interno não são regulamentados e são definidos pela concorrência entre os fabricantes e pelo nível de exigência do público para o qual o veículo foi desenvolvido (CARVALHO *et al.*, 2003). O som do motor pode parecer fascinante para um jovem. O som do acionamento elétrico do retrovisor pode fazer os adultos se lembrarem dos antigos filmes de ficção científica. O som emitido pelo movimento do vidro pode incomodar bastante os mais críticos. O que é agradável ao ouvidos? Muitas vezes a sensação de conforto pode estar ligada à composição espectral ou à distribuição temporal do ruído e nem sempre existe uma relação direta com baixos níveis.

Zwicker e Fastl (1999) utilizaram conhecimentos de fisiologia, psicologia e acústica no que hoje é conhecido como Psicoacústica. Eles apresentaram parâmetros calculados a partir das características amostradas dos sinais sonoros que descrevem quantitativamente as sensações percebidas pelo aparelho auditivo humano, como aspereza, timbre e audibilidade.

Seguindo a linha de pesquisa com origem na Psicoacústica, outras técnicas foram desenvolvidas. A mais difundida é o *Sound Quality*, voltada para qualidade acústica do produto. As avaliações subjetivas também evoluíram com o tempo. A reprodução dos ruídos em laboratório utilizando sistemas de aquisição dedicados que simulam a audição binaural (*dummy head*) é uma ferramenta fundamental e permite que um júri avalie comparativamente diversas condições de um mesmo veículo ou encontre diferenças entre veículos (OTTO *et al.*, 2001).

### 1.3 Fontes de ruído

Do outro lado da cadeia, em oposição à percepção do usuário ou receptor, encontram-se as fontes geradoras de ruído. Elas podem ser separadas em conjuntos (adaptado de GIORJÃO *et al.*, 2007), conforme sua origem:

- Propulsão: estão incluídos motor, câmbio, sistema de aspiração e descarga, presentes na condição dinâmica do veículo em aceleração, desaceleração, velocidade constante e marcha lenta. Essa classe de fontes irradia ruído pelo ar através de suas superfícies e gera vibrações que são transmitidas pela estrutura. Parte desta pode se comportar como elemento irradiante para o interior do veículo, que é o caso de chapas mais planas como painel corta-fogo, assoalho e teto. As fontes de propulsão constituem as principais fontes de ruído interno, principalmente para baixas velocidades.
- Suspensão: estão incluídos os pneus, além de outros elementos como travessas, amortecedores e molas. A vibração proveniente dos diversos tipos de pavimentos é transmitida para o veículo podendo ser amplificada ou atenuada de acordo com as características dos elementos da suspensão. Geralmente esse sistema se comporta como um filtro passa-baixa atenuando os níveis de vibração gerados pelo pavimento acima de 30 ou 40 Hz. O contato do pneu com o pavimento gera vibração que excita

os modos da estrutura pneu/roda, assim como gera ruído que é percebido tanto dentro quanto fora do veículo. Esse ruído, conhecido como de rodagem, é considerado o principal ruído externo ao veículo para velocidades acima de 60 km/h. Constitui, ainda, em uma importante fonte de ruído para o interior do veículo.

- Aerodinâmica: o ruído aerodinâmico é causado pelo movimento do ar em torno da estrutura externa do veículo. Os elementos típicos que causam esse tipo de ruído são retrovisor externo, limpador de pára-brisa, barra de teto, acabamentos externos, frestas e cavidades. É percebido normalmente acima de 100 km/h, uma vez que, em velocidades mais baixas, outras fontes são mais predominantes.
- Acessórios: geralmente pequenos motores elétricos que acionam elementos de apoio aos principais sistemas do veículo ou ao condutor. Alguns exemplos: mecanismo do vidro da porta, sistema de arrefecimento, alternador, limpador de pára-brisa, bomba de partida a frio. Esses elementos, além de irradiarem ruído, estão ligados à estrutura e constituem mais uma porta de entrada de vibração e, conseqüentemente, potencial fonte de ruído.

A caracterização das fontes de ruído historicamente se deu através da determinação da potência sonora utilizando métodos baseados na medição da pressão sonora (método de engenharia) ou intensidade sonora (método de laboratório). A técnica da intensidade sonora é utilizada na identificação do ruído emitido para o exterior do veículo, com o objetivo de caracterizar e quantificar a potência sonora das fontes e seu padrão de irradiação (MACHADO, 2003).

Como evolução a essa técnica, os métodos baseados em arranjos de microfones (*microphone arrays*) demonstraram grande potencial, inclusive para aplicações no interior do veículo. Duas técnicas se destacaram, sendo a primeira a Holografia Acústica em Campo Próximo (*Nearfield Acoustical Holography*, ou NAH). A NAH utiliza a riqueza de informações do campo próximo de fontes sonoras para identificar, através de “imagens acústicas”, pontos de maior e menor energia sonora. A técnica utiliza medições acústicas definidas em um plano paralelo à superfície da fonte, independente da sua geometria. Maynard *et al.* (1985) apresentam o modelamento básico da técnica. Trabalhos mais recentes apresentam avanços

consideráveis na automação da medição através de robôs instalados no interior do veículo (CROIX *et al.*, 2007).

A segunda técnica baseada em arranjos planos de microfones é *Beamforming*. Também caracteriza o campo sonoro através de “imagens acústicas” identificando os pontos onde a região analisada apresenta maiores níveis. É capaz de mapear grandes fontes a longas distâncias, principalmente em altas frequências (GERGES *et al.*, 2007). Especificamente no setor automotivo existe a utilização de arranjos esféricos de microfones para avaliar a contribuição de painéis e regiões frágeis no estudo do ruído interno (MARROQUIN *et al.*, 2007).

As técnicas descritas acima, quando aplicadas no interior do veículo, são muito eficientes para identificar as fontes de ruído que seriam percebidas pelo receptor. Pontos frágeis no isolamento do habitáculo, regiões ou painéis mais “transparentes” à passagem do ruído aéreo e painéis mais suscetíveis à irradiação são resultados importantes para o desenvolvimento de veículos, mas não são suficientes em todos os casos. O conhecimento da trajetória pela qual a energia vibroacústica percorre antes de encontrar elementos internos é fundamental para o entendimento completo do problema. Além disso, evidencia elementos que podem impedir a transferência de energia assim que ela for gerada pela fonte ou antes que atinja elementos menos robustos ou que possuam tratamentos mais caros.

#### **1.4 Trajetórias de transferência**

Entre a geração e a percepção do ruído encontra-se a transmissão de energia pela estrutura e pelo ar. As trajetórias de transferência de ruído e vibração representam os caminhos pelos quais a energia vibroacústica é transmitida desde as fontes geradoras até atingir o ocupante do veículo, seja pela percepção da vibração, através do tato (mãos e pés), seja pela percepção sonora, através dos ouvidos. De maneira simplificada, a relação entre as fontes de ruído e vibração e a sua trajetória até encontrar o receptor está representada na FIG. 1.1.



FIGURA 1.1 – Esquema do processo de percepção do ruído em veículos

Fonte: Adaptado de (LMS INTERNATIONAL, 1995)

Segundo Onusic (2001), na década de 70, “realizava-se a descoberta da transmissão via aérea e via estrutura (“corpórea”) pelo processo de “desvinculamento”. A análise subjetiva era extremamente forte”. Os períodos para o desenvolvimento de veículos, entretanto, tornaram-se cada vez menores, assim os procedimentos experimentais necessitam ser conclusivos em curto prazo. O remanejamento constante de grandes fontes de ruído e vibração como o motor passa a ser limitante para o processo de desenvolvimento.

Por questões de consumo, os veículos estão cada vez mais leves, com isso os problemas relacionados à geração e transmissão de ruído e vibração tendem a aumentar, devido à redução de parâmetros como rigidez e massa. A maior flexibilidade das estruturas também torna as amplitudes de vibração maiores, demandando soluções acústicas mais refinadas (ONUSIC, 2001).

A evolução das pesquisas que têm objetivos de reduzir o ruído gerado pelas fontes principais tem sido um dos fatores determinantes para a diminuição, com o passar das décadas, dos níveis percebidos dentro do veículo. Torna-se cada vez mais difícil distinguir com clareza a origem do ruído, uma vez que este está superposto ao ruído proveniente de fontes secundárias.

A motivação deste trabalho situa-se na dificuldade de identificar as trajetórias pelas quais a energia vibroacústica é transmitida para o interior do veículo. A separação das fontes também cumpre papel importante neste estudo. Vários conceitos foram formulados em torno do receptor e das fontes de ruído e vibração. Entretanto, os aspectos envolvendo a tríade fonte-trajetória-receptor devem ser projetados em conjunto, pois o resultado para o conforto do usuário é o somatório da eficiência dessas questões.

Devido à complexidade das estruturas automotivas e à grande quantidade de fontes de ruído instaladas nas estruturas, as trajetórias vibroacústicas não são facilmente identificáveis. A existência de correlação entre as fontes (motor e sistema de descarga, por exemplo) dificulta a identificação das trajetórias.

A adequada caracterização das trajetórias permitirá ordená-las de forma a avaliar a contribuição individual. Os projetos poderão ser direcionados a otimizar as trajetórias mais críticas a fim de atingir mais rapidamente o nível de conforto acústico solicitado como objetivo (*target*) do modelo.

Uma série de componentes pode ser projetada de forma mais eficiente do ponto de vista acústico:

- As estruturas poderão ser calculadas de forma a atender parâmetros mais específicos de transmissão de vibração.
- Parâmetros como rigidez dinâmica dos pontos de fixação à estrutura podem se tornar variáveis mais controladas em projeto.
- As características dinâmicas dos elementos isoladores podem ser inseridas num contexto mais completo.
- A definição dos pacotes acústicos (*sound packages*) poderá estar acompanhada de objetivos mais detalhados.
- Os fornecedores dos elementos isolantes (coxins e suspensão do motor, por exemplo) receberão informações mais detalhadas do comportamento dinâmico desejado.

## 1.5 Objetivos do trabalho

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver métodos experimentais que permitem identificar a contribuição das trajetórias vibroacústicas, a fim de estabelecer o grau de importância de cada contribuição e de estudar seus efeitos em relação ao ruído percebido no interior do veículo.

Os objetivos específicos estão descritos a seguir:

- Definir metodologias para determinar as trajetórias de transmissão do ruído, sem necessidade da completa caracterização da fonte geradora;
- Comparar métodos utilizados na análise das trajetórias de transferência;
- Comprovar as técnicas adotadas para medição e determinação das trajetórias vibroacústicas;
- Identificar e ordenar trajetórias críticas;
- Identificar fontes independentes e eliminar efeitos de coerência entre fontes.

Um protótipo foi construído para funcionar sob condições especiais com objetivo de isolar fisicamente os caminhos de transmissão e assim validar os modelos experimentais. Considerou-se apenas a energia acústica percebida pelo receptor, mas não a percepção de vibração. Ou seja, mesmo utilizando caminhos estruturais de transmissão, foi considerada a energia aérea global que chega ao receptor no final do processo.

O presente método tem como base a Análise por Trajetórias de Transferência (*Transfer Path Analysis*, ou TPA) e a análise espectral em sistemas de Múltiplas Entradas e Única Saída (*Multiple Input Single Output*, ou MISO), que serão explicados no capítulo 3.



## 2. TRABALHOS ANTERIORES

Na década de 70 (...), realizava-se a descoberta da transmissão via aérea e via estrutura (“corpórea”) pelo processo de “desvinculamento”. (ONUSIC, 2001)

O estudo das trajetórias vibroacústicas no setor automotivo brasileiro se deu a partir da década de 70 (ONUSIC, 2001), derivada da influência européia advinda dos anos 50 e 60. Um conceito prático, que permaneceu até hoje, é a caracterização nominal de duas trajetórias principais: ruído via aérea ou “ruído aéreo” (*airborne noise*) resultado da propagação aérea do ruído irradiado pela própria fonte; e ruído via estrutura ou “ruído estrutural” (*structure-borne noise*) resultado da irradiação da estrutura na qual está fixada a fonte de ruído e vibração.

Carvalho *et al.* (2003) especificam possíveis caminhos pelos quais a energia gerada pelas fontes é transmitida para o interior do veículo. Estruturas como painel corta-fogo e os assoalhos são os principais irradiadores do ruído interno, pois apresentam geometria próxima da plana, áreas consideráveis e estão localizados em regiões estratégicas na transferência de ruído e vibração. A energia que os excita é de origem estrutural (vibração que é transmitida pelas conexões das fontes) ou de origem acústica (altos níveis de pressão sonora irradiada pelas fontes).

Painéis metálicos de maiores dimensões são mais suscetíveis à irradiação pois apresentam eficiências de radiação maiores. Wallace (1972) realizou um trabalho que se tornou referência pelas curvas de eficiência de radiação encontradas para painéis retangulares. A pressão sonora em campo distante irradiado por um painel depende da sua geometria, dos modos vibracionais, da impedância característica do meio, da frequência e da velocidade de vibração na direção normal à superfície. Lamancusa *et al.* (1994) apresentaram um método de projeto de painéis retangulares a fim de obter radiação sonora mínima, pela otimização das dimensões dos painéis e das propriedades dos materiais.

Em aplicações práticas, o emprego de material visco-elástico fixado em tais painéis é a técnica historicamente mais utilizada para atingir dois objetivos: reduzir o nível de ruído

irradiado e elevar a perda por transmissão. No primeiro caso, deve-se à redução de vibração da superfície; no segundo é um efeito decorrente do aumento da massa.

Os pontos de conexão entre as fontes e a estrutura são pontos críticos na trajetória de transferência. Quanto maior o “descasamento” de impedância nesses pontos, menor é a vibração transmitida da fonte para a estrutura (PADILHA, 2006). Entende-se por “descasamento” a diferença significativa da impedância mecânica entre duas partes da estrutura por onde se propagam ondas de vibração. A inserção de elementos resilientes (coxins são os mais conhecidos) entre as principais fontes e a estrutura do veículo permite esse descasamento. O parâmetro para analisar o comportamento da conexão é a rigidez dinâmica (será apresentada posteriormente), que descreve a razão entre a força aplicada e o decorrente deslocamento ao longo do espectro de frequências. No projeto de automóveis, é comum a especificação da rigidez dinâmica do coxim algumas dezenas de vezes menor que a rigidez dinâmica da estrutura onde é instalado. Esse descasamento tem o objetivo de reduzir, no mínimo, 20 dB da vibração que é transmitida ao chassi e à carroceria.

As trajetórias vibroacústicas caracterizam o comportamento físico descrito nos últimos parágrafos através de métodos experimentais. Funções espectrais relacionam parâmetros de entrada, vinculados às fontes, e parâmetros de saída, vinculados à percepção dos receptores. Na metade da década de 60, Bendat e Piersol (2000) iniciaram a publicação de técnicas baseadas na análise de sinais com características aleatórias para identificar sistemas com múltiplas entradas e múltiplas saídas (*Multiple Input Multiple Output*, ou MIMO) através de funções de coerência (ordinária, parcial e múltipla) e de funções de espectro cruzado, como as Funções de Resposta em Frequência (FRF), ambos no domínio da frequência; e funções de correlação no domínio do tempo.

Chung *et al.* (1975) aplicaram a Função de Coerência Múltipla (*Multiple Coherence Function*, ou MCF) e a FRF em um motor a diesel, que possui seis cilindros funcionando simultaneamente. Estimou-se a influência de cada um dos seis cilindros em relação à pressão sonora global medida em campo distante. As trajetórias foram definidas através de sensores de pressão em cada cilindro indicando os sinais de entrada do sistema MISO e o microfone como o sinal de saída. As FRFs foram encontradas através da matriz de espectros cruzados mútuos entre as entradas e de um vetor de espectro cruzado entre entradas e saída.

Okamura (1980) também utilizou um motor a diesel para identificar as trajetórias de transmissão da vibração produzida pelas forças internas do motor até suas superfícies irradiantes, através da técnica de FRF.

No início da década de 80, Bendat e Piersol (1993) apresentaram uma série de aplicações de estudos referentes aos seus trabalhos anteriores. São feitas considerações quanto à aquisição e pré-processamento dos sinais e às técnicas iterativas para estimação de MCF quando há grande número de entradas. Inclui ainda a estimativa do ruído irradiado por um painel, em ambiente onde existem outras fontes não correlacionadas, utilizando a técnica do Espectro de Saída Coerente (*Coherent Output Spectrum*, ou COSP).

Wang e Crocker (1983) demonstraram experimentalmente que as técnicas de FRF e Função de Coerência Parcial (*Partial Coherence Function*, ou PCF) quando aplicadas a sistemas MIMO são dependentes do grau de coerência entre os sinais de entrada.

Em seu trabalho de mestrado, Homer (2003) avaliou diversas técnicas para identificar fontes de ruído em equipamentos de mineração. Duas das técnicas apresentadas anteriormente (FRF e PFC) identificaram a contribuição individual das fontes e suas trajetórias de transmissão, mas apresentaram problemas quando se tentou usar fontes coerentes. As técnicas de pressão sonora em campo próximo e intensidade sonora permitiram identificar espacialmente as regiões de maior irradiação sonora, assim como as técnicas de *Beamforming* e Holografia Acústica, citadas no capítulo anterior.

Nunes (2006) desenvolveu uma metodologia para estimar o ruído percebido no ambiente vizinho a plantas industriais. A trajetória aérea entre a fonte e o receptor é estimada através da FRF, utilizando filtro adaptativo do tipo LMS (*Least Mean Square*) e uma fonte de referência instalada na indústria. A pressão sonora é então estimada pela FRF da trajetória e pelo sinal de pressão sonora referente à fonte que está em condições normais de uso (pressão sonora operacional).

Na década de 80, a Análise por Trajetórias de Transferência (*Transfer Path Analysis*, ou TPA) começou a ser desenvolvida. É uma técnica que utiliza diversos recursos executados nas técnicas apresentadas anteriormente, em que é possível estimar, de forma determinística, a pressão sonora no interior do veículo pelo somatório da contribuição das trajetórias (também

chamadas de caminhos) (LMS INTERNATIONAL, 1995), podendo-se avaliar a influência de cada uma.

Para esse fim, são necessários dois elementos básicos. O primeiro consiste na medição indireta das forças operacionais que são exercidas pelas fontes. Está incluída na classificação de força, também, a velocidade de volume da fonte. Em raciocínio análogo a uma força aplicada sobre uma estrutura, a velocidade de volume é uma “força acústica” (de origem aérea) aplicada a um volume de ar por onde as ondas acústicas se propagam (LMS INTERNATIONAL, 1995). O segundo elemento é a medição, direta ou através de reciprocidade, das FRFs entre os pontos de observação do receptor e os pontos onde as forças são aplicadas (PLUNT, 2005).

Nos últimos dez anos sua importância obteve crescimento considerável, principalmente no setor automotivo. Diversas aplicações foram desenvolvidas visando avaliar vários tipos de fontes de ruído veicular, bem como otimizar os caminhos pela correlação de modelos teóricos e experimentais (SAE, 2007). A técnica tomou várias formas durante seu desenvolvimento. Hoje são encontradas técnicas otimizadas, derivadas da TPA clássica, como TPA Rápida (simplificada), TPA Operacional (utilizando apenas medições operacionais), entre outras.

A obtenção das FRFs de trajetórias puramente aéreas (também conhecidas como *Noise Transfer Functions*) é realizada utilizando fonte de velocidade de volume (artificial) instalada no local do receptor como entrada do sistema e medindo a pressão sonora próxima às fontes naturais do veículo (LMS INTERNATIONAL, 1995). Essa forma de medição é conhecida como recíproca, uma vez que a forma direta é realizada instalando-se as fontes de velocidade de volume no lugar das fontes físicas a serem analisadas.

Salava (1974) desenvolveu uma fonte eletrodinâmica que permite conhecer a velocidade de volume e apresentou aplicação em medições acústicas. Anthony e Elliott (1991) compararam o método de Salava com outros dois métodos de medição de velocidade de volume em fontes sonoras eletrodinâmicas: medição de velocidade a laser e medição da pressão interna. A medição de velocidade a laser serviu como referência para os outros dois métodos, que apresentaram performance razoável, ao passo que o método de Salava obteve uma representação mais significativa da velocidade de volume.

Serafettinoglu (2004) destacou a importância em utilizar fontes de velocidade de volume para a correta estimação da FRF e para a correlação com modelos teóricos. Ele realizou experimentos com alto-falante e modelou a estimação da velocidade de volume medindo os sinais de tensão e corrente de entrada e pressão sonora na saída ou próxima ao cone.

Wyckaert e Auweraer (1995) utilizaram TPA e Análise Modal para identificar o ruído veicular induzido pela estrada. Através da redundância dos pontos de medição, aplicaram o método de Análise por Componentes Principais (*Principal Component Analysis*, ou PCA), que elimina a coerência parcial existente entre os pontos de entrada (montantes de cada ponto de suspensão do veículo) através da decomposição em componentes ortogonais (conhecida como Decomposição por Valor Singular).

Plunt (2005) apresentou estudos de casos práticos através da aplicação da TPA, além de uma breve, mas consistente, revisão da teoria básica. Concluiu ser uma ferramenta poderosa para identificar trajetórias complexas e deu relevância à correlação da TPA com modelos em elementos finitos para diagnóstico de problemas e modificações não muito óbvias.

Padilha (2006) comparou dois métodos clássicos usados na TPA para estimação da força operacional. O Método da Inversão Matricial se mostrou adequado se existe redundância no número de pontos observados e nas situações em que a fonte não é extraída. O Método da Rigidez Complexa se mostrou eficiente se a fonte é retirada ou se o descasamento de impedâncias entre fonte e estrutura é consideravelmente alto.

### 3. TRAJETÓRIAS DE TRANSFERÊNCIA VIBROACÚSTICAS

#### 3.1 Introdução

Técnicas experimentais permitem a caracterização (medição) das trajetórias vibroacústicas através de métodos não-paramétricos de identificação de sistemas. O comportamento dinâmico das trajetórias é descrito através de uma representação gráfica e não de uma função de transferência descrita matematicamente (AGUIRRE, 2000) que utiliza parâmetros como rigidez, massa e razão de amortecimento. A principal representação utilizada para modelos de natureza vibroacústica é a Função de Resposta em Frequência (FRF), que será apresentada neste capítulo.

A importância da utilização da FRF para a presente aplicação se deve à complexidade das estruturas automotivas e ao fato de poder ser calculada em modelos numéricos. Cálculo com softwares de elementos finitos são usados para trajetórias estruturais. Softwares de elementos de contorno e de Análise Estatística da Energia (*Statistical Energy Analysis*, ou SEA) são usados para trajetórias aéreas. Cada trajetória é definida pela FRF entre o ponto (ou os pontos) de fixação ou irradiação da fonte e a localização do receptor. Os elementos existentes no caminho entre as duas extremidades do sistema são modelados dinamicamente e representados pelo resultado final da FRF.

A FRF constitui-se no elemento básico dos modelos que são utilizados neste trabalho, tanto para a técnica de Múltiplas Entradas e Única Saída (*Multiple Input Single Output*, ou MISO) quanto para a Análise por Trajetórias de Transferência (*Transfer Path Analysis*, ou TPA). Essas técnicas serão apresentadas nos itens 3.6 e 3.7, respectivamente.

#### 3.2 Relação espectral em sistemas lineares

Um sistema ideal é aquele que apresenta parâmetros constantes e é considerado linear entre dois pontos de interesse claramente definidos, que são conhecidos como entrada ou ponto de excitação e saída ou ponto de resposta. Um sistema é linear se suas repostas apresentam características de adição e homogeneidade (BENDAT e PIERSOL, 2000). Se  $y(x)$  representa

a saída devido a uma entrada  $x$ , então o sistema é linear se, para duas entradas  $x_1$  e  $x_2$  quaisquer e constante  $c$ ,  $y(x_1 + x_2) = y(x_1) + y(x_2)$  (propriedade de adição) e  $y(cx) = cy(x)$  (propriedade de homogeneidade).

Assumir que um sistema tenha parâmetros constantes é razoável para sistemas mecânicos, pois não vão apresentar mudanças consideráveis no intervalo de interesse prático. Já a premissa de linearidade em sistemas reais é um assunto mais crítico. Entretanto, as características de resposta para diversos sistemas físicos, como o utilizado no presente trabalho, podem ser assumidas como lineares, pelo menos na faixa dinâmica utilizada e em relação às entradas definidas.

Sistemas lineares e de parâmetros constantes (ou não-variantes no tempo) podem ser descritos através da “função de resposta ao impulso”  $h(\tau)$ . O uso em larga escala dessa função está baseado no fato de que, para qualquer entrada arbitrária  $x(t)$ , a saída  $y(t)$  é determinada pela “integral de convolução”:

$$y(t) = \int_0^{\infty} h(\tau)x(t - \tau) dt \quad (3.1)$$

que descreve a relação do sistema ideal da FIG. 3.1.

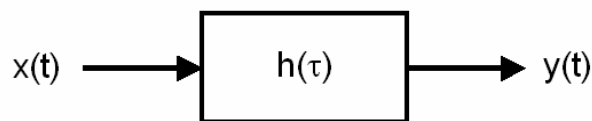


FIGURA 3.1 – Sistema linear ideal

O produto de  $y(t)y(t + \tau)$  é dado por:

$$y(t)y(t + \tau) = \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} h(\alpha)h(\beta)x(t - \beta)x(t + \tau - \alpha)d\alpha d\beta \quad (3.2)$$

Tomando os valores esperados (operador esperança) em ambos os lados, encontra-se a equação (3.1) em termos da função de autocorrelação da saída ( $r_{yy}$ ) e da autocorrelação da entrada ( $r_{xx}$ ):

$$r_{yy}(\tau) = \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} h(\alpha)h(\beta)r_{xx}(t + \beta - \alpha)d\alpha d\beta \quad (3.3)$$

Em analogia, o produto de  $x(t)y(t + \tau)$  é dado por:

$$x(t)y(t + \tau) = \int_0^{\infty} h(\alpha)x(t)x(t + \tau - \alpha)d\alpha \quad (3.4)$$

Neste caso, a integral de convolução passa a ser definida, também, em relação à função de correlação cruzada entre a entrada e a saída ( $r_{xy}$ ):

$$r_{xy}(\tau) = \int_0^{\infty} h(\alpha)r_{xx}(\tau - \alpha)d\alpha \quad (3.5)$$

Com a aplicação da transformada de Fourier nas equações (3.3) e (3.5), encontra-se as Funções Espectrais  $S_{xx}(f)$ ,  $S_{yy}(f)$  e  $S_{xy}(f)$ , que satisfazem fórmulas importantes (explicadas posteriormente):

$$S_{yy}(f) = |H(f)|^2 S_{xx}(f) \quad (3.6)$$

$$S_{xy}(f) = H(f)S_{xx}(f) \quad (3.7)$$

Entretanto,  $f$  pode obter valores positivos e negativos para funções do tipo  $S(f)$ . Sabe-se que  $S(-f) = S^*(f)$  (BENDAT e PIERSOL, 2000), sendo  $S^*$  o complexo conjugado de  $S$ . Fazendo  $G(f) = 2S(f)$  para  $f > 0$ , as equações (3.6) e (3.7) podem ser reescritas como:

$$G_{yy}(f) = |H(f)|^2 G_{xx}(f) \quad (3.8)$$

$$G_{xy}(f) = H(f)G_{xx}(f) \quad (3.9)$$



A FIG. 3.2 ilustra a relação entre  $S(f)$  e  $G(f)$ .  $S(f)$  é conhecida como função de densidade espectral de “lado duplo” por contemplar as frequências negativas e positivas. Já  $G(f)$  é conhecida como função de densidade espectral de “lado único” e apresenta apenas as frequências positivas, e, conseqüentemente, realizáveis fisicamente.

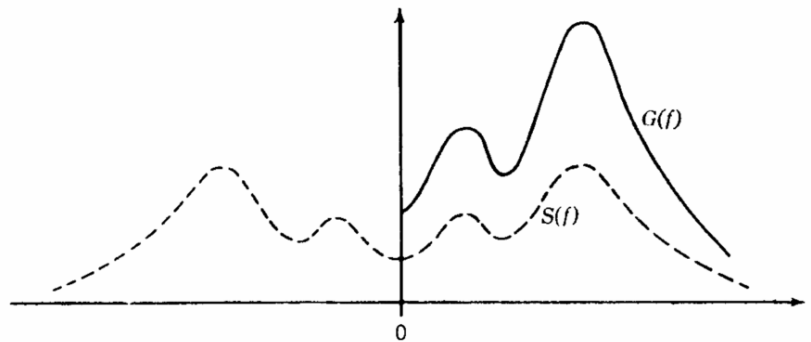


FIGURA 3.2 – Diferença entre funções de densidade espectral

Fonte: BENDAT e PIERSOL, 2000, p.130

$S(f)$  é uma função mais utilizada no modelamento matemático clássico. Em termos práticos, os autoespectros  $G_{xx}(f)$  e  $G_{yy}(f)$  e o espectro cruzado  $G_{xy}(f)$  são predominantes no processamento dessa classe de funções e serão utilizadas freqüentemente neste trabalho.

### 3.3 Função de resposta em frequência (FRF)

Se um sistema linear e de parâmetros constantes é fisicamente realizável e estável, as características dinâmicas do sistema podem ser descritas através da Função de Resposta em Frequência  $H(f)$  citada nas equações (3.6) a (3.9), que é definida pela transformada de Fourier da função de resposta ao impulso  $h(\tau)$ :

$$H(f) = \int_0^{\infty} h(\tau) e^{-j2\pi f \tau} d\tau \quad (3.10)$$

A FRF é simplesmente um caso especial da função de transferência clássica em que o número complexo do expoente apresenta parte real nula. Dessa forma o sistema é estável e, ao ser submetido a um ensaio, é fisicamente realizável. De maneira que a FRF pode substituir a função de transferência para esse tipo de sistema, sem perda de informação útil (BENDAT e PIERSOL, 2000).

A FRF  $H(f)$  e o Espectro Cruzado  $G_{xy}(f)$  são grandezas complexas, isto é, podem ser expressas em notação polar, com módulo ou fator de ganho e fase:

$$G_{xy}(f) = |G_{xy}(f)| e^{-j\theta_{xy}(f)} \quad (3.11)$$

$$H(f) = |H(f)| e^{-j\phi(f)} \quad (3.12)$$

A equação (3.9) é equivalente ao par de equações:

$$|G_{xy}(f)| = |H(f)| G_{xx}(f) \quad (3.13)$$

$$\theta_{xy}(f) = \phi(f) \quad (3.14)$$

A equação (3.14) mostra que a fase do sistema  $\phi(f)$  é definida pela fase do espectro cruzado  $\theta_{xy}(f)$ , uma vez que a fase do autoespectro  $G_{xx}(f)$  é nula.

$H(f)$  pode também ser descrito no plano complexo (eixo real e eixo imaginário), em notação retangular:

$$H(f) = H_R(f) + j \cdot H_I(f) \quad (3.15)$$

e o complexo conjugado de  $H(f)$  é definido como  $H^*(f) = H_R(f) - j \cdot H_I(f)$ , sendo que  $H_R(f) = \text{Re}[H(f)]$  representa a parte real de  $H(f)$  e  $H_I(f) = \text{Im}[H(f)]$  representa a parte imaginária de  $H(f)$  e  $j = \sqrt{-1}$ .

Pode-se converter da forma polar para a retangular complexa obedecendo as seguintes equações (o índice  $(f)$  será suprimido por simplificação):

$$|H| = \sqrt{H_R^2 + H_I^2} \quad \text{e} \quad \phi = \tan^{-1}(H_I/H_R) \quad (3.16)$$

$$H_R = |H| \cos \phi \quad \text{e} \quad H_I = |H| \text{sen} \phi \quad (3.17)$$

Se um sistema descrito por uma FRF  $H_a(f)$  é conectado em cascata (em série) a outro sistema  $H_b(f)$ , sem nenhum efeito de realimentação, então um sistema global pode ser descrito por  $H(f)$ , sendo que os módulos são multiplicados e as fases são somadas:

$$\begin{aligned} H(f) &= H_a(f)H_b(f) \\ |H(f)| &= |H_a(f)||H_b(f)| \\ \phi(f) &= \phi_a(f) + \phi_b(f) \end{aligned} \quad (3.18)$$

Da equação (3.9) conclui-se que:

$$H(f) = \frac{G_{xy}(f)}{G_{xx}(f)} \quad (3.19)$$

### 3.4 Estimação em sistemas reais

Na maioria dos problemas físicos de ordem prática, o sinal de entrada  $x(t)$  é, essencialmente, livre de ruído (BENDAT e PIERSOL, 1993). O sinal de saída  $y(t)$  consiste na parcela da saída linear ideal  $v(t)$  devido a  $x(t)$  somada a  $n(t)$ , que representa, idealmente, o ruído provenientes do processo de medição. Entretanto,  $n(t)$  leva em consideração, também, todos os desvios do modelo ideal: entradas não medidas e possíveis não-linearidades. A FIG. 3.3 resume essas relações.

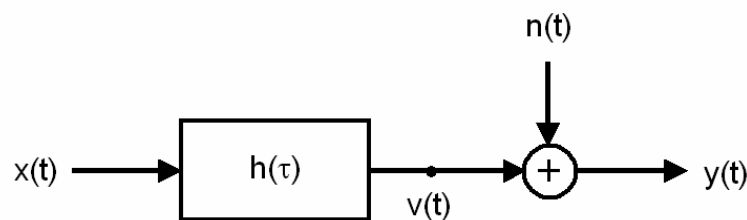


FIGURA 3.3 – Sistema linear ideal com ruído na saída

Fonte: BENDAT e PIERSOL, 1993, p. 106

### 3.4.1 Função de Coerência Ordinária

A Função de Coerência Ordinária entre  $x(t)$  e  $y(t)$  é uma grandeza real, que é preservada sob transformações lineares, e é definida por:

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{G_{xx}(f)G_{yy}(f)} \quad (3.20)$$

sendo que:

$$0 \leq \gamma_{xy}^2(f) \leq 1 \quad (3.21)$$

Para o caso ideal, em que as equações (3.8) e (3.9) são satisfeitas (veja FIG. 3.1):

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|H(f)G_{xx}(f)|^2}{G_{xx}(f)|H(f)|^2 G_{xx}(f)} = 1 \quad (3.22)$$

Por outro lado, se  $x(t)$  e  $y(t)$  são completamente não-correlacionados,  $G_{xy}(f) = 0$  e a função de coerência  $\gamma_{xy}^2(f) = 0$ .

Em casos práticos reais, a coerência recebe valores entre zero e um, pois uma ou mais das condições abaixo existem:

- Ruído espúrio presente na medição.
- Erro de resolução presente na estimação espectral.
- A relação entre  $x(t)$  e  $y(t)$  não é perfeitamente linear.
- A saída  $y(t)$  é devida a outras entradas e não somente a  $x(t)$ .

Quando ruído espúrio está presente na medição da saída, como mostrado na FIG. 3.3, a seguinte relação é válida:

$$G_{yy}(f) = G_{vv}(f) + G_{nn}(f) \quad (3.23)$$

sendo:

$$G_{vv}(f) = |H(f)|^2 G_{xx}(f) \quad (3.24)$$

Da equação (3.19):

$$G_{vv}(f) = \left| \frac{G_{xy}(f)}{G_{xx}(f)} \right|^2 G_{xx}(f) = \gamma_{xy}^2(f) G_{yy}(f) \quad (3.25)$$

Portanto:

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{G_{vv}(f)}{G_{yy}(f)} \quad (3.26)$$

A função de coerência pode ser interpretada como a fração do espectro de saída de  $y(t)$  que é proveniente de  $x(t)$ . O produto de  $\gamma_{xy}^2(f)$  com  $G_{yy}(f)$  é conhecido o **Espectro de Saída Coerente** (*Coherent Output Spectrum, COSP*) e representa a porção da saída que é uma função linear daquela determinada entrada.

O espectro do ruído de saída  $G_{mm}(f) = G_{yy}(f) - G_{vv}(f)$  torna-se:

$$G_{mm}(f) = [1 - \gamma_{xy}^2(f)] G_{yy}(f) \quad (3.27)$$

A equação (3.27) pode ser interpretada como a fração do espectro de saída que não é contemplado pelas operações lineares em relação a  $x(t)$ .

A relação ruído/sinal  $G_{mm}(f)/G_{vv}(f)$  pode ser expressa utilizando as equações (3.26) e (3.27):

$$\frac{G_{mm}(f)}{G_{vv}(f)} = \frac{1 - \gamma_{xy}^2(f)}{\gamma_{xy}^2(f)} \quad (3.28)$$

A relação ruído/sinal tende a infinito quando  $\gamma_{xy}^2(f)$  aproxima-se de zero e tende a zero quando  $\gamma_{xy}^2(f)$  aproxima-se da unidade. Isso explica a utilização da função de coerência para validar medições de FRFs.

### 3.4.2 Estimação espectral

Um método mais prático é comumente utilizado para encontrar as funções de densidade espectral sem passar pelas funções de correlação (3.3) e (3.5). Consiste na aplicação direta da transformada de Fourier nos dados originais gravados. Sendo  $k$  um dado grupo de amostras de duração  $T$  (FIG. 3.4), a transformada de Fourier de  $x(t)$  e  $y(t)$  é definida como:

$$X_k(f, T) = \int_0^T x_k(t) e^{-j2\pi f t} dt \quad (3.29)$$

$$Y_k(f, T) = \int_0^T y_k(t) e^{-j2\pi f t} dt$$

Uma série temporal do sinal de entrada ou saída pode ser amostrada seqüencialmente, conforme FIG. 3.4. Para uma determinada quantidade de conjuntos de amostras  $n_d$  de  $x_k(t)$ , sendo  $(k-1)T \leq t \leq kT$ , e  $k = 1, 2, \dots, n_d$ , o autoespectro é estimado da seguinte maneira:

$$\hat{G}_{xx}(f) = \frac{2}{n_d T} \sum_{k=1}^{n_d} |X_k(f, T)|^2 \quad (3.30)$$

De forma análoga, para dois conjuntos de dados simultâneos  $x_k(t)$  e  $y_k(t)$ , o espectro cruzado é definido como:

$$\hat{G}_{xy}(f) = \frac{2}{n_d T} \sum_{k=1}^{n_d} X_k^*(f, T) Y_k(f, T) \quad (3.31)$$

Da equação (3.20), a estimação da função de coerência se dá da seguinte forma:

$$\hat{\gamma}_{xy}^2(f) = \frac{|\hat{G}_{xy}(f)|^2}{\hat{G}_{xx}(f) \hat{G}_{yy}(f)} \quad (3.32)$$

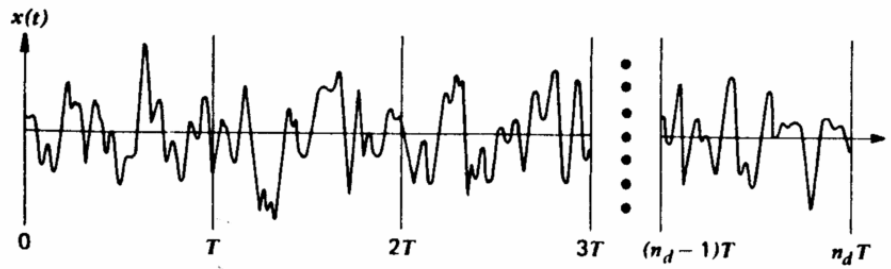


FIGURA 3.4 – Subdivisão da série temporal total armazenada

Fonte: BENDAT E PIERSOL, 1993, P.71

Quando  $n_d = 1$ ,  $\hat{\gamma}_{xy}^2(f) = 1$  para todo  $f$ . Realizar apenas uma amostra não tem significado, pois a função de coerência, por definição, depende do processamento da média demonstrado. Um procedimento iterativo pode ser aplicado a séries temporais ou a processos automatizados de aquisição. Para qualquer número de subconjuntos de amostras  $r = 1, 2, \dots, n_d$ , um estimador de  $G_{xx}$  é definido como:

$$\hat{G}_{xx}(f, r) = \hat{G}_{xx}(f, (r-1)) + \frac{1}{r} [\tilde{G}_{xx,r}(f) - \hat{G}_{xx}(f, (r-1))] \quad (3.33)$$

sendo que  $\tilde{G}_{xx,r}(f)$  é um estimador simplificado dado por:

$$\tilde{G}_{xx,r}(f) = \frac{2}{T} |X_r(f, T)|^2 \quad (3.34)$$

### 3.4.3 Estimador ótimo

Bendat e Piersol (1993) demonstraram que a partir do sistema descrito na FIG. 3.3, pode-se encontrar um estimador ótimo da FRF  $\hat{H}(f)$ . O  $\hat{H}(f)$  ótimo é aquele que minimiza  $\hat{G}_m(f)$  em todas as possibilidades de  $\hat{H}(f)$  e é baseado no “Estimador de Mínimos Quadrados”. O processo de estimação por mínimos quadrados pode ser encontrado detalhadamente em AGUIRRE, 2000.

Ao minimizar a função de autoespectro do ruído de saída  $\hat{G}_{nn}(f)$  através da aplicação da derivada parcial de  $\hat{G}_{nn}(f)$  em relação à parte real e imaginária de  $\hat{H}(f)$ , eles encontraram as seguintes relações:

$$G_{xn}(f) = G_{xy}(f) - H(f)G_{xx}(f) = 0 \quad (3.35)$$

$$G_{yn}(f) = H^*(f)G_{xn}(f) = 0$$

quando  $\hat{H}_{yx}(f) = \frac{\hat{G}_{xy}(f)}{\hat{G}_{xx}(f)}$  é o **estimador ótimo**, conforme equação (3.19). Das equações

(3.35) pode-se concluir que o uso do estimador ótimo, para sistemas lineares como o da FIG. 3.3, automaticamente coloca os sinais  $x(t)$  e  $n(t)$  como não-correlacionados entre si, o mesmo acontecendo para  $v(t)$  e  $n(t)$ .

### 3.5 Definição das funções de resposta em frequência

As FRFs caracterizam uma trajetória (que pode ser considerada um sistema) através de relações entre grandezas físicas estabelecidas em pontos específicos, claramente definidos. A entrada ou início da trajetória pode ser entendida como o estímulo ao sistema. A saída ou final da trajetória pode ser considerada como a resposta do sistema ao estímulo aplicado.

Em condições bem controladas de ensaio, os sinais de estímulo são aplicados através de técnicas que permitem conhecer de maneira única a relação entre a saída e a entrada. Exemplos de estímulos dessa natureza são martelo de impacto (*Tuned Hammer*) e excitador eletrodinâmico (*shaker*).

Já nas condições em que diversas fontes de energia (ruído ou vibração) estão em funcionamento, medir os estímulos é tarefa difícil (a ser explicado).

Portanto, duas condições são estabelecidas. Uma delas é a **condição não-operacional**, em que o sistema sob investigação não está em funcionamento operacional, ou melhor, as fontes de ruído e vibração que fazem parte do sistema estão desligadas. Assim, o acesso aos pontos de medição do estímulo é facilitado e o sistema se comporta mais próximo do ideal linear. O



sistema mecânico é analisado estruturalmente e cada trajetória é definida a partir da sua resposta em relação à excitação realizada por fontes artificiais (martelo de impacto, excitador (*shaker*), fontes sonoras eletrodinâmicas, entre outras) que possuem sinais conhecidos de banda larga de frequências como *sine sweep*, ruído branco e impulso de energia unitária. Dessa forma, todas as frequências do sistema são excitadas e a trajetória é descrita de forma única pela relação entre resposta e estímulo.

A outra **condição** é a **operacional**, em que o sistema está em funcionamento operacional, ou seja, as fontes contidas no sistema estão ligadas. Os esforços acontecem de forma mais complicada pois as fontes de ruído e vibração coexistem simultaneamente e, muitas vezes, são decompostas em mais de uma direção, gerando um sistema com vários graus de liberdade. Muitas das fontes apresentam correlação entre si. A medição das respostas, ou seja, das grandezas operacionais nessa condição traduz o comportamento real de um sistema complexo e, principalmente, abrange pontos de operação reais que, na maioria das vezes, não utilizam toda a faixa de frequências compreendida pela condição não-operacional.

Nos itens 3.5.1 a 3.5.3 serão apresentados três tipos de trajetórias de transferência vibroacústicas. Para cada trajetória serão demonstradas as formas de obtenção das FRFs (trajetórias) e as grandezas envolvidas para as duas condições descritas: operacionais e não-operacionais.

### 3.5.1 Trajetoórias de transferência de vibração

As Trajetórias de Transferência de Vibração são FRFs que descrevem caminhos puramente sólidos, ou seja, entre dois pontos de uma estrutura sólida, por onde se propagam ondas de vibração.

Na **condição não-operacional**, ao se aplicar uma força variando no tempo, uma estrutura sólida responde a este estímulo pela vibração, que pode ser descrita através de três parâmetros: aceleração  $a(t)$ , velocidade  $v(t)$  ou deslocamento  $d(t)$ .

Na TAB. 1.1 estão apresentadas as relações entre força ( $F$ ) e esses parâmetros de resposta ( $R$ ). Na prática somente a coluna  $R/F$  pode ser medida. A coluna  $F/R$  não é factível, pois a

aplicação de uma velocidade (ou um deslocamento) tendo uma força como resposta seria uma medição difícil de ser realizada.

Entretanto os parâmetros descritos na coluna *F/R* apresentam sentido físico e podem ser obtidos pela inversão dos parâmetros *R/F*. A **Rigidez Dinâmica** é um parâmetro utilizado na fase de projeto do veículo pois caracteriza a rigidez em pontos de fixação ou conexão entre estruturas e é semelhante à rigidez estática, entretanto fornece o resultado ao longo de uma faixa de frequências de interesse. A rigidez dinâmica é obtida a partir da integração dupla da inversão da medição de Inertância.

TABELA 1.1: FRFs Vibracionais

Parâmetro de Resposta (R)	R/F	F/R
Deslocamento	Receptância ou Admitância	Rigidez Dinâmica
Velocidade	Mobilidade	Impedância Mecânica
Aceleração	Inertância ou Acelerância	Massa Aparente

Fonte: EWINS, 1984, p.27

A **Inertância** é um dos parâmetros utilizado neste trabalho, e pode ser obtido de forma conveniente com acelerômetros e martelo de impacto. Para uma força  $f(t)$  e uma resposta em aceleração  $a(t)$ , o estimador ótimo do item 3.4.3 para a Inertância é estabelecido como:

$$H_{aF}(f) = \frac{G_{Fa}(f)}{G_{FF}(f)} \quad (3.36)$$

Em **condições operacionais**, ao se tentar medir a força, pode-se causar modificação da rigidez dinâmica devido à inserção de transdutor de carga entre duas partes da estrutura (PADILHA, 2006). A eliminação de fontes ou partes de estrutura para aplicação de força tanto com o martelo de impacto quanto com o excitador (*shaker*) pode trazer alterações para a estrutura original e modificar o seu comportamento operacional.

Uma alternativa ao uso da FRF não-operacional é tratar relativamente dois pontos de resposta: um próximo à fonte, outro no ponto de observação de interesse (receptor). Seja  $af(t)$  a aceleração medida próximo à fonte e  $ar(t)$  a aceleração medida no receptor, a FRF é definida como:

$$H_{araf}(f) = \frac{G_{afar}(f)}{G_{afaf}(f)} \quad (3.37)$$

A transmissibilidade pode ser considerada um exemplo de função que relaciona grandezas de resposta. Inman (1996) apresenta a Transmissibilidade de Deslocamento que “é usada para descrever quanto movimento é transmitido de uma base a uma massa, em função da frequência”.

### 3.5.2 Trajétórias de transferência acústicas

As Trajetórias de Transferência Acústicas são FRFs que descrevem trajetórias aéreas, ou seja, entre dois pontos localizados no espaço envolvidos por ar. Os pontos podem estar no mesmo volume ou em volumes diferentes separados por alguma estrutura sólida.

Na condição **não-operacional**, devido à aplicação da velocidade de volume, um ponto no volume de ar responde a este estímulo através de pressão sonora. Seja  $Q(t)$  a velocidade de volume aplicada e  $p(t)$  a pressão sonora que o volume (ou outro adjacente) responde, a FRF é definida como:

$$H_{pQ}(f) = \frac{G_{Qp}(f)}{G_{QQ}(f)} \quad (3.38)$$

Segundo Serafettinoglu (2004), é importante a utilização de fontes de velocidade de volume para estimação da FRF, pois, de outra maneira, um pico de amplitude da FRF pode estar relacionado exclusivamente à característica da cavidade (resposta livre) ou ao mecanismo de excitação (resposta forçada).

A medição da velocidade de volume pode ser obtida através da medição de **intensidade sonora**. A medição da intensidade de campo próximo realizada em câmara anecóica, isto é, em condições **não-operacionais**, é conhecida a partir da pressão sonora  $p(t)$  e da velocidade de partícula  $\vec{v}(t)$  através de:

$$\bar{I} = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) \bar{v}(t) dt \quad (3.39)$$

A utilização de uma sonda de intensidade, que utiliza dois microfones (p-p) posicionados um de frente ao outro, fornece uma ferramenta para a estimação do autoespectro da velocidade de partícula  $\bar{v}$  a partir da densidade do ar  $\rho_0$ , da distância  $E$  entre os microfones, e dos sinais de pressão medidos simultaneamente nos dois microfones  $p1(t)$  e  $p2(t)$  (FAHY, 1995):

$$G_{\bar{v}\bar{v}} \approx (1/ \rho_0 2\pi f E) [G_{p1p1} + G_{p2p2} - 2 \text{Re}\{G_{p1p2}\}] \quad (3.40)$$

Serafettinoglu (2004) apresentou o modelamento para encontrar a relação entre a pressão sonora  $p(t)$  próxima à superfície do cone e a velocidade de volume  $Q(t)$  para um alto-falante, utilizando os sinais elétricos de corrente  $i(t)$  e tensão  $V(t)$  que alimentam o alto-falante:

$$H_{pQ} = \frac{G_{pi}}{G_{ii}} \frac{G_{ii}}{G_{Qi}} = \frac{G_{pi}}{G_{ii}} \frac{G_{pp}}{G_{Vp}} = \frac{H_{pi}}{H_{Vp}} \quad (3.41)$$

onde  $H_{pQ}$  é a FRF que relaciona pressão sonora e velocidade de volume,  $H_{pi}$  é a FRF entre pressão sonora e corrente de alimentação do alto-falante e  $H_{Vp}$  é a FRF que relaciona tensão de alimentação do alto-falante e pressão sonora.

Em **condições operacionais**, existe um método de medição da velocidade de volume, porém realizada sob condições controladas. Pelo método da amostragem de superfície (LMS INTERNATIONAL, 1995), procura-se analisar a contribuição da irradiação de painéis no interior de um veículo. Entretanto o painel deverá apresentar superfície que possa ser amostrada por sensores ou por laser. A partir da medição da velocidade da superfície do painel, consegue-se estimar a velocidade de volume. Se uma superfície é subdividida em  $j$  pequenas áreas (dimensão igual à metade do menor comprimento de onda de interesse), a velocidade de volume  $Q$  é então definida como o somatório da velocidade normal à superfície  $\dot{\eta}$  em cada subdivisão multiplicada pela área  $s$  da subdivisão.

$$Q = \sum_{i=1}^j s_i \dot{\eta}_i \quad (3.42)$$

Outra técnica de medição de velocidade de volume em condições operacionais, descrita no item 3.7.1, baseia-se no método da inversão matricial.

Uma alternativa ao uso da FRF acústica, é avaliar relativamente dois pontos de resposta, em **condições operacionais**: um próximo à fonte, outro no ponto de observação de interesse (receptor). Seja  $pf(t)$  a pressão sonora medida próximo à fonte e  $pr(t)$  a pressão sonora medida no receptor, a FRF pode ser definida como:

$$H_{prpf}(f) = \frac{G_{pfpr}(f)}{G_{pfpf}(f)} \quad (3.43)$$

Existem parâmetros difundidos nas técnicas de laboratório (não-operacionais) para caracterização de elementos acústicos que utilizam a relação entre pressões sonoras. Uma delas é a Perda por Transmissão que representa o comportamento de um painel em relação à transmissão de energia sonora. Nesse caso algumas considerações são feitas com relação ao campo sonoro nos ambientes em que são feitos os testes.

### 3.5.3 Trajétórias de transferência vibroacústicas

As Trajetórias de Transferência Vibroacústicas são FRFs que descrevem caminhos que possuem origem na estrutura e a resposta refere-se a um ponto localizado no espaço envolvido por ar.

Para este tipo de FRF, a partir da aplicação de um esforço na estrutura, em algum local da trajetória a estrutura irradia energia sonora que é, então, transmitida pelo ar até o ponto do receptor. É uma trajetória híbrida que tem estímulo na estrutura e resposta observada em algum ponto do habitáculo de um veículo, por exemplo. O ponto, na trajetória, onde a vibração é convertida em pressão sonora é em alguma estrutura, geralmente um painel, que encontra impedâncias acústicas menores e por isso irradia.

A impedância acústica ( $Z$ ) em um ponto do fluido devido à velocidade da superfície é a razão complexa entre a pressão sonora  $p(f)$  imediatamente em frente ao ponto da superfície e a

respectiva velocidade de superfície  $\dot{\eta}_s$  naquele ponto. Desta forma fica evidenciado que a velocidade da superfície implica em compressão do fluido imediatamente em frente e a impedância explica a transferência de energia no limiar entre a superfície do painel e o fluido a ele acoplado:

$$Z(f) = \frac{p(f)}{\dot{\eta}_s(f)} \quad (3.44)$$

A impedância complexa apresenta uma parcela real ( $Z_R$ ) e outra imaginária ( $Z_I$ ).

$$Z(f) = Z_R + jZ_I \quad (3.45)$$

A parcela real significa a parte resistiva, descreve a potência entregue pelo painel ao fluido a ele acoplado e representa a energia que, de fato, será convertida em energia acústica em campo distante. A parcela imaginária associada à reatância, descreve a potência armazenada pelo sistema e representa a energia que é trocada e/ou cancelada pelo movimento oposto de partes adjacentes do painel. Esta parcela de energia não se traduz em potência acústica real em campo distante.

Na condição **não-operacional**, devido à aplicação da força na estrutura, esta e o volume de ar adjacente respondem ao estímulo através da medição de pressão sonora no fluido.

A Sensibilidade Acústica pode ser entendida como a “relação entre a pressão sonora em um ponto de observação no fluido gerada por uma força unitária aplicada a uma estrutura linear” (FAHY, 2001). Para o caso deste trabalho, o martelo de impacto será a fonte de estímulo e aplicará uma força na estrutura. Seja  $F(t)$  a força exercida na estrutura e  $p(t)$  a pressão sonora medida no receptor, a FRF pode ser definida como:

$$H_{pF}(f) = \frac{G_{Fp}(f)}{G_{FF}(f)} \quad (3.46)$$

O caminho inverso é definido pela “velocidade de vibração produzida no ponto da força de entrada por uma fonte monopolo de força volumétrica unitária colocada no ponto de

observação do fluido” (FAHY, 2001). Conhecida como FRF Vibroacústica Recíproca, uma velocidade de volume  $Q(t)$  aplicada no ponto do receptor, excita a estrutura que responde com aceleração  $a(t)$  nos pontos onde a fonte originalmente excitaria a estrutura:

$$H_{aQ}(f) = \frac{G_{Qa}(f)}{G_{QQ}(f)} \quad (3.47)$$

Esse método recíproco permite que várias FRFs sejam medidas simultaneamente, uma vez que somente um ponto no volume é excitado, pode-se medir a resposta em vários pontos na estrutura.

Em **condições operacionais**, encontra-se a FRF que relaciona dois pontos de resposta: um próximo à fonte, outro no ponto de observação de interesse (receptor). Seja  $a(t)$  a aceleração medida próximo à fonte e  $p(t)$  a pressão sonora medida no receptor, a FRF pode ser definida como:

$$H_{pa}(f) = \frac{G_{ap}(f)}{G_{aa}(f)} \quad (3.48)$$

#### 3.5.4 Algumas considerações

A condição não-operacional permite encontrar a FRF  $H(f)$  através da aplicação de força (e velocidade de volume para o caso acústico). É necessário, muitas vezes, retirar a fonte para se ter acesso aos pontos de inserção de força, o que torna o processo mais dispendioso em termos de tempo e, principalmente, pode acarretar em diferenças das condições reais de uso do sistema sob avaliação.

Já a condição operacional trabalha apenas com sinais de resposta (aceleração e pressão sonora) e permite um método simplificado para encontrar a FRF  $H(f)$ . Portanto, permite um processo mais rápido e o sistema é analisado em sua condição comum de uso.

Na TAB. 1.2 encontra-se o resumo das grandezas utilizadas em cada caso, através da aceleração  $a$ , força  $F$ , pressão sonora  $p$  e velocidade de volume  $Q$ .

TABELA 1.2: Tipos de FRFs

<b>Condição de Operação</b>	<b>Não-operacionais</b>	<b>Operacionais</b>
Trajétórias Vibracionais	$\frac{a}{F}$	$\frac{a}{a}$
Trajétórias Acústicas	$\frac{p}{Q}$	$\frac{p}{p}$
Trajétórias Vibroacústicas	$\frac{p}{F}$	$\frac{p}{a}$

Existem abordagens apropriadas para cada caso. A TPA (item 3.7) utiliza a estimação das FRFs das trajetórias através da condição não-operacional e estima as forças operacionais através de um método híbrido de condição operacional e não-operacional (método da inversão matricial, a ser explicado). As forças operacionais são, então, aplicadas como sinais de entrada para estimação da pressão sonora total ou parcial (de cada trajetória) no interior do veículo.

A análise espectral em sistemas MISO (item 3.6) utiliza apenas a condição operacional e se torna uma técnica bem mais ágil. Através do entendimento de sistema MISO, a técnica estabelece as relações entre estímulos e resposta, bem como entre sinais de estímulos através de correlações cruzadas de dados colhidos operacionalmente. Esse método procura explicar quanto da resposta está relacionada a cada estímulo ou a conjuntos de estímulos, mas não traz uma abordagem física definida como a TPA.

### 3.6 Análise espectral em sistemas MISO

Um veículo pode ser modelado em relação aos problemas vibroacústicos através de um sistema de Múltiplas Entradas e Múltiplas Saídas (*Multiple Inputs / Multiple Outputs*, ou MIMO), na medida em que os pontos de conexão das fontes na estrutura são pontos de entrada de vibração e as posições das fontes podem ser consideradas pontos de entrada de ruído no sistema do veículo. Os pontos de saída podem ser considerados os ouvidos dos ocupantes do veículo, bem como pontos de vibração no assoalho e volante. Esse complexo sistema pode ser decomposto em diversas trajetórias, caracterizadas por FRFs que descrevem a relação entre cada entrada e cada saída.



Um sistema MIMO pode ser considerado uma superposição de uma série de sistemas MISO independentes (BENDAT e PIERSOL, 1993). Essa simplificação será adotada para o presente trabalho. Apenas o ponto do ouvido direito do condutor será considerado como saída e o sistema passa a ser de Múltiplas Entradas e Única Saída (*Multiple Inputs / Single Output*, ou MISO).

Considerando  $q$  entradas medidas  $x_i(t)$ ,  $i = 1, 2, \dots, q$ , que passam através de  $q$  sistemas lineares de parâmetro constante com FRFs definidas  $H_i(f)$ ,  $i = 1, 2, \dots, q$ , para produzir uma única saída  $y(t)$ . A saída  $y(t)$  é a soma das saídas ideais previstas linearmente  $v_i(t)$ ,  $i = 1, 2, \dots, q$ , unida a todos os possíveis desvios do modelo ideal considerados em  $n(t)$ , como mostrado na FIG. 3.5.

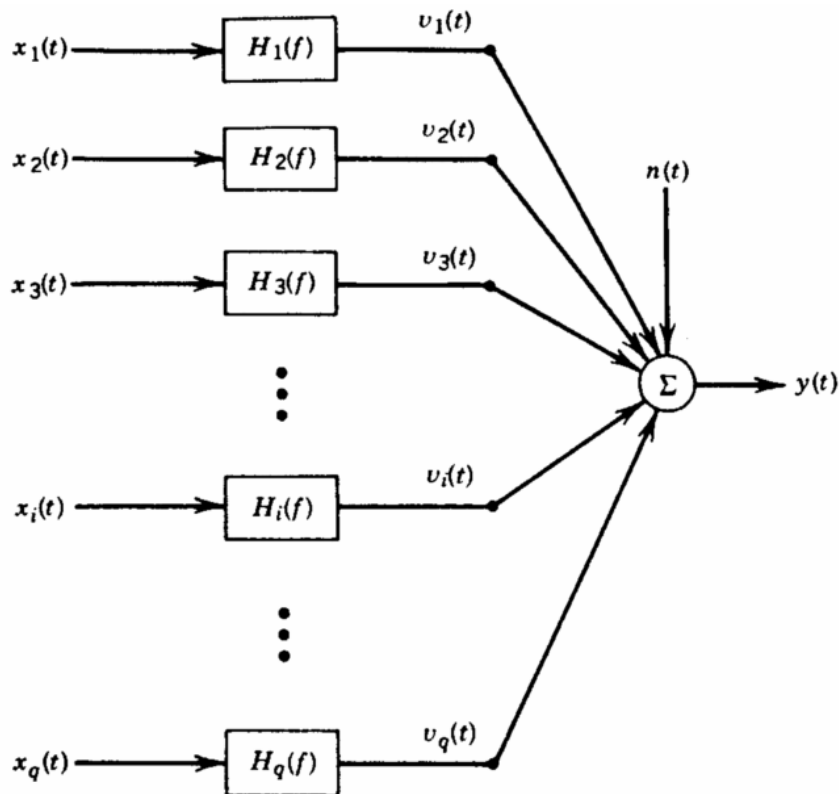


FIGURA 3.5 – Modelo com múltiplas entradas e uma saída

Fonte: BENDAT e PIERSOL, 1993, p. 205

A escolha pelo estimador ótimo descrito no item 3.4.3 é válida também para este caso, pois descorrelaciona  $x_i(t)$  e  $n(t)$ . Para efeito deste trabalho, é uma consideração importante pois, em condição física real, é desejado estimar  $H_i(f)$  e  $n(t)$  a partir de  $x_i(t)$  e  $y(t)$ .

Considerando  $G_{iy}(f)$  o espectro cruzado entre a saída  $y(t)$  e a entrada  $x_i(t)$ , e  $G_{ii}(f)$  o autoespectro da entrada  $x_i(t)$ , para o caso das entradas  $x_i(t)$  serem mutuamente descorrelacionadas entre si, é válida a seguinte relação:

$$G_{iy}(f) = H_i(f)G_{ii}(f) \quad (3.49)$$

Para o caso em que existe correlação mútua entre as entradas, a relação passa a ser um somatório da influência de determinada entrada  $x_i(t)$  através de todas as FRFs  $H_j(f)$  :

$$G_{iy}(f) = \sum_{j=1}^q H_j(f)G_{ij}(f) \quad (3.50)$$

E o autoespectro é definido como:

$$G_{yy}(f) = \sum_{j=1}^q H_j(f)G_{iy}(f) + G_{ny}(f) \quad (3.51)$$

“Se os sistemas reais são fisicamente realizáveis, são lineares com parâmetros constantes, em que o modelo inclui todas as entradas produzindo a saída, então esses resultados podem representar condições verdadeiras: o ruído na saída é descorrelacionado com todas as entradas e o ruído na entrada é desprezível.” (BENDAT e PIERSOL, 2000, p. 230)

### 3.6.1 Função de Coerência Múltipla

A Função de Coerência Múltipla (*Multiple Coherence Function*, ou MCF) é uma importante função estabelecida no âmbito de sistemas MISO, pois provê a medida da dependência linear entre um conjunto de entradas e uma saída.

A MCF é uma extensão do conceito da função de coerência ordinária (item 3.4.1) e é definida como (o índice  $(f)$  será suprimido para simplificação):

$$\gamma_{y:x}^2 = \frac{G_{vv}}{G_{yy}} = \frac{G_{yy} - G_{mm}}{G_{yy}} = 1 - \frac{G_{mm}}{G_{yy}} \quad 0 \leq \gamma_{y:x}^2 \leq 1 \quad (3.52)$$

A notação  $y:x$  significa a porção de  $y(t)$  que é devida a todas as entradas  $x_1(t), x_2(t), \dots, x_q(t)$ . O produto da MCF pelo autoespectro da saída é conhecido como “**Espectro de Saída de Coerência Múltipla**” e representa a parcela do espectro de saída total  $G_{yy}(f)$  que é proveniente das entradas medidas  $x_i(t)$ :

$$\gamma_{y:x}^2 G_{yy} = G_{vv} = G_{yy} - G_{mm} \quad (3.53)$$

Por conseqüência, o espectro do ruído de saída é conhecido através de:

$$G_{mm} = (1 - \gamma_{y:x}^2) G_{yy} \quad (3.54)$$

### 3.6.2 Modelo matricial

O modelamento de um sistema MISO é desenvolvido (CHUNG *et al.* 1975, BENDAT e PIERSOL, 1993) da equação (3.51) em sua forma matricial:

$$G_{yy} = \{H\} [G_{xx}] \{H^*\}^T + G_{mm} \quad (3.55)$$

sendo  $\{H\}$  um vetor de FRFs entre cada estímulo e a saída,  $\{H^*\}^T$  é o vetor transposto do complexo conjugado dessas FRFs e  $G_{mm}$  é o autoespectro dos desvios do modelo ideal. A matriz de estímulos  $[G_{xx}]$  é construída tendo como termos da diagonal os autoespectros e os termos fora da diagonal os espectros cruzados entre as entradas  $x_i(t)$  e  $x_j(t)$ . Essa matriz é “Hermitiana” (*Hermitian matrix*), pois possui a propriedade da simetria conjugada, isto é,  $G_{ij} = G_{ji}^*$ .

Da equação (3.25) em sua forma matricial, o autoespectro da saída ideal linear  $G_{vv}$  é obtido através de:

$$G_{vv} = \{H\} [G_{xx}] \{H^*\}^T \quad (3.56)$$

Essa equação é fundamental para o desenvolvimento deste trabalho pois encontra a parcela da saída que é devida a todas as entradas consideradas e o que não é explicado ( $G_{nn}$ ) não é considerado.

A partir da inversão da matriz  $[G_{xx}]$ , e do vetor de correlação cruzada entre as entradas e a saída  $\{G_{xy}\}$  encontra-se  $\{H\}$ :

$$\{H\} = \{G_{xy}\} [G_{xx}]^{-1} \quad (3.57)$$

O processamento da inversão matricial pode não ser factível se a matriz a ser invertida for singular, ou seja, se seu determinante for zero. Além disso, na prática, quando a matriz é mal condicionada, erros numéricos podem ocorrer provenientes da inversão. A Decomposição em Valores Singulares é uma alternativa para minimizar esse problema.

### 3.6.3 Decomposição em Valores Singulares

A Decomposição em Valores Singulares (*Singular Value Decomposition*, ou SVD), dentro da álgebra linear, é um tipo de decomposição de matrizes com várias aplicações no campo de processamento de sinais e estatística, para a solução de sistemas de equações lineares como é o caso observado no item anterior.

A matriz  $[G_{xx}]$  é decomposta em autovetores, que são combinações lineares da matriz original, e em autovalores:

$$[G_{xx}] = [U][S][V]^* \quad (3.58)$$

sendo  $[U]$  e  $[V]$  as matrizes ortogonais em que as colunas são os autovetores de  $[G_{xx}]$ ; e  $[S]$  uma matriz diagonal em que os termos não nulos são os autovalores de  $[G_{xx}]$ , chamados de

valores singulares. Os valores singulares são dispostos em ordem decrescente:  $s_{11} > s_{22} > \dots > s_{mm}$ .

A inversão da matriz pode, então, ser encontrada da seguinte maneira:

$$[G_{xx}]^{-1} = [V][S]^{-1}[U]^* \quad (3.59)$$

Como os autovetores obtidos são ortogonais, eles representam o sistema de equações original sem que haja correlação linear entre si. Para este trabalho, isso representa que as entradas não apresentarão correlação linear entre si, ou seja, a coerência entre as entradas será minimizada.

A matriz  $[G_{xx}]$  e sua inversa podem ser reconstruídas com quantidade menor de valores singulares (MARTENS *et al.*, 2000). Como os menores valores singulares representam ruído de medição, eles podem ser desconsiderados. Entretanto essa eliminação também indica perda de informação original.

Os valores singulares representam percentuais dos espectros originais. O critério utilizado neste trabalho foi, ao reduzir o número de valores singulares, utilizar o maior número possível, para minimizar a perda de informação, sem que a Função de Coerência Múltipla (MCF) tenha a unidade ultrapassada. Esse procedimento será detalhado no próximo capítulo.

### 3.7 Análise por Trajetórias de Transferência (*Transfer Path Analysis*)

A Análise por Trajetórias de Transferência (TPA) é uma técnica utilizada para modelar os caminhos de transmissão da energia vibroacústica através da estimação dos sinais percebidos pelos ocupantes do veículo, descritos por pressão sonora e vibração. Neste trabalho, entretanto, somente a pressão sonora será considerada como parâmetro de avaliação relacionado à percepção. O ruído acústico é estimado para cada trajetória e uma escala de caminhos preferenciais pode ser criada e utilizada como orientação para controle e/ou redução do ruído total do veículo.

A técnica necessita basicamente de dois parâmetros: as FRFs entre o receptor e os pontos de entrada do sistema em estudo; e a estimação das forças que são aplicadas aos pontos de

entrada durante condições operacionais. Para Funções de Resposta em Frequência (FRFs) puramente acústicas, a velocidade de volume da fonte é considerada como parâmetro de entrada. Para modelos onde existem caminhos sólidos é considerada a força aplicada à estrutura. A expressão “forças operacionais” poderá servir para fazer referência tanto à força quanto à velocidade de volume.

A resposta percebida pelo ocupante do veículo consiste na sobreposição da contribuição de cada trajetória de transmissão considerada por:

$$R_i(f) = \sum_{j=1}^n H_{ij}(f) \cdot S_j(f) \quad (3.60)$$

sendo:

$R_i(f)$  = Espectro da resposta no receptor  $i$

$H_{ij}(f)$  = FRF entre o receptor  $i$  e a entrada  $j$

$S_j(f)$  = Espectro da força ou velocidade de volume operacional estimada na entrada  $j$

A medição da FRF foi descrita de forma completa no item 3.5. A estimação das forças operacionais será apresentada a seguir.

### 3.7.1. Estimação de forças operacionais

Existem três métodos para estimação das forças operacionais através de vias indiretas (PLUNT, 2005). A obtenção das forças operacionais através de medição direta torna-se inviável. Para trajetórias estruturais, a inserção de transdutores de força altera a rigidez local das fixações das fontes (PADILHA, 2006). Para trajetórias aéreas, a medição operacional da velocidade de volume passa pelas técnicas apresentadas anteriormente e não são realizáveis nas condições normais de um veículo.

O primeiro e terceiro métodos são descritos apenas para efeito de descrição completa do da técnica TPA. Entretanto, apenas segundo método foi utilizado neste trabalho.

O **primeiro método** de estimação de forças operacionais é aplicável apenas para caminhos estruturais e é propriamente utilizado quando a rigidez do elemento de conexão das fontes é consideravelmente inferior à rigidez da estrutura a qual está conectado. Mais especificamente quando existem isoladores ou coxins nos pontos de fixação. Chamado de **Método da Rigidez Complexa**, utiliza a rigidez dinâmica complexa dos isoladores obtida através de ensaio em bancada (fora do sistema) e, também, os deslocamentos de cada lado do isolador quando está submetido a condições operacionais:

$$F_j(f) = K_j(f) \cdot (D_f(f) - D_e(f)) \quad (3.61)$$

sendo:

$F_j(f)$  = Espectro da força operacional aplicada na entrada j

$K_j(f)$  = Rigidez dinâmica complexa do isolador da entrada j

$D_f(f)$  = Espectro do deslocamento operacional do lado da fonte

$D_e(f)$  = Espectro do deslocamento operacional do lado da estrutura

O **segundo método** de estimação das forças pode ser aplicado tanto para trajetórias estruturais quanto puramente aéreas. É indicado para os casos em que não existem isoladores de vibração entre a fonte e a estrutura ou nos quais o descasamento de impedâncias é baixo (LMS INTERNATIONAL, 1995; PADILHA, 2006). Conhecido como **Método da Inversão Matricial**, é baseado na matriz de inertâncias ou acelerações (item 3.5.1) considerando os pontos de aplicação das forças operacionais pela fonte, para o caso de trajetórias estruturais. A matriz é construída de forma que a diagonal represente a inertância de ponto (ou *driving point*): o ponto de excitação e resposta estão praticamente no mesmo local. Os termos fora da diagonal representam as relações mútuas entre os pontos de entrada. Além disso são necessárias as acelerações operacionais nos pontos de entrada.

A força é estimada através do produto do inverso da matriz de inertâncias pelo vetor de acelerações operacionais. O processo de inversão matricial pode trazer problemas numéricos, que podem ser minimizados com o uso da técnica de Decomposição por Valores Singulares (THITE and THOMPSON, 2003) *apud* (PADILHA, 2006). Padilha (2006) demonstrou experimentalmente que o resultado da estimação é melhorado quando o número de pontos de observação (m) é maior que o número de forças a serem estimadas (n). Essa redundância de

informação cria uma matriz não quadrada que deve ser invertida. Do ponto de vista do Estimador de Mínimos Quadrados, em sistemas sobredeterminados como é o caso, a matriz pode ser previamente preparada antes de passar pelo processo de inversão, após o qual é chamada de “matriz pseudo-inversa”.

Para o caso da trajetória de origem estrutural, a formulação matemática é a que segue:

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{A_1}{F_1} & \dots & \frac{A_1}{F_n} \\ \frac{A_2}{F_1} & \frac{A_2}{F_2} & \vdots \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{A_m}{F_1} & \dots & \frac{A_m}{F_n} \end{bmatrix}_{m \times n}^{-PI} \times \begin{Bmatrix} A_1 \\ \vdots \\ A_m \end{Bmatrix} \quad (3.62)$$

sendo:

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} = \text{Vetor de forças estimadas para cada ponto de entrada da trajetória}$$

$$\begin{Bmatrix} A_1 \\ \vdots \\ A_m \end{Bmatrix} = \text{Vetor de acelerações operacionais na estrutura (pontos de entrada e extras)}$$

$$\frac{A_i}{F_j} = \text{FRF (inertância) entre o ponto de resposta } i \text{ e a excitação da força na entrada } j$$

$$[ ]^{-PI} = \text{Matriz Pseudo-Inversa pelo estimador de mínimos quadrados}$$

Para o caso da trajetória de origem acústica, o modelamento é análogo, trocando-se as acelerações operacionais por pressões sonoras operacionais e as forças por velocidades de volume.

Portanto a velocidade de volume operacional pode ser estimada para cada fonte sonora:



$$\begin{Bmatrix} Q_1 \\ \vdots \\ Q_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{P_1}{Q_1} & \dots & \frac{P_1}{Q_n} \\ \frac{P_2}{Q_1} & \frac{P_2}{Q_2} & \vdots \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{P_m}{Q_1} & \dots & \frac{P_m}{Q_n} \end{bmatrix}_{m \times n}^{-PI} \times \begin{Bmatrix} P_1 \\ \vdots \\ P_m \end{Bmatrix} \quad (3.63)$$

sendo:

$\begin{Bmatrix} Q_1 \\ \vdots \\ Q_n \end{Bmatrix}$  = Vetor de velocidades de volume estimadas para cada ponto de entrada da trajetória

$\begin{Bmatrix} P_1 \\ \vdots \\ P_m \end{Bmatrix}$  = Vetor de pressões sonoras operacionais (pontos de entrada e extras)

$\frac{P_i}{Q_j}$  = FRF entre o ponto de resposta de pressão  $i$  e a excitação da velocidade de volume da trajetória  $j$

O **terceiro método**, muito **simplicado**, estima a força através da multiplicação direta da Massa aparente (inverso da inércia) local pela aceleração operacional.

$$F_j(f) = \left( \frac{A_{i=j}}{F_j} \right)^{-1} \cdot A_j \quad (3.64)$$

Esse método desconsidera as FRF mútuas entre os pontos de aplicação das forças e, por isso, os erros obtidos são usualmente muito grandes (PLUNT, 2005).

## 4. METODOLOGIA

Neste capítulo serão apresentados os procedimentos experimentais e computacionais que foram adotados para comprovar os resultados propostos através do estudo de um protótipo em condições controladas. A metodologia empregada será explicada a seguir e baseia-se nas informações contidas nos capítulos anteriores.

### 4.1. Descrição do protótipo

O protótipo foi construído especificamente para o desenvolvimento deste trabalho, através dos recursos da FIAT Automóveis. O protótipo tem o objetivo de simular, de forma simplificada e controlada, alguns dos problemas encontrados em automóveis, com relação à transmissão de ruído e vibração para o habitáculo, permitindo assim que se verifiquem os métodos desenvolvidos no presente trabalho. O protótipo, apresentado nas FIG. 4.1 e 4.2, consiste, basicamente, em:

- Uma estrutura tubular que representa o compartimento do motor;
- Outra estrutura tubular que representa parcialmente o habitáculo, denominado semi-habitáculo;
- Duas fontes de ruído e vibração (ventilador e bomba/reservatório);
- Um painel que simula a parede corta-fogo (separa o compartimento do motor do semi-habitáculo).

As fontes foram conectadas à estrutura do compartimento do motor em posição semelhante da encontrada em veículos. As fontes escolhidas são de natureza elétrica devido à facilidade de operação, dissociação e controle. São também exemplares comumente utilizados na indústria automotiva. O ventilador faz parte de um sistema de refrigeração forçada do motor. A amostra utilizada neste trabalho é desbalanceada propositalmente e possui 7 pás. Com alimentação de 12,3 V, apresentou rotação de 2300 rpm (rotações por minuto). Bomba e reservatório fazem parte de um sistema de limpador de pára-brisa e serão chamados simplesmente de bomba. A bomba é centrífuga radial de pequeno porte.

As estruturas tubulares apresentam seção transversal quadrada de 40 mm, com 3 mm de espessura. Foram montadas através de processo de soldagem e pequenas rodas foram instaladas em cada estrutura, para deslocamento. As duas estruturas foram construídas independentemente para que a vibração provocada pelas fontes não fosse transmitida para a estrutura do semi-habitáculo.

O painel que simula a parede corta-fogo consiste de uma chapa de aço de 1,8 mm de espessura, 675mm de largura e 1535mm de comprimento, que é enrijecida em todas as extremidades pelo mesmo tipo de estrutura tubular através de solda. Existem dois elementos de conexão (pequenas chapas) que permitem que o painel seja engastado, através de parafusos, à estrutura do compartimento do motor. O uso dos elementos de conexão móveis permitiu que o painel também fosse utilizado de forma independente do compartimento, sendo suportado elasticamente por outra estrutura desacoplada e auxiliar ao protótipo.



FIGURA 4.1 – Protótipo construído em perspectiva (figura à esquerda) e vista lateral (figura à direita)

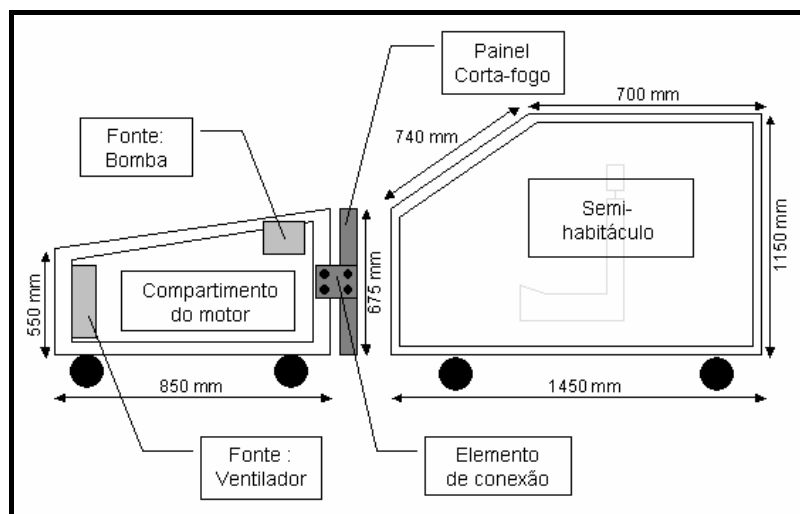


FIGURA 4.2 – Esquema do protótipo construído

A estrutura do semi-habitáculo é independente e livre de fontes de vibração, portanto não irradia ruído. O elemento predominante para o ruído estrutural irradiado é o painel corta-fogo. Além deste, o restante da estrutura do compartimento do motor também pode irradiar ruído. Entretanto, foi instalado, envolvendo este ambiente, um painel composto de material de absorção colado internamente a uma placa de aglomerado de madeira (painel demonstrado na FIG. 4.5). Tal situação minimizou a irradiação de ruído pela estrutura tubular, além de simular parcialmente os painéis do veículo em torno do motor (pára-lamas e capô). Foram instalados, também, compostos semelhantes em parte da estrutura do semi-habitáculo (FIG. 4.1) para que a transmissão do ruído aéreo fosse reduzida e, assim, ficasse compatível com a necessidade do experimento.

O semi-habitáculo não é um volume completamente fechado. É aberto na parte posterior para simplificação do modelo. Dessa forma, evita-se que modos acústicos de frequências mais altas que os modos da câmara de teste fizessem parte do modelo, o que dificultaria o procedimento computacional.

#### **4.2. Metodologia adotada**

O experimento parte do princípio de que as fontes irradiam ruído através do ar e, simultaneamente, geram forças que provocam acelerações nos pontos de acoplamento com a estrutura. Tais vibrações são transmitidas pela estrutura e geram ruído ao encontrar o painel corta-fogo. Este está vinculado à estrutura que contém as fontes, porém está localizado próximo ao semi-habitáculo, para o qual irradia ruído.

São definidas, portanto, duas trajetórias principais em estudo: uma **trajetória aérea** e outra híbrida (estímulo estrutural e resposta aérea) que será considerada **trajetória estrutural**.

São quatro pontos de fixação do ventilador e dois pontos de fixação da bomba. Cada ponto possui três graus de liberdade (GDLs) referentes às translações X, Y e Z. O eixo de coordenadas pode ser encontrado na FIG. 4.3. Os graus de liberdade de rotação não foram considerados nos modelos. Cada GDL é considerado como estímulo e caracteriza uma trajetória estrutural. Entretanto, devido à simetria das fontes e às fixações serem rígidas, a trajetória estrutural considera o somatório de todas as trajetórias que têm origem na estrutura.

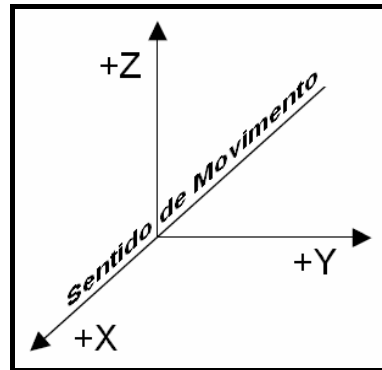


FIGURA 4.3 – Eixo de coordenadas adotado

Foram distribuídos até três microfones no compartimento do motor e um no semi-habitáculo. No compartimento os microfones representaram os pontos de medição dos estímulos, com o objetivo de obter diferenças de irradiação de ruído pelas fontes e, também, para obter a redundância de medições necessárias para a técnica de TPA.

Foram definidas três configurações de análise, que estão resumidas a seguir:

1. Isolamento físico das trajetórias: através do acoplamento e desacoplamento do painel corta-fogo à estrutura e do acionamento ou não de fontes, as trajetórias foram parcialmente caracterizadas: ruído aéreo e ruído global (aéreo mais estrutural) de cada uma das fontes. O ruído emitido pelo painel corta-fogo foi estimado através de um procedimento auxiliar, desvinculado da estrutura.
2. Aplicação de análise espectral em sistemas MISO: utiliza a condição operacional do protótipo (fontes funcionando simultaneamente e painel corta-fogo acoplado à estrutura), não sendo necessária nenhuma caracterização extra com o protótipo em condição não-operacional. Através da análise espectral entre os múltiplos estímulos (acelerações e pressões sonoras no compartimento do motor) e a resposta acústica no semi-habitáculo, foram encontradas as FRFs que descrevem cada trajetória e, posteriormente, a contribuição de cada trajetória no espectro do ruído global. Foram consideradas as duas fontes de ruído.
3. Aplicação da TPA: em condição não-operacional, foram obtidas as FRFs das trajetórias (objetos do estudo) entre os pontos de estímulos e o ponto de resposta. Para

o caso da função de transferência acústica (FRF aérea), um processo extra foi necessário para estimar a velocidade de volume  $Q$  de uma fonte de ruído artificial (alto-falante). As forças operacionais foram encontradas a partir das FRFs entre os pontos de estímulo e das acelerações / pressões sonoras obtidas em condição operacional do protótipo. A contribuição de cada trajetória é, então, identificada. A aplicação da TPA utilizou apenas o ventilador como fonte (trajetória aérea e estrutural) por dificuldade de acesso a determinados pontos de medição referentes à bomba e para redução de dados, que se mostraram em quantidade bastante elevada no decorrer do estudo.

Por fim, os resultados do isolamento físico das trajetórias, da aplicação da análise espectral MISO e da aplicação da TPA foram comparados. Nos próximos itens serão apresentados os procedimentos experimental e computacional de análise para cada uma das configurações apresentadas.

#### **4.3. Procedimento experimental**

As medições foram realizadas em câmara acústica no Laboratório de Acústica e Vibrações da FIAT Automóveis S/A, em Betim - MG. A câmara tem dimensões de 9,7 m de comprimento, 7,6 m de largura e 4,6 m de altura e é isolada do ambiente externo. Suas paredes são revestidas com painéis compostos por lã de vidro, tecido de lã de vidro e chapa perfurada.

Os equipamentos utilizados foram:

- Sistema de aquisição: 3 placas PXI 4472 de aquisição de sinais dinâmicos simultâneos de 24 bits (total de 24 canais) e controladora PXI. Fabricante National Instruments.
- Software de aquisição desenvolvido em plataforma de programação LabVIEW versão 8.2, utilizando *Sound and Vibration Toolkit*. Ambos do fabricante National Instruments.
- Sistema portátil FFT ANALYSER CF-3400 para medição de inertância e sensibilidade acústica com martelo de impacto. Fabricante Ono Sokki.
- Microfones pré-polarizados modelo 40AE. Fabricante GRAS.
- Acelerômetros piezoelétricos triaxiais modelo 356B08. Fabricante PCB.

- Acelerômetro piezoelétrico modelo 352C68. Fabricante PCB.
- Martelo de impacto modelo 086C03. Fabricante PCB
- Alto-falante 6" *full range* 20 Wrms. Fabricante AP. EI. ELETRON. / FIASA.
- Amplificador de potência 100 W modelo 2716C. Fabricante B&K.
- Sonda de Intensidade: par de microfones modelo 4197 e pré-amplificador duplo modelo 2683. Fabricante B&K.
- Condicionador de sinais Nexus 2691. Fabricante B&K.
- Fonte de ruído branco modelo ZI 0055. Fabricante B&K.
- Excitador eletrodinâmico (*shaker*) ET-126B. Fabricante Labworks.

Os procedimentos experimentais foram realizados nas três configurações, descritas dos itens 4.3.1 a 4.3.3. A faixa de frequências de interesse é de até 2000 Hz, para que o problema fosse delimitado sem eliminar os fenômenos de transferência de ruído aéreo (característico de frequências mais altas) e estrutural (típico de baixas frequências).

#### 4.3.1 Isolamento físico das trajetórias

A pressão sonora foi medida no ponto que representa o ouvido direito do motorista, em diferentes configurações do protótipo, conforme ilustrado na FIG. 4.4, que representam trajetórias isoladas:

1. Ruído aéreo e estrutural do ventilador: painel corta-fogo acoplado à estrutura, ventilador ligado e bomba desligada.
2. Ruído aéreo e estrutural da bomba: painel corta-fogo acoplado à estrutura, ventilador desligado e bomba ligada.
3. Ruído aéreo do ventilador: painel corta-fogo desacoplado da estrutura, ventilador ligado e bomba desligada.
4. Ruído aéreo da bomba: painel corta-fogo desacoplado da estrutura, ventilador desligado e bomba ligada.

No descoplamento, eliminou-se o contato metálico entre painel e estrutura, entretanto, o painel foi mantido no mesmo local sustentado por elásticos, conforme FIG. 4.5.

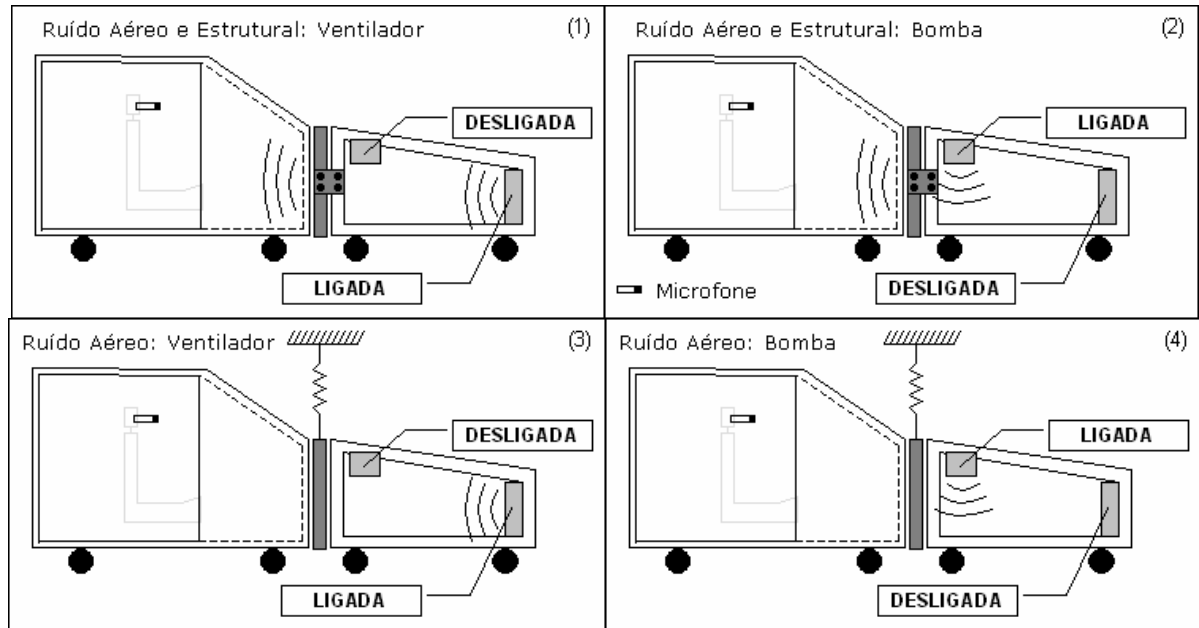


FIGURA 4.4 – Configurações para isolamento físico das trajetórias

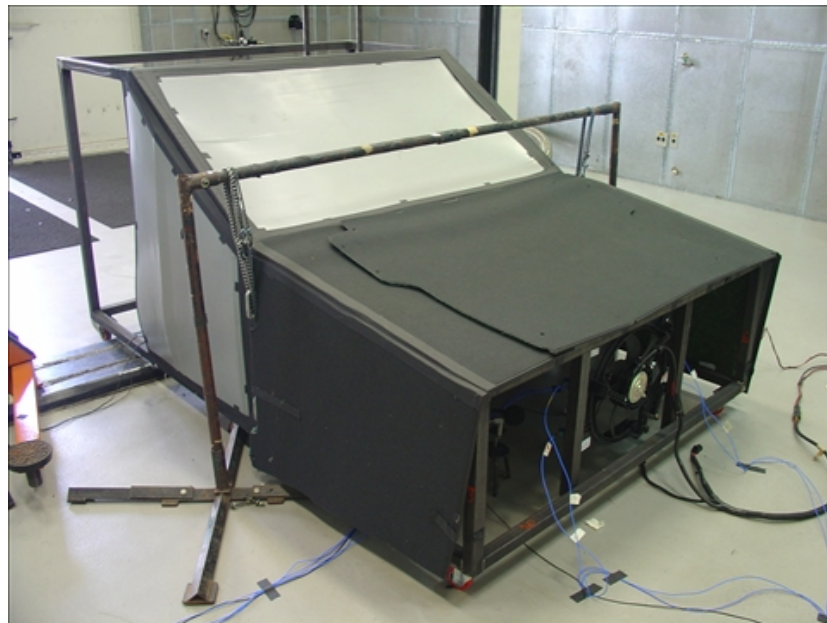


FIGURA 4.5 – Condição típica de ensaio com painel desacoplado

Um segundo procedimento (FIG. 4.6) foi realizado para avaliar a irradiação do painel cortafogo isoladamente. O painel foi mantido suspenso por elásticos e foi excitado por um transdutor eletrodinâmico (*shaker*), utilizando um sinal de banda larga (ruído branco) que compreendeu a faixa de frequências de interesse. Dois pontos de aceleração foram amostrados no painel (coincidem com os pontos utilizados em MISO, no próximo item). O microfone foi posicionado à mesma distância do painel, assim como no protótipo. As FRFs foram obtidas entre a pressão sonora em campo distante e as acelerações no painel.



Esse procedimento tem o objetivo de determinar a relação entre a vibração do painel e a conseqüente pressão sonora proveniente dessa vibração, eliminando influências de outra natureza. A descrição resumo das grandezas e FRFs está feita na TAB. 4.1. Em um momento seguinte, ao ser colocado no ambiente do protótipo e submetido às fontes em estudo, o painel corta-fogo teve sua vibração medida (conforme pontos Paine1 1 e Paine1 2 na FIG. 4.7) e utilizada para prever a pressão sonora proveniente da estrutura.

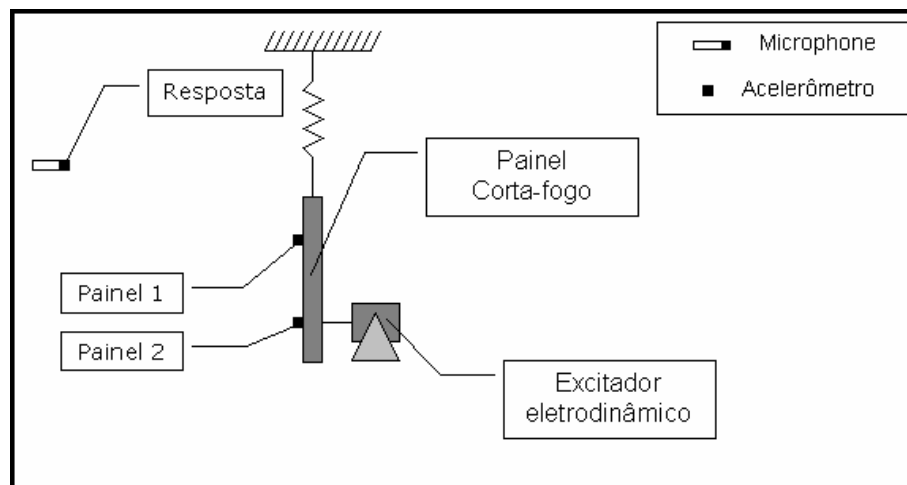


FIGURA 4.6 – Esquema do ensaio para determinação da irradiação do painel

TABELA 4.1: FRFs (2) vibroacústicas operacionais

ENTRADA	SAÍDA	FRF
Aceleração ( $m/s^2$ )	Pressão Sonora (Pa)	$H_{pa}(f)$ ( $Pa/(m/s^2)$ )
Paine1 1	Resposta	$H_{R,P1}(f)$
Paine1 2	Resposta	$H_{R,P2}(f)$

#### 4.3.2. Análise espectral em sistemas MISO

A análise espectral entre os múltiplos estímulos e a resposta depende da medição dessas grandezas apenas na condição operacional, quer dizer, fonte(s) ligada(s) e painel acoplado. A pressão sonora no semi-habitáculo (resposta) foi medida simultaneamente com os pontos de estímulo. Os pontos de medição podem ser visualizados na FIG. 4.7.

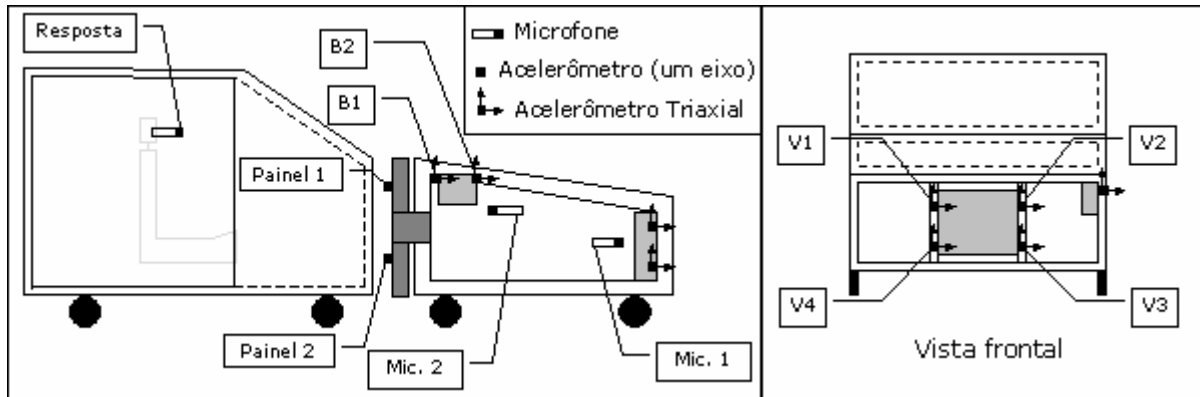


FIGURA 4.7 – Pontos de medição do ensaio em sistemas MISO

A aquisição dos sinais descritos foi simultânea, a duração da medição foi de 60 segundos e os dados foram armazenados de forma digital em unidades de engenharia (pressão sonora em  $Pa$  e aceleração em  $m/s^2$ ) e em séries temporais contínuas, uma por canal. A taxa de aquisição foi de 25 KS/s. O ajuste do ganho do amplificador foi realizado individualmente de forma a garantir a melhor relação sinal/ruído para cada canal.

Duas condições de ensaio foram, ainda, estabelecidas, conforme os itens a seguir.

#### 4.3.2.1. Fonte única

Na primeira condição, apenas o **ventilador** estava **ligado**. Dessa forma todo o processamento para o desenvolvimento da técnica foi elaborado, como será observado no procedimento computacional. A FIG. 4.8 mostra o modelo MISO simplificado com a indicação dos graus de liberdade utilizados. A figura é dita simplificada pois considera implícitas as múltiplas correlações entre os pontos de entrada, para facilitar a visualização.

#### 4.3.2.2. Fontes simultâneas

Na segunda condição, **ambas** as **fontes** (bomba e ventilador) estavam **ligadas**. Dessa forma pôde-se verificar o comportamento da técnica para fontes simultâneas. Na FIG. 4.9 está apresentado o modelo MISO simplificado com a indicação dos sinais coletados em cada grau de liberdade definido. A figura é, também, dita simplificada conforme explicado no último item, por motivos de visualização.

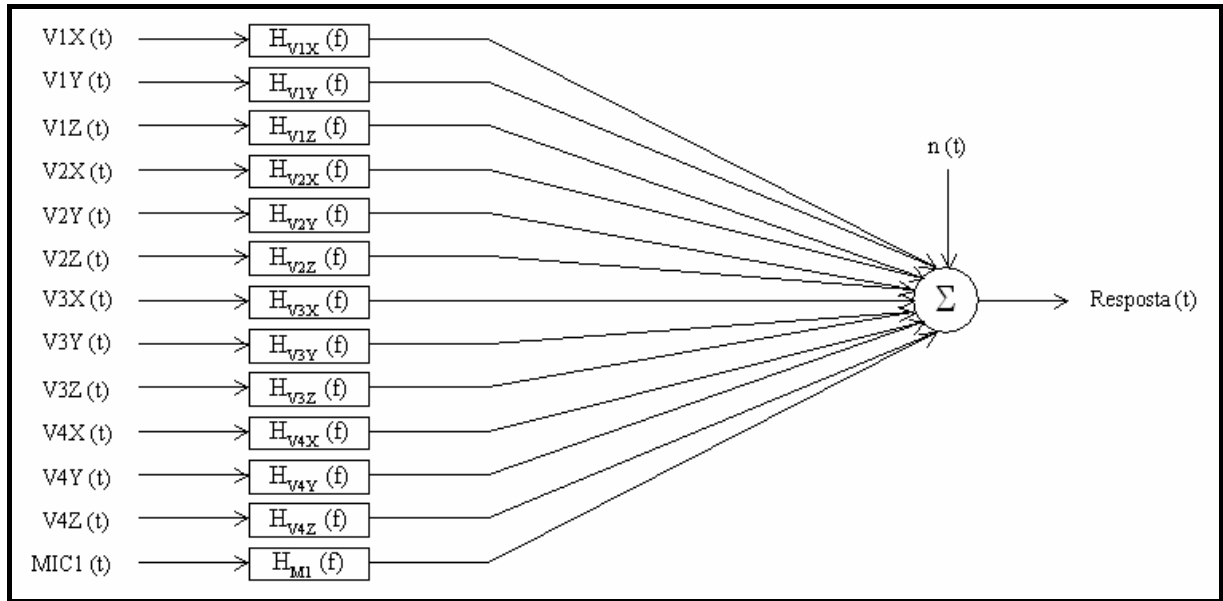


FIGURA 4.8 – Modelo MISO considerando apenas o ventilador como fonte

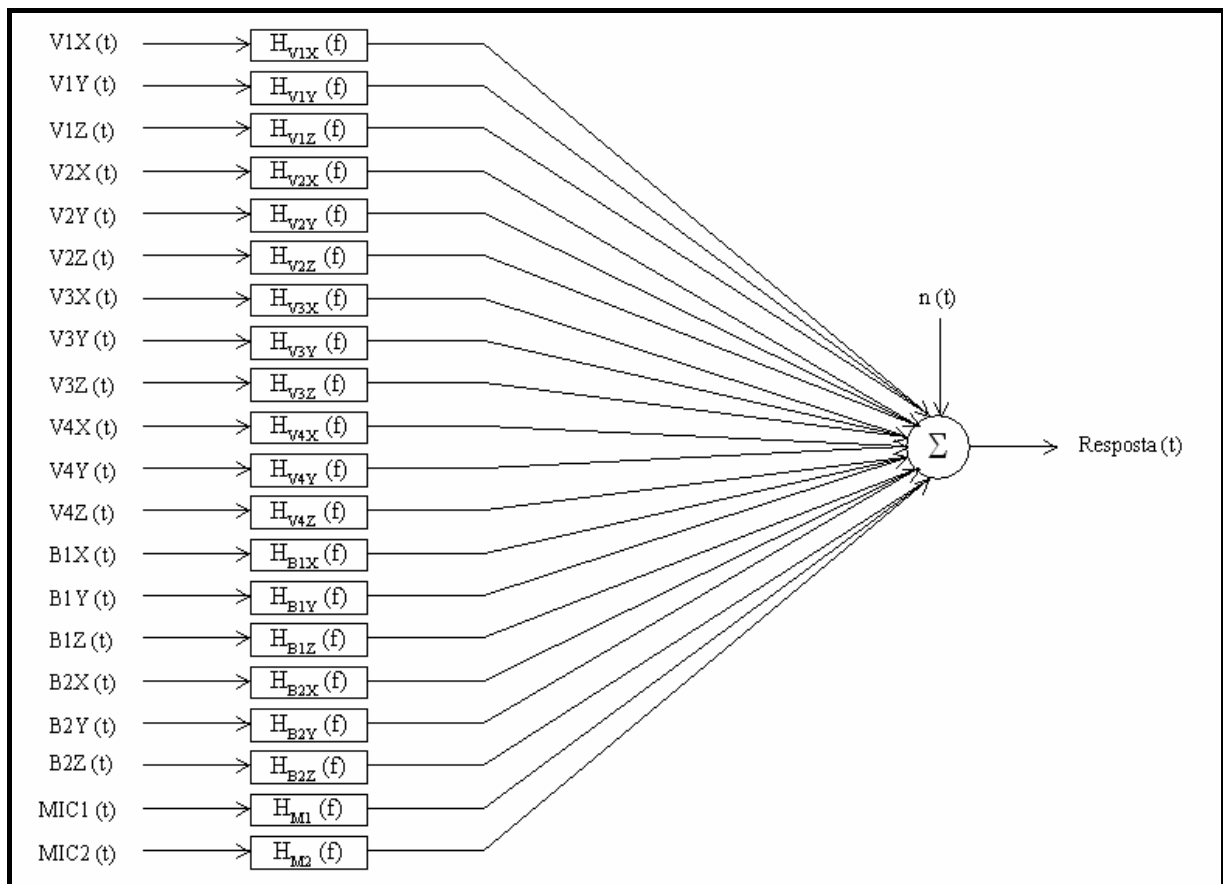


FIGURA 4.9 – Modelo MISO considerando ambas as fontes (ventilador e bomba)

### 4.3.3 Aplicação da TPA

A aplicação da TPA foi realizada utilizando apenas o ventilador como fonte. A bomba foi retirada da análise, conforme explicado anteriormente.

Dos métodos apresentados no item 3.7, foi utilizado o Método da Inversão Matricial. É o método mais indicado pela literatura pois as conexões da fonte com a estrutura são rígidas. Para estimar as forças operacionais a partir desse método, conforme demonstrado no item 3.7.1, são necessários pontos extras de observação na estrutura onde está instalada a fonte, para que o resultado seja satisfatório.

Por esse motivo, foram considerados mais 4 GDLs na estrutura, sendo utilizados os eixos X e Z de dois acelerômetros (pontos V101 e V301). O eixo Y foi desconsiderado pela dificuldade na implementação completa da medição numa barra horizontal. Foram acrescentados ainda mais dois microfones (mic2 e mic3) além do microfone próximo ao ventilador (mic1), para criar a redundância de informação também na trajetória aérea (FIG. 4.10).

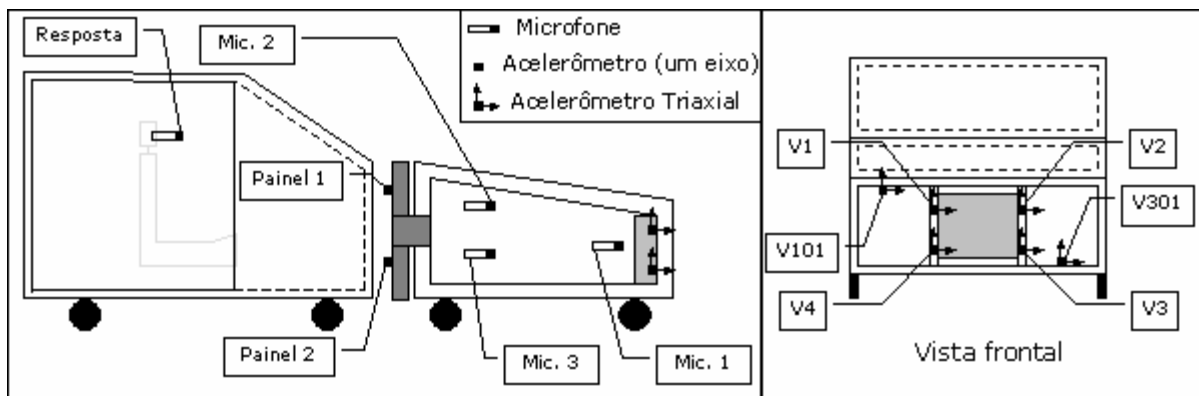


FIGURA 4.10 – Pontos de medição do ensaio TPA: pontos de aplicação de força e pontos extras

#### 4.3.3.1. Trajetória estrutural

Na condição **não-operacional** (fonte desligada), foram obtidas as FRFs que descrevem as trajetórias de transferência estruturais. As FRFs vibroacústicas, ou sensibilidades acústicas, foram obtidas a partir da aplicação e medição da força, utilizando o martelo de impacto, nos pontos de fixação do ventilador (12 GDLs) e da medição da pressão sonora de resposta no

semi-habitáculo, totalizando 12 FRFs vibroacústicas que, somadas, constituem a trajetória estrutural.

Percebe-se no exemplo da FIG. 4.11 que, para um determinado grau de liberdade (V1X, no caso), a energia que a estrutura recebe pelo impacto do martelo é transmitida ao painel cortafogo que irradia energia sonora. Esta se propaga pelo ar até o microfone de resposta, constituindo assim a trajetória híbrida, que se chamou de contribuição estrutural ou trajetória de origem estrutural.

Na TAB. 4.2 estão apresentadas as 12 FRFs obtidas com o ensaio completo. Os pontos de aplicação da força são exatamente os pontos onde os parafusos fazem a fixação da fonte (neste caso o ventilador) à estrutura. As orientações (positiva ou negativa) da aplicação da força foram armazenadas juntamente com os dados e foram utilizadas no processamento computacional.

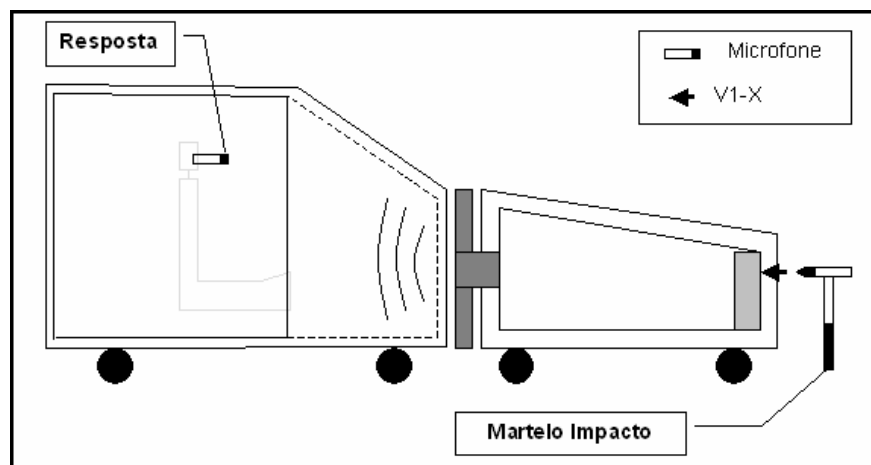


FIGURA 4.11 – Exemplo: ensaio de uma das 12 FRFs vibroacústicas

Todas as FRFs que têm força como estímulo foram obtidas através da média de quatro impactos válidos do martelo na estrutura. Consideram-se impactos válidos aqueles em que não ocorreu *overload*, nem impactos múltiplos durante a medição, e que não tenham causado redução significativa da função de coerência que acompanham a FRF estimada. As FRFs foram armazenadas no domínio da frequência.

TABELA 4.2: FRFs das trajetórias estruturais

ENTRADA	SAÍDA	FRF
Força (N)	Pressão Sonora (Pa)	$H_{pF}(f)$ (Pa/N)
V1X	Resposta	$H_{R,V1X}(f)$
V1Y	Resposta	$H_{R,V1Y}(f)$
V1Z	Resposta	$H_{R,V1Z}(f)$
V2X	Resposta	$H_{R,V2X}(f)$
V2Y	Resposta	$H_{R,V2Y}(f)$
V2Z	Resposta	$H_{R,V2Z}(f)$
V3X	Resposta	$H_{R,V3X}(f)$
V3Y	Resposta	$H_{R,V3Y}(f)$
V3Z	Resposta	$H_{R,V3Z}(f)$
V4X	Resposta	$H_{R,V4X}(f)$
V4Y	Resposta	$H_{R,V4Y}(f)$
V4Z	Resposta	$H_{R,V4Z}(f)$

#### 4.3.3.2. Trajetória aérea

Ainda na condição **não-operacional**, a trajetória de transferência puramente acústica foi obtida a partir da estimação da velocidade de volume aplicada por um alto-falante e da medição da resposta em pressão sonora da aplicação deste alto-falante no protótipo. Entretanto, foi utilizada a forma recíproca: o alto-falante foi colocado no semi-habitáculo (próximo ao ouvido direito do condutor) e a resposta foi medida próxima ao ventilador. Essa prática é comum pois, com a existência de mais de uma fonte, as FRFs podem ser obtidas simultaneamente. O esquema da FIG. 4.12 representa como o ensaio foi realizado.

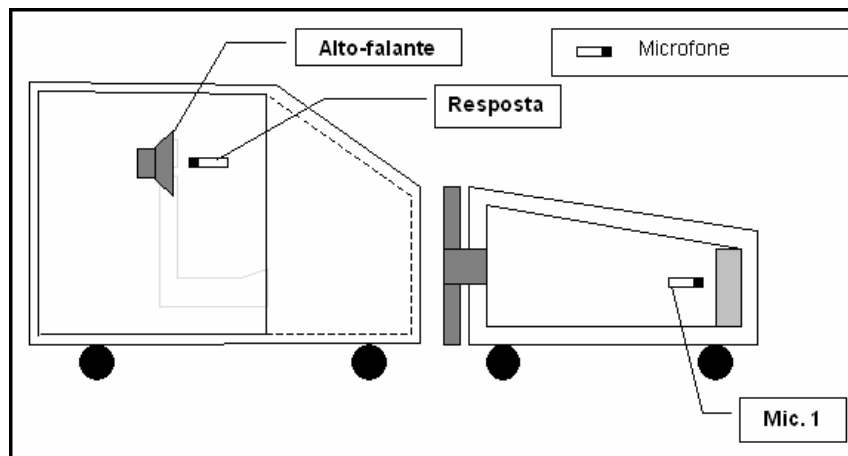


FIGURA 4.12 – Ensaio da trajetória (FRF) acústica

A TAB. 4.3 registra os dados utilizados na obtenção da FRF.

TABELA 4.3: FRF que descreve a trajetória acústica

ENTRADA	SAÍDA	FRF
Velocidade de	Pressão	$H_{pQ}(f)$
Volume ( $m^3/s$ )	Sonora (Pa)	$(Pa/(m^3/s))$
Resposta	Mic1	$H_{mic1,R}(f)$

O procedimento para **estimação da velocidade de volume** foi baseado no cálculo da velocidade de partícula utilizando a sonda de intensidade. Na câmara acústica, aplicou-se um sinal constante de banda larga (ruído branco) no alto-falante instalado em base rígida e mediu-se a pressão sonora utilizando o par de microfones casados da sonda de intensidade, que ficou instalada há uma distância de aproximadamente 10 cm do cone do alto-falante.

Foi utilizado o condicionador de sinais para adequar o sinal do microfone ao sistema de aquisição. As medições foram realizadas simultaneamente no domínio do tempo, a duração foi de 60 segundos e os dados foram armazenados de forma digital, em volts, em séries temporais contínuas, uma por canal. A taxa de aquisição foi de 25 KS/s. O ajuste do ganho do amplificador foi realizado individualmente de forma a garantir a melhor relação sinal/ruído para cada canal.

A energia da composição espectral enviada ao alto-falante foi, portanto, padronizada mantendo-se constante a tensão de saída do amplificador que o alimenta, para todos os ensaios que utilizaram velocidade de volume como grandeza de entrada.

#### 4.3.3.3. *Estimação de forças operacionais*

Estão compreendidas no conceito de forças operacionais a força propriamente dita (aplicada à estrutura) e a velocidade de volume (aplicada ao campo aéreo). Conforme apresentado no item 3.7.1, o processo de estimação de forças operacionais exige dois parâmetros: dados operacionais e uma matriz de FRFs para ser invertida, que representa a relação entre as forças e os parâmetros operacionais medidos. A seguir são apresentados os experimentos realizados para obtenção dessas grandezas para os casos estrutural e aéreo.

Para o caso da trajetória **estrutural**, as acelerações operacionais (fonte ligada) foram medidas nos pontos descritos pela coluna “SAÍDA (i)” da TAB. 4.4 , conforme FIG. 4.10, totalizando 16 GDLs estruturais. As medições operacionais foram realizadas no domínio do tempo, da mesma forma que a descrita no item 4.3.2.

Para construção da matriz, foram levantadas as FRFs mútuas entre os pontos de fixação e as FRFs entre os pontos de fixação e os pontos extras (*V101* e *V301*), indicadas na TAB. 4.4. Entre GDLs estruturais foi medida a FRF de inércia (aceleração/força) utilizando martelo de impacto e acelerômetro, conforme descreve o exemplo da FIG. 4.13, em que uma FRF foi obtida entre os GDLs *V4X* e *V1X*.

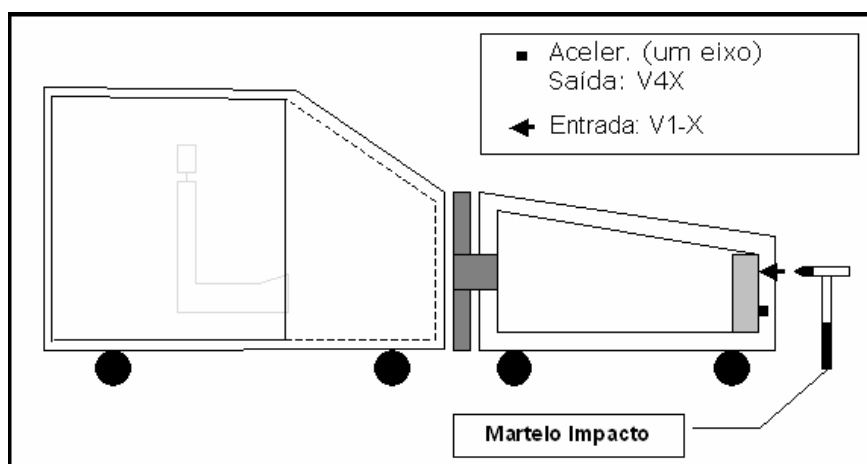


FIGURA 4.13 – Exemplo de ensaio: FRF estrutural para construção da matriz

Para o caso **aéreo**, as pressões sonoras operacionais (com fonte ligada) foram medidas nos pontos descritos pela coluna “SAÍDA (i)” da TAB. 4.5 , conforme FIG. 4.10, totalizando 3 GDLs aéreos.

Para construção da matriz, foram levantadas a FRF de ponto entre a velocidade de volume estimada para o alto-falante e o Mic1 e as FRFs entre a velocidade de volume e os pontos extras (Mic2 e Mic3), descritas na TAB. 4.5. Entre GDLs acústicos foi medida a FRF acústica (pressão sonora / velocidade de volume ou P/Q), utilizando alto-falante e microfones, conforme está demonstrado na FIG. 4.14.



TABELA 4.4: FRF entre pontos de entrada e extras (estrutural)

ENTRADA (j)	SAÍDA (i)	FRF
Força (N)	Aceleração (m/s <sup>2</sup> )	$A_i/F_j$ (f) $((m/s^2)/N)$
V1X	V1X	$A_{V1X}/F_j$
V1Y	V1Y	$A_{V1Y}/F_j$
V1Z	V1Z	$A_{V1Z}/F_j$
V2X	V2X	$A_{V2X}/F_j$
V2Y	V2Y	$A_{V2Y}/F_j$
V2Z	V2Z	$A_{V2Z}/F_j$
V3X	V3X	$A_{V3X}/F_j$
V3Y	V3Y	$A_{V3Y}/F_j$
V3Z	V3Z	$A_{V3Z}/F_j$
V4X	V4X	$A_{V4X}/F_j$
V4Y	V4Y	$A_{V4Y}/F_j$
V4Z	V4Z	$A_{V4Z}/F_j$
-	V101X	$A_{V101X}/F_j$
-	V101Z	$A_{V101Z}/F_j$
-	V301X	$A_{V301X}/F_j$
-	V301Z	$A_{V301Z}/F_j$

Tanto as medições operacionais quanto as medições para cálculo das FRFs acústicas foram armazenadas no domínio do tempo, da mesma forma que a descrita no item 4.3.2.

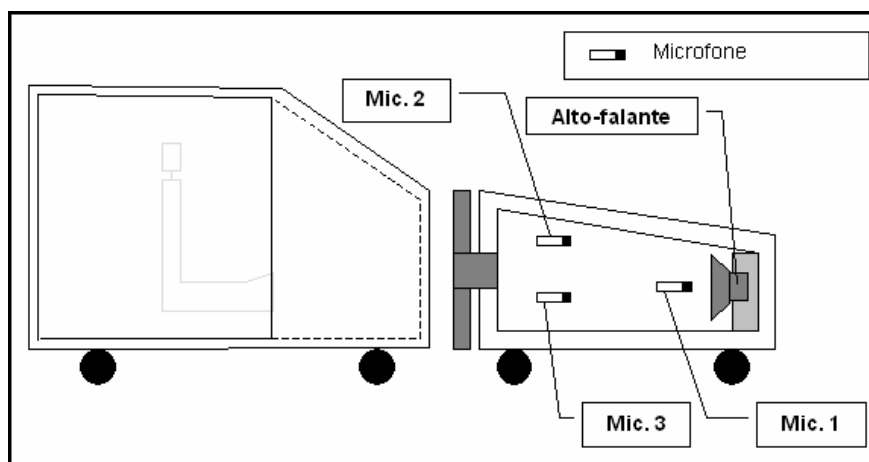


FIGURA 4.14 – Ensaio das FRFs acústicas para construção da matriz a ser invertida

TABELA 4.5: FRF entre pontos de entrada e extras (acústico)

ENTRADA (j)	SAÍDA (i)	FRF
Velocidade de	Pressão	$P_i/Q_j (f)$
Volume ( $m^3/s$ )	Sonora (Pa)	$(Pa/(m^3/s))$
Mic1	Mic1	$P_{mic1}/Q_{mic1}$
-	Mic2	$P_{mic2}/Q_{mic1}$
-	Mic3	$P_{mic3}/Q_{mic1}$

Cabe ressaltar que as FRFs originalmente definidas como  $H_{aF}(f)$  e  $H_{pQ}(f)$ , para o caso específico da estimação de forças operacionais foi substituída pela forma  $A/F$  e  $P/Q$  nas TAB. 4.4 e 4.5 respectivamente. Essa mudança tem o objetivo de diferenciar das FRFs identificadas nas trajetórias estrutural (TAB. 4.2) e aérea (TAB. 4.3) e para tornar compatível com as definições das matrizes apresentadas do item 3.7.1.

#### 4.4. Procedimento computacional

A partir das medições realizadas no procedimento experimental, os dados foram armazenados da forma apresentada na FIG. 4.15. A partir deles os procedimentos computacionais que são apresentados a seguir foram desenvolvidos em plataforma LabVIEW, do fabricante National Instruments.

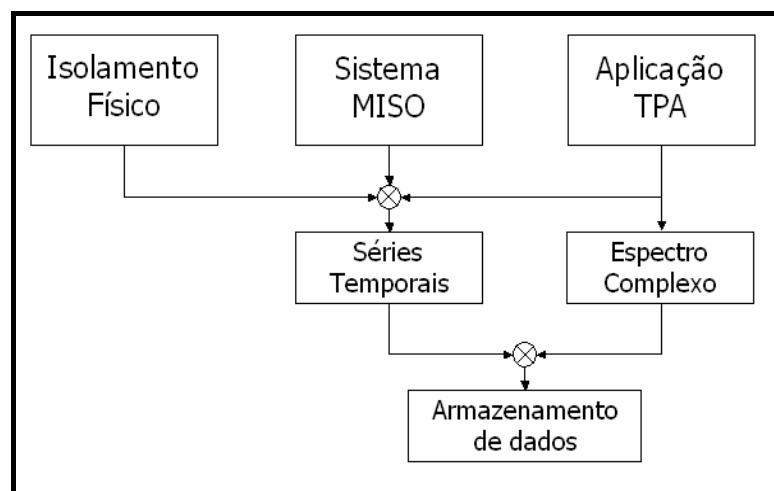


FIGURA 4.15 – Diagrama resumo: dados armazenados

As Funções de Resposta em Frequência foram definidas através do estimador ótimo proveniente da equação (3.19):

$$\hat{H}_{yx}(f) = \frac{\hat{G}_{xy}(f)}{\hat{G}_{xx}(f)}$$

sendo que  $\hat{G}_{xy}(f)$  é o espectro cruzado entre a grandeza de entrada ( $x$ ) e a grandeza de saída ( $y$ ),  $\hat{G}_{xx}(f)$  é o autoespectro da grandeza de entrada e ambos estão definidos através das equações (3.30) e (3.31) que seguem:

$$\hat{G}_{xx}(f) = \frac{2}{n_d T} \sum_{k=1}^{n_d} |X_k(f, T)|^2 \quad \text{e} \quad \hat{G}_{xy}(f) = \frac{2}{n_d T} \sum_{k=1}^{n_d} X_k^*(f, T) Y_k(f, T)$$

Para os casos em que o martelo de impacto foi utilizado na técnica da TPA, as FRFs de vibração  $\hat{H}_{af}(f)$  e FRFs vibroacústicas  $\hat{H}_{pf}(f)$  foram calculadas instantaneamente após as medições ainda dentro do processamento realizado pelo sistema de medição específico (Ono Sokki). Dessa forma os resultados foram armazenados no domínio da frequência, em termos de espectros complexos (real e imaginário).

Nas FRFs em que a aplicação de força (martelo de impacto) foi no sentido negativo do eixo de coordenadas estabelecido, a fase do espectro foi invertida. Dessa forma evitou-se descontinuidades no sistema e conseqüentes erros na estimação da pressão sonora final. Esse procedimento se mostrou importante dentro da complexa relação entre as ondas de vibração que se propagam pela estrutura, visto que a fase pode determinar se haverá uma relação construtiva (aumento de amplitude) ou destrutiva (redução de amplitude).

Para os casos em que as medições foram armazenadas em séries temporais de 60 segundos (medições operacionais, medições com alto-falante e com *shaker*), os sinais obtidos em sentido negativo do eixo de coordenadas foram invertidos ainda no domínio do tempo para garantir o mesmo efeito descrito no parágrafo anterior.

As FRFs  $\hat{H}_{yx}(f)$  foram obtidas pela estimação espectral dos sinais medidos no tempo (item 3.4.2), que necessita dividir a massa de dados em  $n_d$  conjuntos de amostras (FIG. 3.4) para

que sejam calculados os valores médios do autoespectro e espectro cruzado, conforme descrito acima.

A definição espectral escolhida foi  $\Delta f = 5$  Hz. Bendat e Piersol (1993) orientaram sobre a necessidade de utilizar espectros com maiores número de pontos, pois assim o método MISO apresentaria resultados mais confiáveis. Entretanto, a banda de frequências de interesse de 2000 Hz não permitiu que  $\Delta f$  fosse menor.

As séries temporais amostradas com frequência de amostragem  $f_s = 25$  KS/s foram decimadas para 5 KS/s. O conjunto de amostras, para 5 Hz de definição em frequência, foi de tamanho  $T = 1000$  pontos. Como o período de armazenamento contínuo foi de 60 s, a uma taxa de 5 KS/s, a amostra total  $T_{total} = 300000$  pontos por canal. Portanto  $n_d = 300$  ( $T_{total} / T$ ) foi o número de conjunto de amostras, e conseqüentemente o número de médias.

Os resultados de pressão sonora são apresentados em termos de Nível de Pressão Sonora (NPS), calculado a partir de:

$$NPS = 20 \cdot \log \left( \frac{p}{p_{ref}} \right) \quad (4.1)$$

sendo  $p$  a pressão sonora medida em Pascal, e  $p_{ref} = 2 \times 10^{-5} Pa$  a pressão sonora de referência.

As demais grandezas são apresentadas seguindo a mesma forma logarítmica, mas a referência é a própria unidade. Por exemplo, para apresentação do nível de aceleração, a referência considerada é de  $1 \text{ m/s}^2$ .

#### 4.4.1 Isolamento físico das trajetórias

Do processo de isolamento físico das trajetórias, a trajetória aérea foi obtida através da medição direta. O Nível de Pressão Sonora medido com o painel desacoplado constitui-se na própria contribuição aérea, tendo uma fonte ligada por vez: ora ventilador, ora bomba. Para estimar a trajetória estrutural, dois procedimentos computacionais foram utilizados.

#### 4.4.1.1 Procedimento 1

O primeiro procedimento subtraiu a energia do espectro de pressões sonoras medido com o painel acoplado em relação à situação com painel desacoplado. O NPS resultante da estimação foi obtido a partir de:

$$NPS = 10 \cdot \log \left( \frac{p_a^2 - p_d^2}{p_{ref}} \right) \quad (4.2)$$

sendo  $p_a$  a pressão sonora medida com o painel acoplado e  $p_d$  a pressão sonora medida com o painel desacoplado, para cada valor de frequência.

#### 4.4.1.2 Procedimento 2

De acordo com os resultados do primeiro procedimento, que serão apresentados no próximo capítulo, optou-se por realizar um segundo procedimento para estimar a trajetória estrutural. Esse procedimento se baseou na estimação da FRF entre a aceleração  $a$  medida em cada um dos dois pontos do painel e a pressão sonora  $p$  do microfone de Resposta, conforme localização na FIG. 4.6. A FRF foi estimada a partir da equação (3.48):

$$\hat{H}_{pa}(f) = \frac{\hat{G}_{ap}(f)}{\hat{G}_{aa}(f)}$$

Cada uma das duas FRFs foi multiplicada pelo respectivo espectro de acelerações operacionais  $A_i(f)$  de modo a estimar a pressão sonora média proveniente da trajetória estrutural, através da equação:

$$P(f) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \hat{H}_{R,pi}(f) \cdot A_i(f) \quad (4.3)$$

sendo que  $\hat{H}_{R,pi}(f)$  é a FRF definida na TAB. 1, para cada ponto  $i$  do painel.

Na FIG. 4.16 está apresentado o resumo do isolamento físico das trajetórias. A pressão sonora estimada pelo segundo procedimento foi definida como a pressão sonora proveniente da trajetória estrutural.

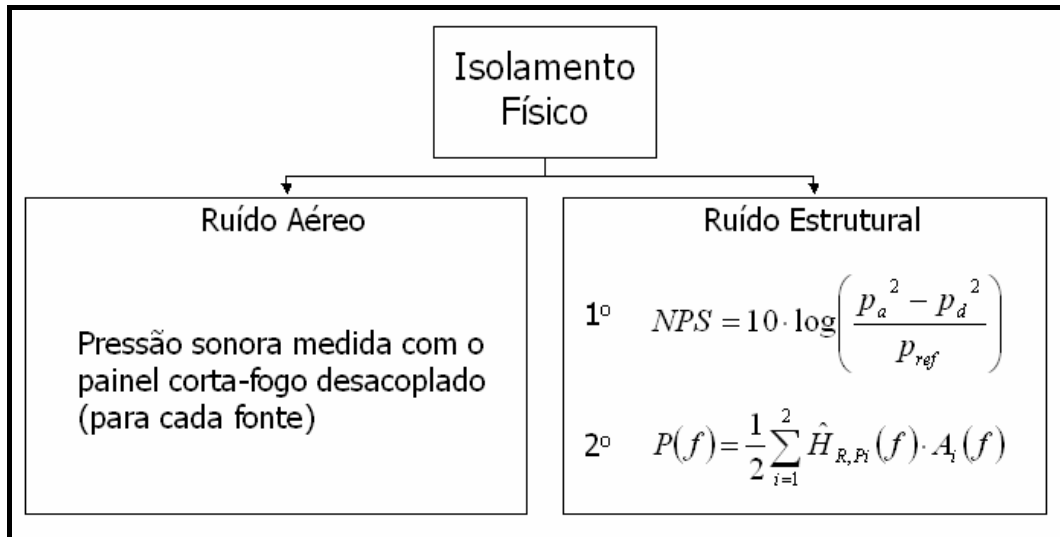


FIGURA 4.16 – Diagrama resumo: isolamento físico de trajetórias

#### 4.4.2 Análise espectral em sistemas MISO

Neste método, a correlação entre sinais de entrada e saída define as relações dinâmicas entre esses pontos de observação e caracterizam as trajetórias que os liga. Entretanto, executa essa tarefa de forma operacional, sem a identificação prévia do sistema. Para a trajetória estrutural, foram utilizados os sinais obtidos dos acelerômetros (uma fonte por vez) e do microfone de resposta. Para a trajetória aérea, foram utilizados os microfones do compartimento do motor (próximos a cada fonte) e o microfone de resposta.

A FIG. 4.17 apresenta um esboço das etapas realizadas, para melhor visualização. Os quadros 1 a 4 estão descritos no item “Desenvolvimento do método”. O quadro 5 está descrito no item “Fonte única” e o quadro 6 no item “Fontes simultâneas”.

##### 4.4.2.1. *Desenvolvimento do método*

O desenvolvimento do método MISO utilizou o conjunto de equações demonstradas nos itens 3.6.2 e 3.6.3.

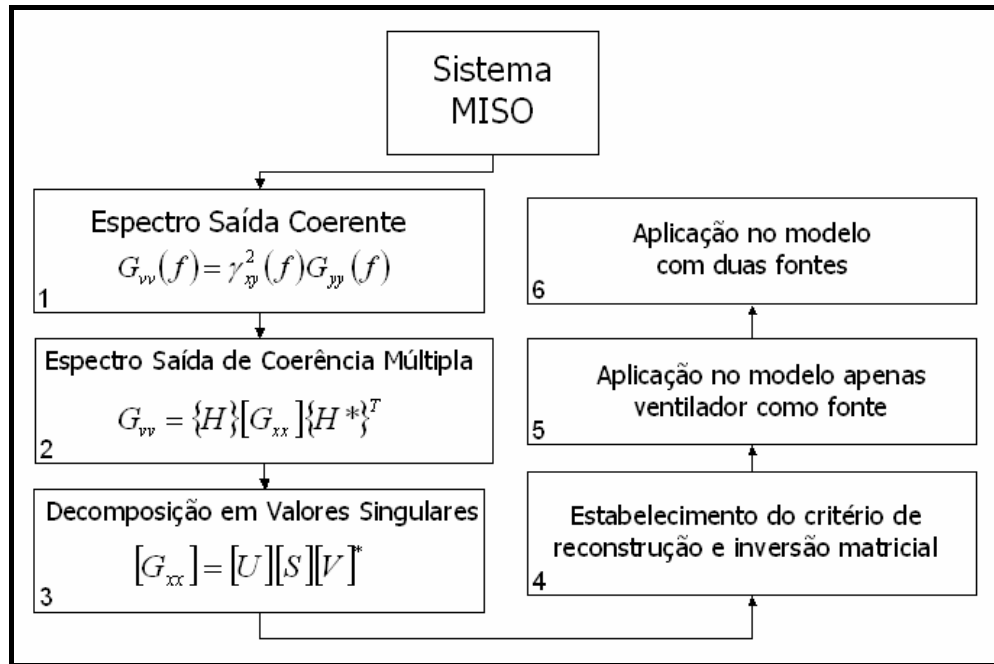


FIGURA 4.17 – Diagrama resumo: Sistema MISO

A **primeira etapa** (correspondente ao primeiro quando da FIG. 4.17), para melhor entendimento do método, constitui em encontrar o Espectro de Saída Coerente  $G_{vv}(f)$  entre um ponto de entrada  $x$  e um ponto de saída  $y$ , através da equação (3.24):

$$G_{vv}(f) = \gamma_{xy}^2(f) G_{yy}(f)$$

Desta forma, procurou-se definir a porção do sinal de saída que era coerente com um determinado sinal de entrada.

No **segundo passo**, aplicou-se o conceito de Coerência Múltipla apresentado no capítulo 3, no qual pode-se estimar a porção da saída que é devida a um conjunto de sinais de entradas, através do Espectro de Saída de Coerência Múltipla.

Para tal, utilizando os dados armazenados, calculou-se os autoespectros das entradas  $\hat{G}_{xjxj}$  e os espectros cruzados mútuos entre entradas  $\hat{G}_{xjxi}$ , conforme equacionamento apresentado no início deste item (4.4). Foram calculados também os espectros cruzados entre a saída e cada uma das entradas  $\hat{G}_{xivy}$ .

A matriz  $[G_{xx}]$  foi, então, montada: os autoespectros  $\hat{G}_{xjxj}$  foram posicionados na diagonal e os espectros cruzados  $\hat{G}_{xjxi}$  foram dispostos nos termos fora da diagonal. Foi estabelecido também o vetor de espectros cruzados  $\{G_{xy}\}$  entre as entradas e a resposta. Mais detalhes desses elementos serão dados a seguir.

As FRFs são encontradas a partir da equação (3.57):

$$\{H\} = \{G_{xy}\} [G_{xx}]^{-1}$$

O autoespectro  $G_{vv}$  da saída ideal  $v(t)$  representa a parcela da resposta que está relacionada com as entradas consideradas no cálculo e é determinado pela equação (3.56):

$$G_{vv} = \{H\} [G_{xx}] \{H^*\}^T$$

A **terceira etapa** constitui-se na Decomposição em Valores Singulares (SVD). A matriz  $[G_{xx}]$  foi decomposta em autovetores ortogonais entre si e em autovalores chamados de valores singulares conforme equação (3.58):

$$[G_{xx}] = [U][S][V]^*$$

Uma vez que os autovetores são ortogonais, o grau de correlação entre as entradas é minimizado.

O **quarto passo** foi estabelecer um critério, experimentalmente, para a reconstrução da matriz  $[G_{xx}]$  e da sua inversa. A utilização de um número de valores singulares menor do que o original (MARTENS *et al.*, 2000) permite que a informação contida na matriz seja reconstruída eliminando-se fatores que não são de interesse como ruídos de medição e não linearidades.

O critério foi estabelecido procurando-se encontrar a maior porcentagem de reconstrução do espectro, para evitar perda de informação importante, desde que não fizesse a Função de



Coerência Múltipla ultrapassar a unidade. Dentre os valores pesquisados o que melhor se encaixou nesse critério foi 95%, conforme será apresentado no próximo capítulo.

Para definir a porcentagem de reconstrução, foram utilizados os valores singulares. Como eles estão distribuídos na diagonal da matriz  $[S]$  de forma decrescente  $s_{11} > s_{22} > \dots > s_{nn}$ , então a porcentagem é definida como:

$$\% = \frac{\sum_{i=1}^u s_{ii}}{\sum_{i=1}^n s_{ii}} \cdot 100 \quad (4.4)$$

sendo  $u$  o número de valores singulares utilizados para a reconstrução e  $n$  o número original de valores singulares.

Dessa forma, a matriz  $[G_{xx}]_{jxj}$  foi reconstruída com número menor de valores singulares:

$$[G_{xx}]_{jxj} = [U]_{jx(j-d)} [S]_{(j-d)x(j-d)} [V]_{(j-d)xj}^* \quad (4.5)$$

sendo  $d$  o número de valores singulares desprezados. Assim,  $n = u + d$ .

A reconstrução da matriz inversa  $[G_{xx}]^{-1}$  também se deu com número menor de valores singulares, conforme formulação da equação (4.5), aplicada, entretanto, à equação (3.59):

$$[G_{xx}]^{-1} = [V][S]^{-1}[U]^*$$

#### 4.4.2.2. Fonte única

Para este primeiro caso o método MISO foi aplicado à condição em que apenas o **ventilador** estava em funcionamento, desconsiderando, portanto, a contribuição da bomba. Refere-se ao quadro 5 da FIG. 4.17.

De acordo com a FIG. 4.8, a **trajetória estrutural** é descrita a partir dos pontos de medição de aceleração (índice  $V$ ). A matriz  $[G_{xx}]$  foi montada da seguinte forma:

$$[G_{xx}]_{estr,vent} = \begin{bmatrix} \hat{G}_{V1X,V1X} & \hat{G}_{V1X,V1Y} & \hat{G}_{V1X,V1Z} & \cdots & \hat{G}_{V1X,V4Z} \\ \hat{G}_{V1Y,V1X} & \hat{G}_{V1Y,V1Y} & \hat{G}_{V1Y,V1Z} & \cdots & \hat{G}_{V1Y,V4Z} \\ \hat{G}_{V1Z,V1X} & \hat{G}_{V1Z,V1Y} & \hat{G}_{V1Z,V1Z} & \cdots & \hat{G}_{V1Z,V4Z} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \hat{G}_{V4Z,V1X} & \hat{G}_{V4Z,V1Y} & \hat{G}_{V4Z,V1Z} & \cdots & \hat{G}_{V4Z,V4Z} \end{bmatrix}_{12 \times 12} \quad (4.6)$$

O vetor de espectros cruzados que relaciona as entradas à saída (microfone *resposta*) foi disposto da seguinte maneira:

$$\{G_{yx}\}_{estr,vent} = \left\{ \hat{G}_{resposta,V1X} \quad \hat{G}_{resposta,V1Y} \quad \hat{G}_{resposta,V1Z} \quad \cdots \quad \hat{G}_{resposta,V4Z} \right\}_{1 \times 12} \quad (4.7)$$

Após a aplicação da Decomposição em Valores Singulares, as matrizes reconstruídas foram utilizadas para calcular as FRFs:

$$\{H\}_{1 \times 12} = \{G_{xy}\}_{1 \times 12} [G_{xx}]_{12 \times 12}^{-1} \quad (4.8)$$

e o autoespectro de saída de coerência múltipla dado em unidades quadráticas:

$$G_{vv} = \{H\}_{1 \times 12} [G_{xx}]_{12 \times 12} \{H^*\}_{12 \times 1}^T \quad (4.9)$$

Finalmente a pressão sonora proveniente da contribuição estrutural é encontrada pela raiz quadrada de  $G_{vv}$ :

$$p(f) = \sqrt{|G_{vv}(f)|} \quad (4.10)$$

A **trajetória aérea** inicia-se em um ponto de medição de microfone (*mic1*), como foi apresentado na FIG. 4.8. O problema matricial se reduz a uma dimensão, sendo que:

$$[G_{xx}]_{aereo,vent} = [G_{mic1,mic1}]_{1 \times 1} \quad \text{e} \quad \{G_{xy}\}_{aereo,vent} = \{G_{mic1,resposta}\}_{1 \times 1} \quad (4.11)$$

A FRF foi calculada a partir de  $H_{aereo,vent} = G_{mic1,resposta} (G_{mic1,mic1})^{-1}$  e o autoespectro de saída coerente por  $G_{vv} = HG_{mic1,mic1}H^*$ . A pressão sonora final proveniente da trajetória aérea para o ventilador como fonte apenas, é dada pela equação (4.10).

Como se pôde notar, as medições foram feitas simultaneamente. Já a formulação matricial foi dividida em dois subconjuntos de equações, sendo que um para trajetória estrutural e outro para a aérea.

#### 4.4.2.3. Fontes simultâneas

O mesmo raciocínio se aplica ao caso em que as duas fontes (ventilador e bomba) funcionam simultaneamente. Os dados foram coletados nos pontos indicados pela FIG. 4.9. São os mesmos pontos utilizados no ventilador somados aos pontos de medição da bomba (6 GDLs de aceleração na estrutura e 1 microfone próximo à bomba).

São agrupados, portanto, em quatro conjuntos de equações. Os dois conjuntos referentes às trajetórias aérea e estrutural do ventilador são os mesmos apresentados no item anterior. Os conjuntos da bomba serão descritos a seguir.

De acordo com a FIG. 4.9, a **trajetória estrutural** da bomba é descrita a partir dos pontos de medição de aceleração (índice  $B$ ). A matriz  $[G_{xx}]$  foi montada da seguinte forma:

$$[G_{xx}]_{estr,bomba} = \begin{bmatrix} \hat{G}_{B1X,B1X} & \hat{G}_{B1X,B1Y} & \hat{G}_{B1X,B1Z} & \hat{G}_{B1X,B2X} & \hat{G}_{B1X,B2Y} & \hat{G}_{B1X,B2Z} \\ \hat{G}_{B1Y,B1X} & \hat{G}_{B1Y,B1Y} & \hat{G}_{B1Y,B1Z} & \hat{G}_{B1Y,B2X} & \hat{G}_{B1Y,B2Y} & \hat{G}_{B1Y,B2Z} \\ \hat{G}_{B1Z,B1X} & \hat{G}_{B1Z,B1Y} & \hat{G}_{B1Z,B1Z} & \hat{G}_{B1Z,B2X} & \hat{G}_{B1Z,B2Y} & \hat{G}_{B1Z,B2Z} \\ \hat{G}_{B2X,B1X} & \hat{G}_{B2X,B1Y} & \hat{G}_{B2X,B1Z} & \hat{G}_{B2X,B2X} & \hat{G}_{B2X,B2Y} & \hat{G}_{B2X,B2Z} \\ \hat{G}_{B2Y,B1X} & \hat{G}_{B2Y,B1Y} & \hat{G}_{B2Y,B1Z} & \hat{G}_{B2Y,B2X} & \hat{G}_{B2Y,B2Y} & \hat{G}_{B2Y,B2Z} \\ \hat{G}_{B2Z,B1X} & \hat{G}_{B2Z,B1Y} & \hat{G}_{B2Z,B1Z} & \hat{G}_{B2Z,B2X} & \hat{G}_{B2Z,B2Y} & \hat{G}_{B2Z,B2Z} \end{bmatrix}_{6 \times 6} \quad (4.12)$$

O vetor de espectros cruzados que relaciona os estímulos à saída (microfone *resposta*) foi disposto da seguinte maneira:

$$\{G_{xy}\}_{estr,bomba} = \left\{ \hat{G}_{resposta,B1X} \quad \hat{G}_{resposta,B1Y} \quad \hat{G}_{resposta,B1Z} \quad \hat{G}_{resposta,B2X} \quad \hat{G}_{resposta,B2Y} \quad \hat{G}_{resposta,B2Z} \right\}_{1 \times 6} \quad (4.13)$$

Após a aplicação da Decomposição em Valores Singulares, as matrizes reconstruídas foram utilizadas para calcular as FRFs:

$$\{H\}_{1 \times 6} = \{G_{xy}\}_{1 \times 6} [G_{xx}]_{6 \times 6}^{-1} \quad (4.14)$$

e o autoespectro de saída coerente dado em unidades quadráticas:

$$G_{vv} = \{H\}_{1 \times 6} [G_{xx}]_{6 \times 6} \{H^*\}_{6 \times 1}^T \quad (4.15)$$

A pressão sonora proveniente da contribuição estrutural da bomba é dada pela equação (4.10).

A **trajetória aérea** inicia-se no ponto de medição (*mic2*), como foi apresentado na FIG. 4.9. O problema matricial se reduz a uma dimensão, sendo que:

$$[G_{xx}]_{aereo,bomba} = [G_{mic2,mic2}]_{1 \times 1} \quad e \quad \{G_{xy}\}_{aereo,bomba} = \{G_{mic2,resposta}\}_{1 \times 1} \quad (4.16)$$

A FRF foi calculada a partir de  $H_{aereo,bomba} = G_{mic2,resposta} (G_{mic2,mic2})^{-1}$  e o autoespectro de saída coerente por  $G_{vv} = H G_{mic2,mic2} H^*$ . A pressão sonora final proveniente da trajetória aérea da bomba, é dada pela equação (4.10).

#### 4.4.3 Aplicação da TPA

Das técnicas apresentadas na teoria de Análise por Trajetórias de Transferência (TPA), o Método da Inversão Matricial foi escolhido devido ao acoplamento rígido (sem a existência de elementos resilientes) entre as fontes e a estrutura. O método foi implementado a partir das equações apresentadas no item 3.7.

O procedimento experimental para obtenção das forças operacionais foi individualizado em um item específico do texto, pois se tratava de uma parte do experimento que necessitava de

explicações mais detalhadas e independentes. Entretanto o procedimento computacional para o cálculo dessas forças foi embutido no processo de cada trajetória (estrutural e aérea), conforme está descrito nos dois itens seguintes.

#### 4.4.3.1. Trajetória estrutural

O diagrama da FIG. 4.18 mostra as etapas do procedimento computacional que foi desenvolvido para calcular o ruído proveniente da trajetória de origem estrutural.

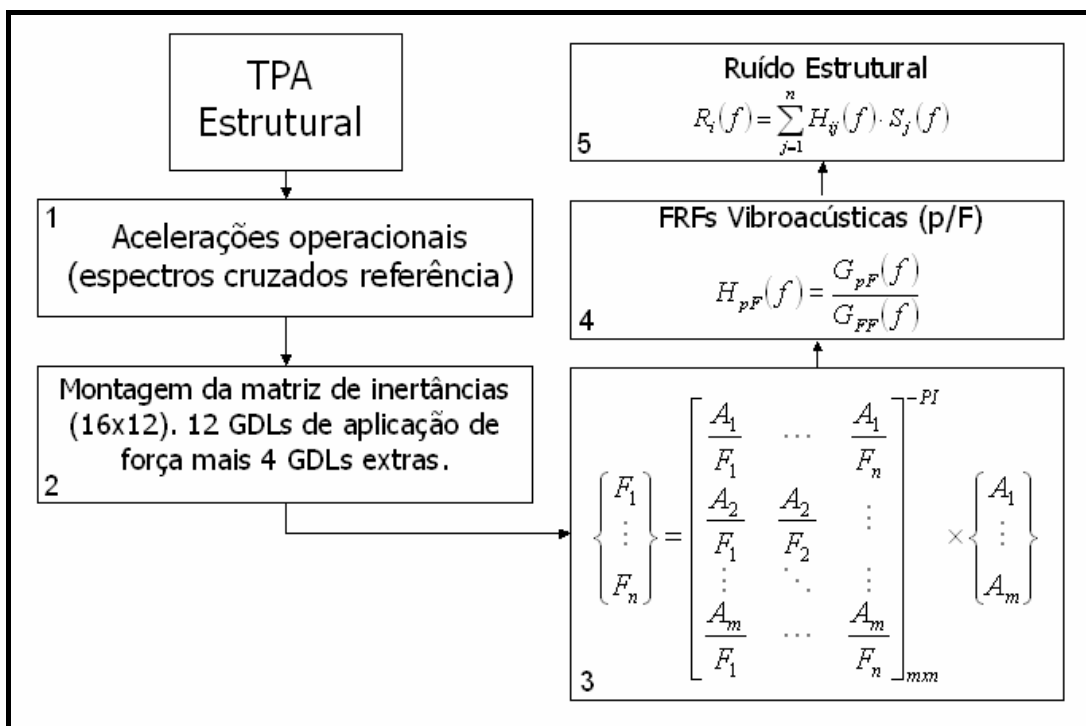


FIGURA 4.18 – Diagrama resumo: TPA – Trajetória estrutural

Na **primeira etapa**, as acelerações operacionais que foram medidas nos pontos descritos pela coluna “SAÍDA (i)” da TAB. 4.4 e armazenadas no domínio do tempo, foram referenciadas em um desses pontos.

Para isso, o ponto *VI* (FIG. 4.10) foi tomado como referência. Então, foram calculados os espectros cruzados entre os sinais dos demais pontos em relação a este. Esse procedimento permitiu que a fase relativa entre os pontos fosse mantida e, conseqüentemente, garantiu a continuidade no movimento da estrutura. O vetor de acelerações operacionais da trajetória estrutural é definido assim:

$$\{A\}_{estr} = \{A_{V1X} \quad A_{V1Y} \quad A_{V1Z} \quad A_{V2X} \quad \dots \quad A_{V301X} \quad A_{V301Z}\}_{1 \times 16}^T \quad (4.17)$$

sendo que  $A_i$  é o espectro complexo do sinal de aceleração  $a$  medido no ponto  $i$ .

A **segunda etapa** constitui-se na construção da matriz de inertâncias mútuas entre os pontos de entrada. As FRFs (inertâncias) da TAB. 4.4 armazenadas no domínio da frequência foram organizadas numa matriz  $[I]$  de tamanho  $16 \times 12$ , conforme indicada a seguir.

$$[I]_{estr} = \begin{bmatrix} \frac{A_{V1X}}{F_{V1X}} & \frac{A_{V1X}}{F_{V1Y}} & \frac{A_{V1X}}{F_{V1Z}} & \dots & \frac{A_{V1X}}{F_{V4Y}} & \frac{A_{V1X}}{F_{V4Z}} \\ \frac{A_{V1Y}}{F_{V1X}} & \frac{A_{V1Y}}{F_{V1Y}} & \frac{A_{V1Y}}{F_{V1Z}} & \dots & \frac{A_{V1Y}}{F_{V4Y}} & \frac{A_{V1Y}}{F_{V4Z}} \\ \frac{A_{V1Z}}{F_{V1X}} & \frac{A_{V1Z}}{F_{V1Y}} & \frac{A_{V1Z}}{F_{V1Z}} & \dots & \frac{A_{V1Z}}{F_{V4Y}} & \frac{A_{V1Z}}{F_{V4Z}} \\ \frac{A_{V2X}}{F_{V1X}} & \frac{A_{V2X}}{F_{V1Y}} & \frac{A_{V2X}}{F_{V1Z}} & \dots & \frac{A_{V2X}}{F_{V4Y}} & \frac{A_{V2X}}{F_{V4Z}} \\ \frac{A_{V2Y}}{F_{V1X}} & \frac{A_{V2Y}}{F_{V1Y}} & \frac{A_{V2Y}}{F_{V1Z}} & \dots & \frac{A_{V2Y}}{F_{V4Y}} & \frac{A_{V2Y}}{F_{V4Z}} \\ \frac{A_{V2Z}}{F_{V1X}} & \frac{A_{V2Z}}{F_{V1Y}} & \frac{A_{V2Z}}{F_{V1Z}} & \dots & \frac{A_{V2Z}}{F_{V4Y}} & \frac{A_{V2Z}}{F_{V4Z}} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ \frac{A_{V301X}}{F_{V1X}} & \frac{A_{V301X}}{F_{V1Y}} & \frac{A_{V301X}}{F_{V1Z}} & \dots & \frac{A_{V301X}}{F_{V4Y}} & \frac{A_{V301X}}{F_{V4Z}} \\ \frac{A_{V301Z}}{F_{V1X}} & \frac{A_{V301Z}}{F_{V1Y}} & \frac{A_{V301Z}}{F_{V1Z}} & \dots & \frac{A_{V301Z}}{F_{V4Y}} & \frac{A_{V301Z}}{F_{V4Z}} \end{bmatrix}_{16 \times 12} \quad (4.18)$$

Pode-se perceber que existem mais pontos de leitura de aceleração que os pontos de aplicação de força. Daí vem o fato da matriz não ser quadrada. Os pontos extras ( $V101$  e  $V301$ ) alocados na estrutura funcionam como redundância de informação para facilitar a inversão da matriz, conforme item 3.7.

O cálculo matricial inicia-se na **terceira etapa**, em que a matriz  $[I]$  é invertida pelo estimador de mínimos quadrados, aplicado a sistemas sobredeterminados (número de linhas  $>$  número de colunas). A matriz é então chamada de matriz pseudoinversa, como se segue:

$$[I]^{-PI} = [I]^T [I][I]^T \quad (4.19)$$

Como  $[I]$  é uma matriz de tamanho  $16 \times 12$ , sua transposta tem tamanho  $12 \times 16$  e o resultado da operação matricial acima é uma matriz de tamanho  $12 \times 16$ .

As forças operacionais são obtidas, portanto, pela multiplicação do vetor de acelerações operacionais  $\{A\}$  pela pseudoinversa da matriz de inertâncias  $[I]$ :

$$\{F\}_{12 \times 1} = [I]_{12 \times 16}^{-PI} \{A\}_{16 \times 1} \quad (4.20)$$

sendo que:

$$\{F\} = \{F_{V1X} \quad F_{V1Y} \quad F_{V1Z} \quad F_{V2X} \quad \dots \quad F_{V4Y} \quad F_{V4Z}\}_{1 \times 12}^T \quad (4.21)$$

Na **quarta etapa**, as 12 FRFs vibroacústicas que haviam sido medidas estão descritas na TAB. 4.2 como  $H_{Rj}$ , sendo  $j$  o ponto de aplicação de força e  $R$  o ponto de resposta no microfone do habitáculo. As FRFs têm suas orientações adequadas às coordenadas, conforme descrito no item 4.4.

Na **quinta etapa**, cada força operacional  $F_j$  é multiplicada pela correspondente FRF  $H_{Rj}$  e somada, conforme a equação (3.60):

$$R_{estr}(f) = \sum_{j=1}^n H_{Rj}(f) \cdot F_j(f) \quad (4.22)$$

Dessa forma encontrou-se a pressão sonora referente ao somatório da influência de todas as trajetórias estruturais, conhecida como contribuição da trajetória estrutural.

#### 4.4.3.2. Trajetória aérea

O diagrama da FIG. 4.19 mostra as etapas do procedimento computacional que foi desenvolvido para calcular o ruído proveniente da trajetória aérea.

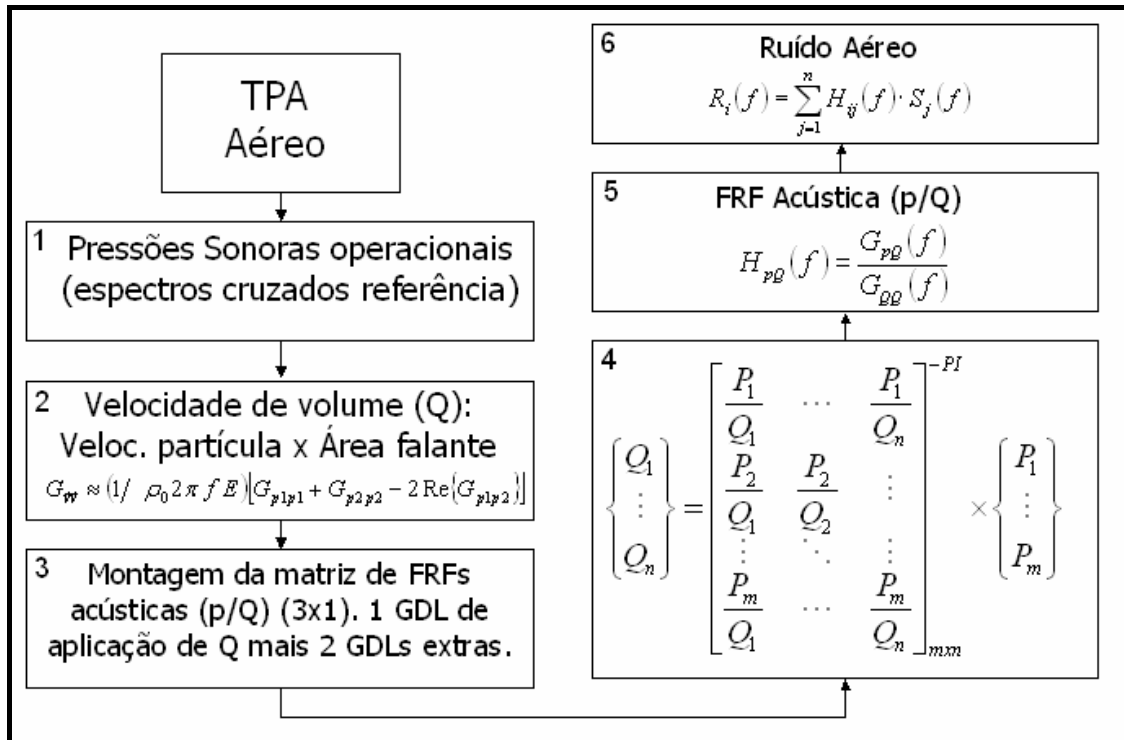


FIGURA 4.19 – Diagrama resumo: TPA – Trajetória aérea

Na **primeira etapa**, as pressões sonoras operacionais que foram medidas nos pontos descritos pela coluna “SAÍDA (i)” da TAB. 4.5 e armazenadas no domínio do tempo, foram referenciadas em um desses pontos.

Para isso, o ponto *mic1* (FIG. 4.10) foi tomado como referência. Então, foram calculados os espectros cruzados entre os sinais dos demais pontos em relação a este. Esse procedimento permitiu que a fase relativa entre os pontos fosse mantida e, conseqüentemente, garantiu a continuidade do sistema acústico. O vetor de pressões sonoras operacionais da trajetória aérea é definido assim:

$$\{P\} = \begin{Bmatrix} P_{mic1} \\ P_{mic2} \\ P_{mic3} \end{Bmatrix}_{3 \times 1} \quad (4.23)$$

sendo que  $P_i$  é o espectro complexo do sinal de pressão sonora  $p$  medido no ponto  $i$ .



A **segunda etapa** do procedimento computacional calcula a Velocidade de Volume a partir das medições realizadas com a sonda de intensidade ( $E=12\text{ mm}$ ). Da equação (3.40) encontra-se o autoespectro da velocidade de partícula  $\bar{v}$  (conforme item 3.5.2) :

$$G_{\bar{v}\bar{v}} \approx (1/\rho_0 2\pi f E) [G_{p_1 p_1} + G_{p_2 p_2} - 2\text{Re}\{G_{p_1 p_2}\}]$$

Fazendo-se a aproximação da velocidade normal à superfície do cone do alto-falante pela velocidade de partícula medida, e particularizando a equação (3.42) para apenas uma superfície, obtém-se a velocidade de volume por:

$$Q = s\sqrt{G_{\bar{v}\bar{v}}} \quad (4.24)$$

Sendo que  $s$  é a área do cone do alto-falante (aproximadamente  $0,0133\text{m}^2$ ). A velocidade de volume encontrada aqui foi utilizada para medir as FRFs acústicas. Um breve comentário sobre unidades: a raiz quadrada do autoespectro da velocidade de partícula é dada em  $\text{m/s}$  e a área do cone é dada em  $\text{m}^2$ . Daí a velocidade de volume é dada em  $\text{m}^3/\text{s}$ .

A **terceira etapa** constitui-se na construção da matriz de FRFs acústicas mútuas entre os pontos de entrada. As FRFs da TAB. 4.5 foram calculadas a partir das séries temporais armazenadas seguindo as instruções descritas no início do item 4.4. As FRFs foram organizadas numa matriz  $[AC]$  de tamanho  $3 \times 1$ , conforme indicada a seguir.

$$[AC] = \begin{bmatrix} \frac{P_{mic1}}{Q_{mic1}} \\ \frac{P_{mic2}}{Q_{mic1}} \\ \frac{P_{mic3}}{Q_{mic1}} \end{bmatrix}_{3 \times 1} \quad (4.25)$$

Pode-se perceber que existem mais pontos de leitura de pressão sonora que os pontos de aplicação de velocidade de volume. Daí a matriz não ser quadrada. Os pontos extras ( $mic2$  e  $mic3$ ) alocados no compartimento do motor funcionam como redundância de informação para facilitar a inversão da matriz, conforme item 3.7.

Na **quarta etapa** são realizados os cálculos matriciais. A inversão da matriz  $[AC]$  se dá da mesma forma que a matriz  $[I]^{-PI}$  da equação (4.19). Assim,  $[AC]$  é uma matriz de tamanho  $3 \times 1$ , sua transposta tem tamanho  $1 \times 3$  e o resultado da operação matricial é uma matriz de tamanho  $1 \times 3$ .

A velocidade de volume operacional estimada relativa à posição do ventilador (ou ponto *mic1*) foi obtida, portanto, pela multiplicação do vetor de pressões sonoras  $\{P\}$  pela pseudoinversa da matriz de FRFs acústicas  $[AC]$ :

$$\{Q_{op}\}_{1 \times 1} = [AC]_{1 \times 3}^{-PI} \{P\}_{3 \times 1} \quad (4.26)$$

Na **quinta etapa**, a FRF acústica descrita na TAB. 4.3 foi calculada a partir das séries temporais, conforme equação (3.38):

$$\hat{H}_{pQ}(f) = \frac{\hat{G}_{Op}(f)}{\hat{G}_{QQ}(f)}$$

Na **sexta etapa**, a velocidade de volume operacional  $Q_{op}$  é multiplicada pela FRF  $H_{pQ}$ , conforme a equação (3.60):

$$R_{aéreo}(f) = H_{pQ}(f) \cdot Q_{op}(f) \quad (4.27)$$

Dessa forma encontrou-se a pressão sonora referente à influência da trajetória aérea, denominada contribuição da trajetória aérea.

## 5. ANÁLISE DE RESULTADOS

De acordo com os três métodos apresentados no capítulo anterior, os resultados dos procedimentos experimentais e computacionais para estimação da pressão sonora no semi-habitáculo devida às trajetórias aérea e estrutural são apresentados e analisados a seguir.

O primeiro ensaio realizado demonstrou que o ruído de fundo da câmara contamina consideravelmente os níveis medidos até 100 Hz, conforme GRAF. 5.1. O Nível de Pressão Sonora (NPS) medido no microfone de resposta (utilizado para os métodos de análise) com o protótipo em condição operacional (duas fontes ligadas e painel corta-fogo acoplado à estrutura) ficou comprometido nessa faixa de frequências. Entretanto, toda a faixa de frequências (0 a 2000 Hz) será apresentada e as considerações serão feitas no decorrer da análise.

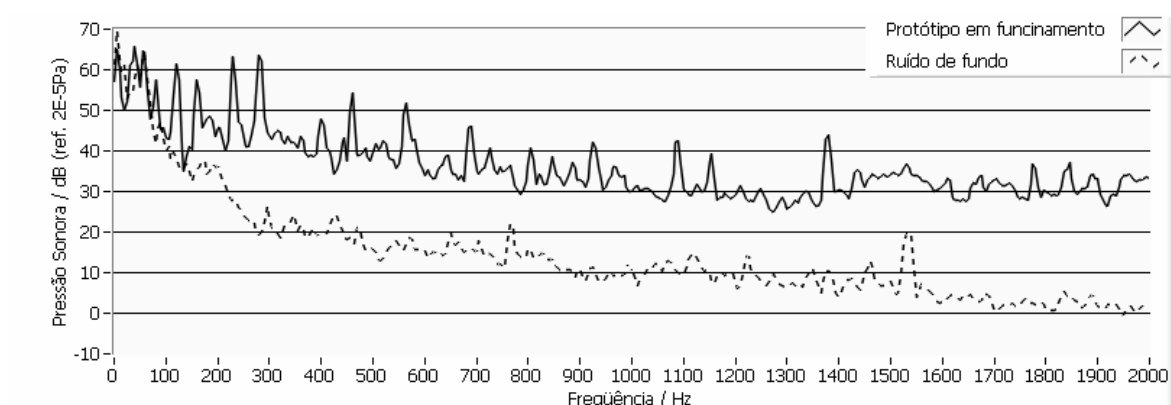


GRÁFICO 5.1 – Medição no habitáculo do ruído de fundo e ruído do protótipo em condição operacional

### 5.1 Resultado do isolamento físico das trajetórias

Os resultados das medições de NPS com o isolamento físico das trajetórias estão apresentados nos GRAF. 5.2 e 5.3, em relação ao ventilador e à bomba, respectivamente. Para o caso do ventilador, ao efetuar o desacoplamento do painel corta-fogo, a redução do NPS foi pequena, observada apenas entre 100 e 200 Hz e acima de 1400 Hz, em destaque no GRAF. 5.2. Isso mostra o predomínio do ruído aéreo em relação ao estrutural.

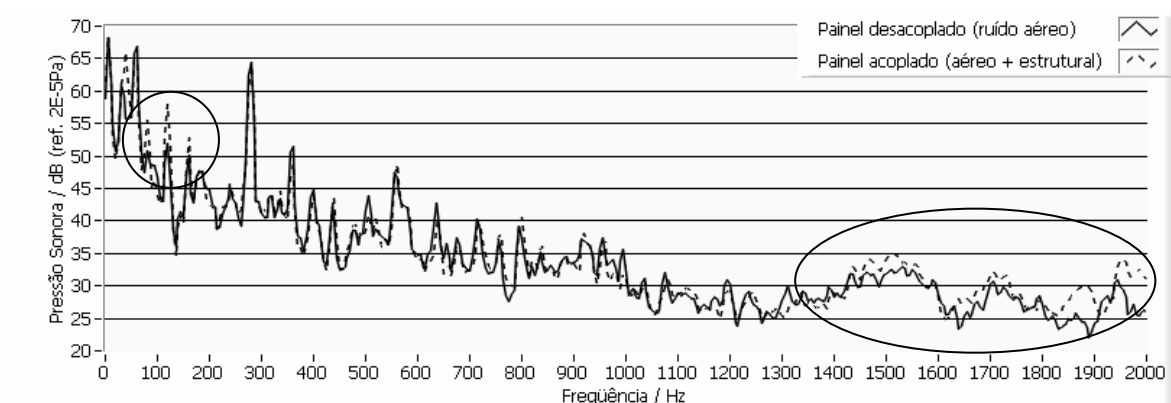


GRÁFICO 5.2 – Ruído no habitáculo com **ventilador** ligado: painel acoplado e desacoplado

Para o caso da bomba (GRAF. 5.3), o desacoplamento do painel reduziu consideravelmente o ruído medido no habitáculo, em praticamente toda a faixa de frequências útil. Alguns picos foram deslocados em frequência devido à diferença de comportamento das estruturas quando acopladas ou desacopladas. Esse efeito foi percebido mais no caso da bomba do que do ventilador, pois aquela está posicionada mais próxima do painel e em uma lateral da estrutura. Já o ventilador é instalado de forma simétrica ao eixo longitudinal.

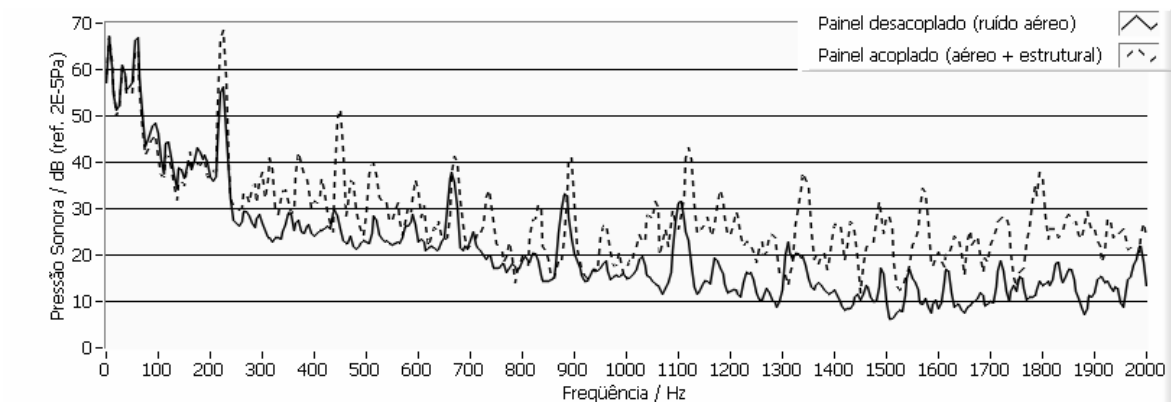


GRÁFICO 5.3 – Ruído no habitáculo com **bomba** ligada: painel acoplado e desacoplado

O **Procedimento 1** (item 4.4.1.1) realizou a subtração da energia das pressões medidas com o painel acoplado e desacoplado, conforme equação (4.2). Os resultados foram funções descontínuas, nas frequências em que o resultado da subtração era negativo, conforme linha sólida dos GRAF. 5.5 e 5.6.

Apesar de ter sido construído com o intuito de dissociar facilmente esses fenômenos, o protótipo não permitiu que o ruído estrutural fosse obtido através desse procedimento.

No **Procedimento 2** (item 4.4.1.2), a obtenção da FRF com a utilização do excitador eletrodinâmico relacionou a pressão sonora (medida à mesma distância observada no protótipo entre o microfone do habitáculo e o painel corta-fogo) e a aceleração em dois pontos do painel, permitindo avaliar o comportamento da sua irradiação. No GRAF. 5.4 estão apresentadas as FRFs entre cada ponto do painel e o microfone.

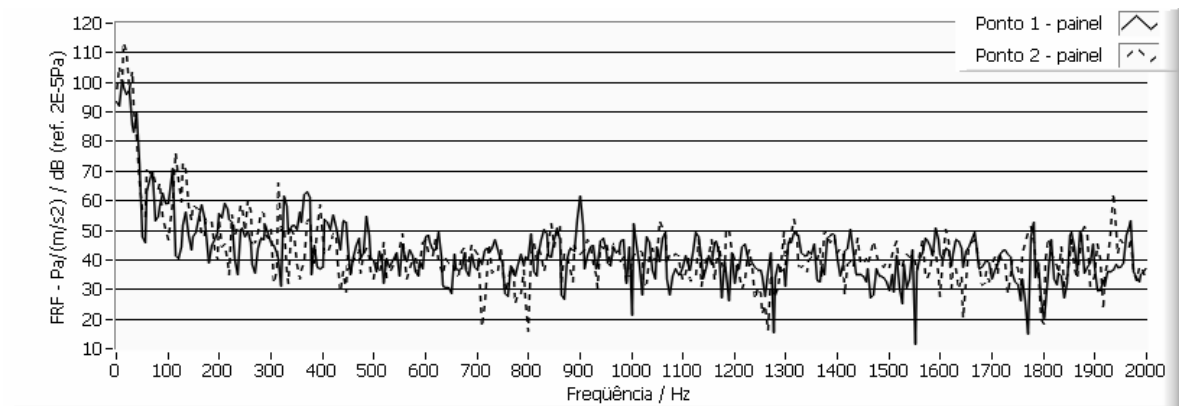


GRÁFICO 5.4 – FRFs entre a pressão sonora irradiada e a aceleração medida em dois pontos do painel

Com as fontes ligadas (uma por vez), as acelerações amostradas nos mesmos pontos do painel foram multiplicadas pelas FRFs e a média das respostas (equação (4.3)) está apresentada no GRAF. 5.5 (linha tracejada) para o caso do ventilador e no GRAF. 5.6 (linha tracejada) para o caso da bomba, . Esses resultados representam o ruído estimado no habitáculo exclusivamente provenientes da trajetória estrutural.

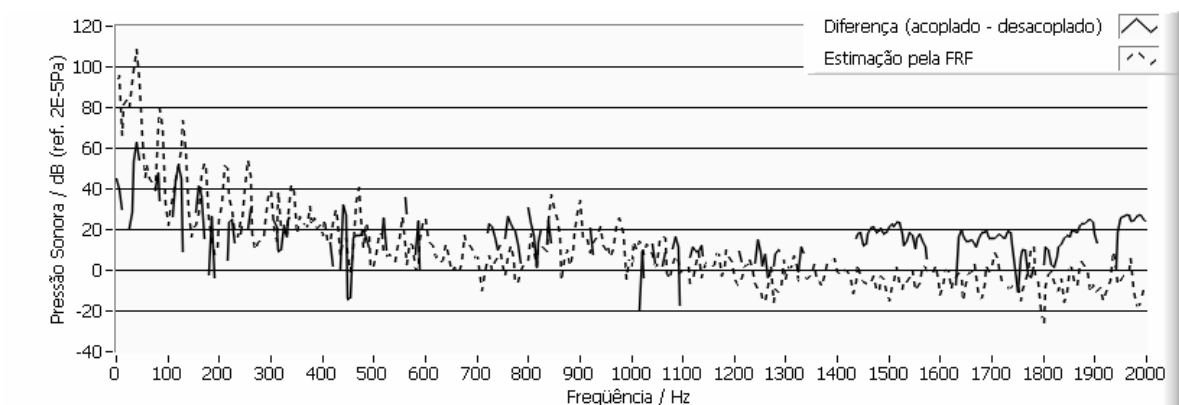


GRÁFICO 5.5 – Parcela estrutural do ruído do ventilador estimada por dois métodos

Do GRAF. 5.5, é difícil perceber o comportamento do ruído estrutural pela subtração (linha sólida), mas há uma tendência do nível estimado pela FRF (linha tracejada) de seguir este

comportamento. Para o ruído estrutural proveniente do ventilador foi considerado o estimado através da FRF (procedimento 2).

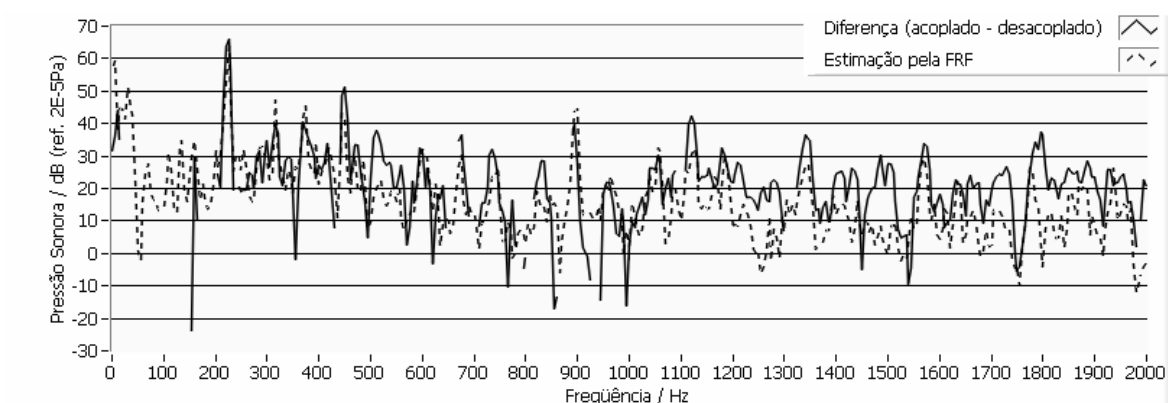


GRÁFICO 5.6 – Parcela estrutural do ruído da bomba estimada por dois métodos

Para o caso da bomba, também não foi possível encontrar o espectro do ruído estrutural para todas as frequências, pelo procedimento 1. O procedimento 2 (usando a FRF) permitiu obter uma função contínua (linha tracejada GRAF. 5.6) e se apresentou bastante semelhante ao espectro calculado pela diferença. O espectro estimado pela FRF foi considerado o ruído estrutural proveniente da bomba.

Desta forma foram estabelecidos, através do isolamento físico: o ruído aéreo (linha sólida do GRAF. 5.2) e estrutural (linha tracejada do GRAF. 5.5) do ventilador e o ruído aéreo (linha sólida do GRAF. 5.3) e estrutural (linha tracejada do GRAF. 5.6) da bomba. Esses parâmetros serão utilizados como base para comparação com as técnicas desenvolvidas neste trabalho.

## 5.2 Resultado da análise espectral em sistemas MISO

### 5.2.1 Desenvolvimento do método

Os primeiros testes (**primeira etapa**) realizados com a técnica da análise espectral em sistemas MISO, utilizando o Espectro de Saída Coerente (COSP) mostraram que a multiplicação (equação (3.24)) da função de coerência entre pressão no habitáculo e aceleração em uma das fixações do ventilador não resultou em uma boa estimção da parcela estrutural do ruído (GRAF. 5.7), pois a parcela que não é explicada pelo COSP é coerente com a entrada utilizada.

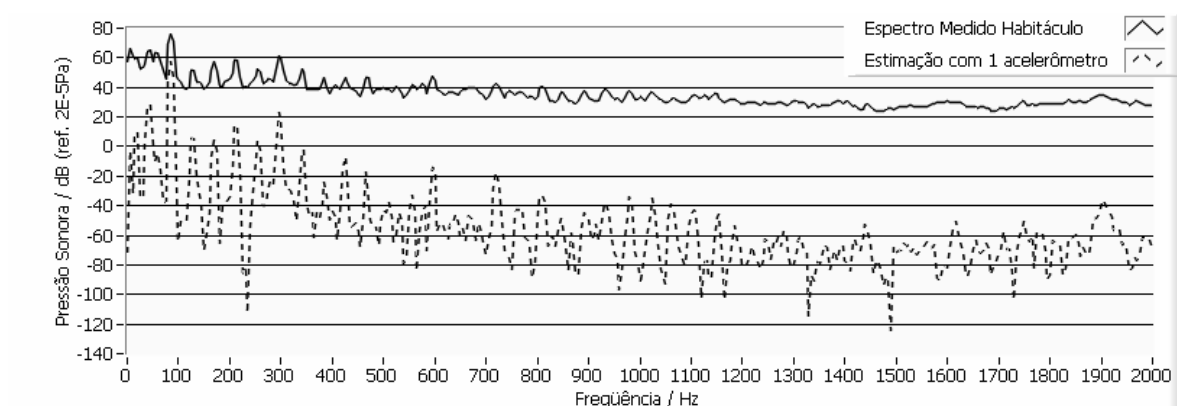


GRÁFICO 5.7 – Estimação da pressão sonora no habitáculo através do espectro de saída coerente utilizando um acelerômetro

Pela **segunda etapa**, o espectro de saída de coerência múltipla em sua versão matricial (equação (3.56)), utiliza o conceito da Função de Coerência Múltipla (MCF) a fim de encontrar a parcela da resposta medida no habitáculo que é proveniente de um conjunto de vários estímulos. A utilização de 12 GDLs (quatro pontos de fixação em três direções) do ventilador como estímulos mostrou, no GRAF. 5.8, uma sobreestimação dessa parcela, superando, em muito, o nível global medido.

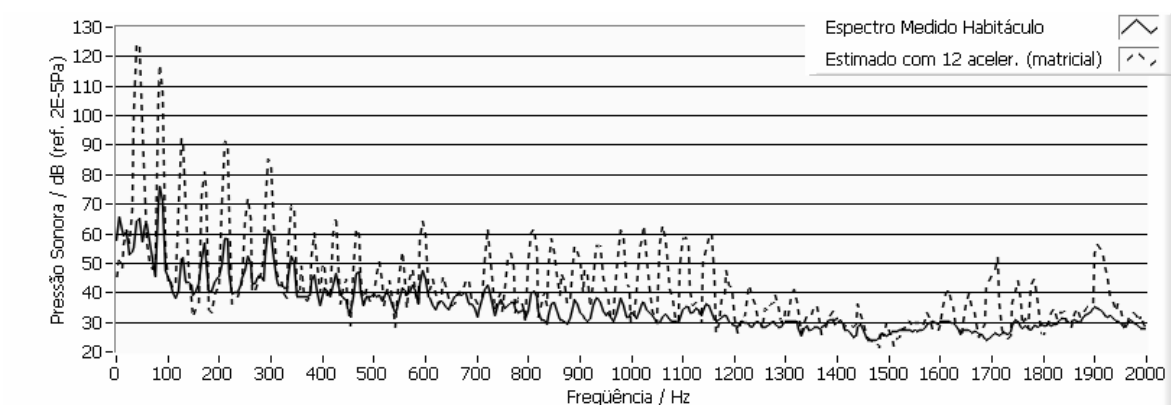


GRÁFICO 5.8 – Estimação da pressão sonora no habitáculo através de MCF utilizando 12 acelerômetros

Esse fato se deve à coerência entre as entradas de aceleração ser consideravelmente elevada. E foi constatado pelo GRAF. 5.9 que a função de coerência típica entre dois acelerômetros (linha tracejada) é bastante elevada em várias frequências, em comparação com a coerência entre dois microfones (linha sólida) localizados no compartimento do motor.

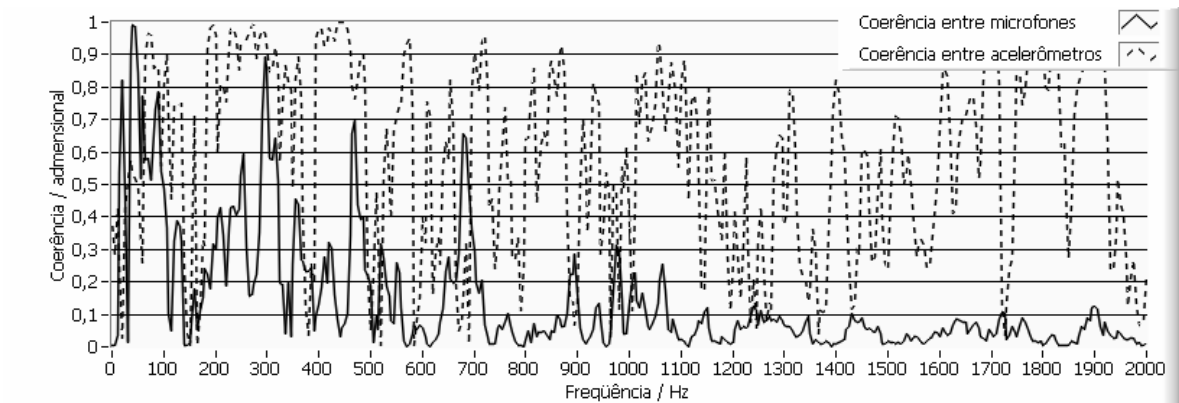


GRÁFICO 5.9 – Funções de coerência típicas entre dois microfones do compartimento motor (–) e entre dois acelerômetros das fixações do ventilador (– –)

A aplicação de força pela fonte na estrutura se dá em vários pontos. O comportamento da fonte é transferido para esses pontos e os sinais medidos apresentam coerência entre si. Quando se aplica a MCF, muita informação redundante é utilizada, o que acaba determinando a sobreestimação observada. A técnica da Decomposição em Valores Singulares (SVD), ao ser aplicada na inversão da matriz de espectros cruzados para obtenção da Função de Coerência Múltipla (MCF), permitiu que as entradas (acelerações medidas) fossem decorrelacionadas.

Na **terceira etapa**, a aplicação em conjunto dessas duas técnicas mostrou ser consistente, pois a parcela estrutural do ruído, mesmo utilizando 12 pontos de entrada coerentes, apresentou-se menor que a pressão sonora global medida no habitáculo, conforme GRAF. 5.10 ao ser comparado ao GRAF. 5.8.

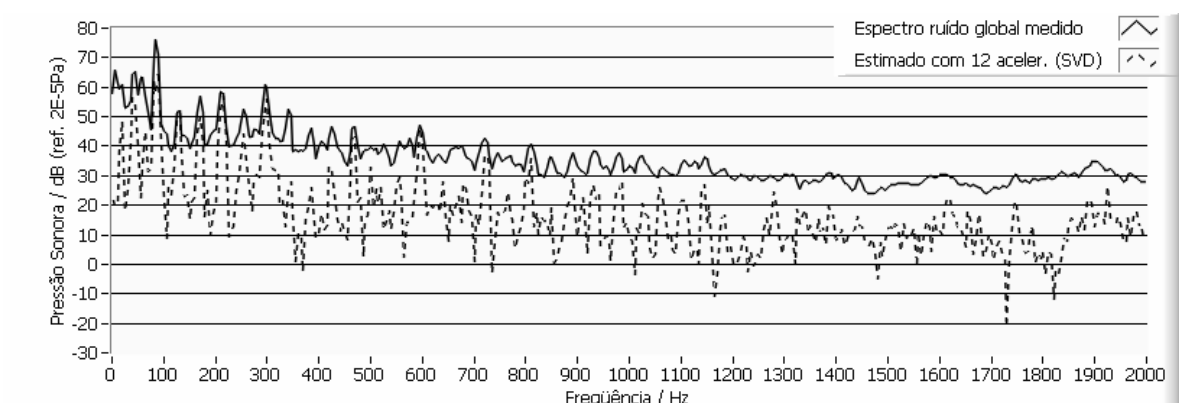


GRÁFICO 5.10 – Estimação da pressão sonora no habitáculo através de MCF e SVD com 12 acelerômetros

Para ilustrar o efeito do uso da SVD, nos GRAF. 5.11 e 5.12 estão os resultados da estimação do ruído estrutural utilizando 2 e 12 pontos como entrada. No primeiro aplicou-se somente a



Função de Coerência Múltipla e no segundo foi adicionada a técnica da decomposição para descorrelacionar as entradas.

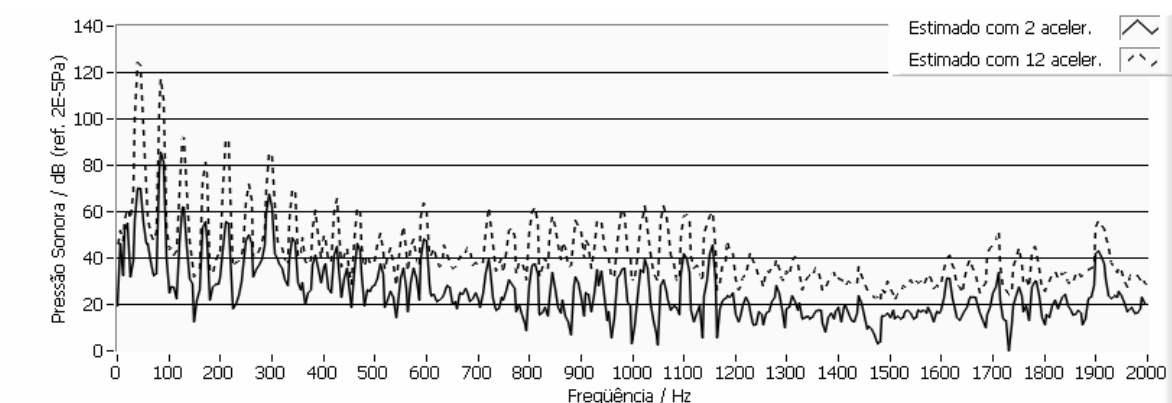


GRÁFICO 5.11 – Estimação da pressão sonora sem SVD utilizando 02 e 12 acelerômetros

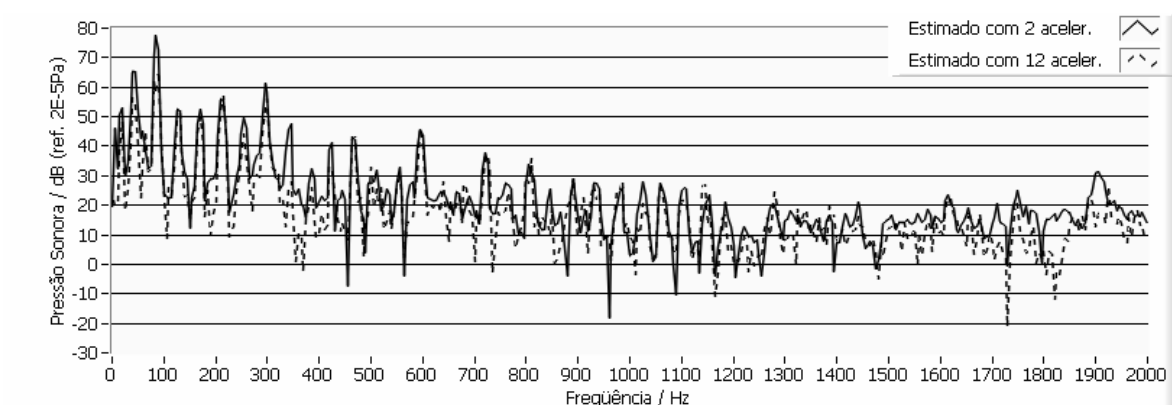


GRÁFICO 5.12 – Uso da SVD para 02 e 12 acelerômetros

Percebe-se que, com o aumento do número de pontos de entrada (de 2 para 12), o uso da SVD evita que a resposta seja estimada de forma incorreta, pois elimina a informação redundante entre as entradas coerentes.

Por outro lado, se a coerência entre as entradas for pequena, como é o caso mostrado no GRAF. 5.9 (linha sólida) para dois microfones, a aplicação da SVD apresentou uma tendência a subestimar a pressão, como pode ser observado no GRAF. 5.13. Com a utilização da técnica a estimação da pressão sonora ficou abaixo da estimação apenas com a MCF, notadamente entre as frequências de 400 e 1400 Hz, em destaque.

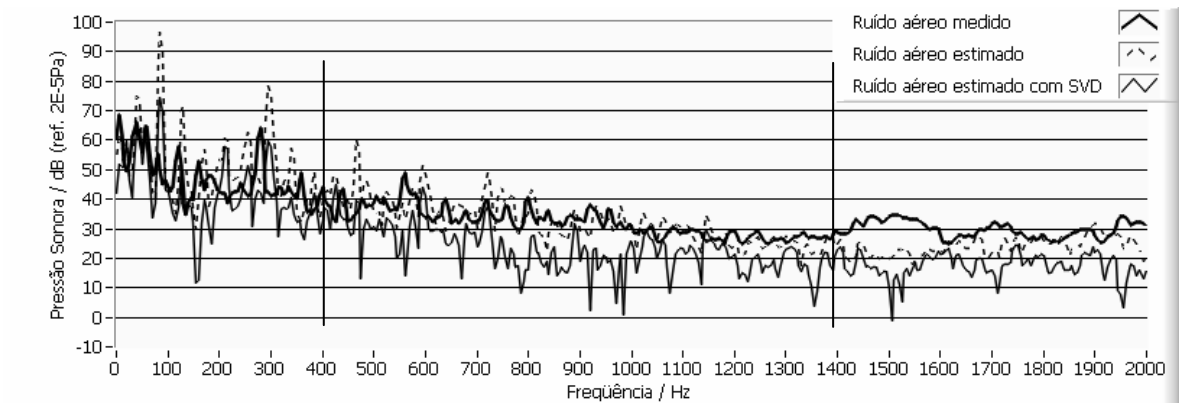


GRÁFICO 5.13 – Estimação da pressão com (–) e sem (–) o uso da SVD em entradas pouco coerentes

Essa sensibilidade da SVD se deve ao critério utilizado para a reconstrução da matriz de espectros cruzados (**quarta etapa** do item 4.4.2.1). A porcentagem de informação do espectro original contido no espectro reconstruído demonstrou ser o limiar entre informação e ruído espúrio. Para estabelecer esse critério experimentalmente, procurou-se encontrar a maior porcentagem de espectro reconstruído (para evitar perda de informação importante) que não fizesse a Função de Coerência Múltipla ultrapassar a unidade. Para o caso deste estudo, “ultrapassar a unidade” significaria utilizar os desvios do modelo ideal para reconstruir os espectros, o que não seria interessante.

No GRAF. 5.14 estão apresentadas as pressões estimadas utilizando três dos critérios que foram testados. O critério de 95% demonstrou ser o mais adequado para este estudo pois a MCF atingiu os maiores valores sem ultrapassar a unidade. Ao ser comparado ao ruído medido, o critério de 95% também foi o que apresentou menor diferença, demonstrando que o método para estabelecimento do critério pareceu ser adequado.

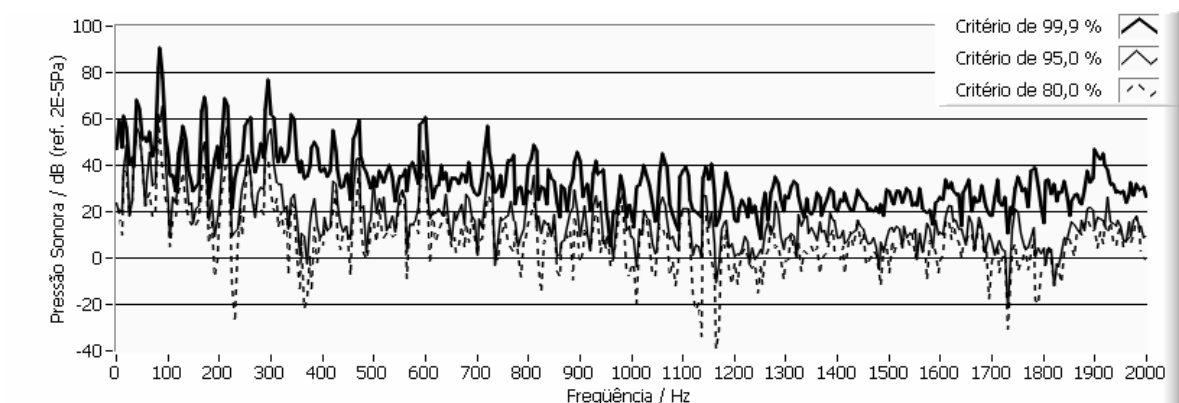


GRÁFICO 5.14 – Efeito do critério de reconstrução da matriz na estimação da pressão sonora

### 5.2.2 Fonte única

Na condição em que somente o **ventilador** está **ligado**, foram aplicados os resultados obtidos com o desenvolvimento do método no item anterior, que estão descritos no item 4.4.2.2. No GRAF. 5.15 estão comparadas as pressões sonoras estimada (pela técnica apresentada) e “medida” (pelo método de isolamento físico das trajetórias) para o ruído estrutural. O ruído aéreo foi apresentado no GRAF. 5.13 (linha tracejada).

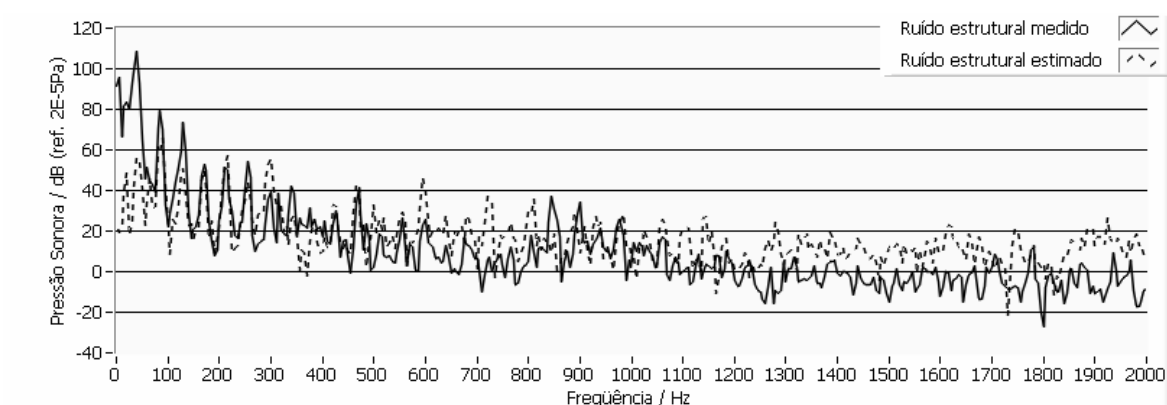


GRÁFICO 5.15 – Comparação entre o ruído estrutural medido e estimado por MISO

A soma do ruído aéreo e estrutural consiste no ruído total estimado pelo método MISO. No GRAF. 5.16 está o comparativo entre este e o ruído global medido. Percebe-se que existe a sobre-estimação em baixas frequências e a subestimação em altas frequências. Para o último caso de forma moderada.

Para o caso dos picos percebidos nas frequências até 500 Hz, a sobre-estimação está mais ligada à trajetória aérea, conforme pode ser observado no GRAF. 5.17. Pelo fato de se ter trabalhado próximo à frequência de corte da câmara, é provável que as respostas tenham apresentado mais energia em determinadas frequências, o que aumentou a importância da trajetória aérea. Entretanto, não é objetivo no instante do presente trabalho avaliar a imunidade da técnica ao ambiente.

Outro fator que pode explicar as diferenças entre o que foi medido e estimado é que o painel irradia ruído para ambos os lados. Parte da pressão sonora que os microfones instalados no compartimento do motor estão medindo é devida ao painel. A utilização futura de um sensor no painel poderia servir de caminho de realimentação para o sistema no cálculo do método MISO.

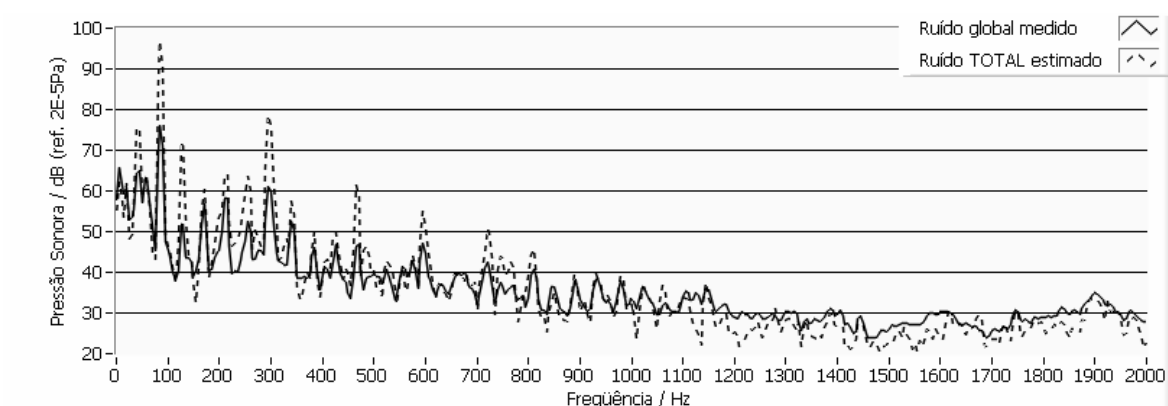


GRÁFICO 5.16 – Comparação entre o ruído global medido e total estimado por MISO

O GRAF. 5.17 representa uma forma intuitiva de analisar o resultado final. A influência do ruído estrutural se dá em picos bem definidos que, provavelmente, coincidem com as frequências naturais do painel. Entre esses picos a contribuição da trajetória aérea é que determina o ruído global, sendo que, a partir de 1100 Hz (destaque), praticamente a trajetória aérea é a predominante.

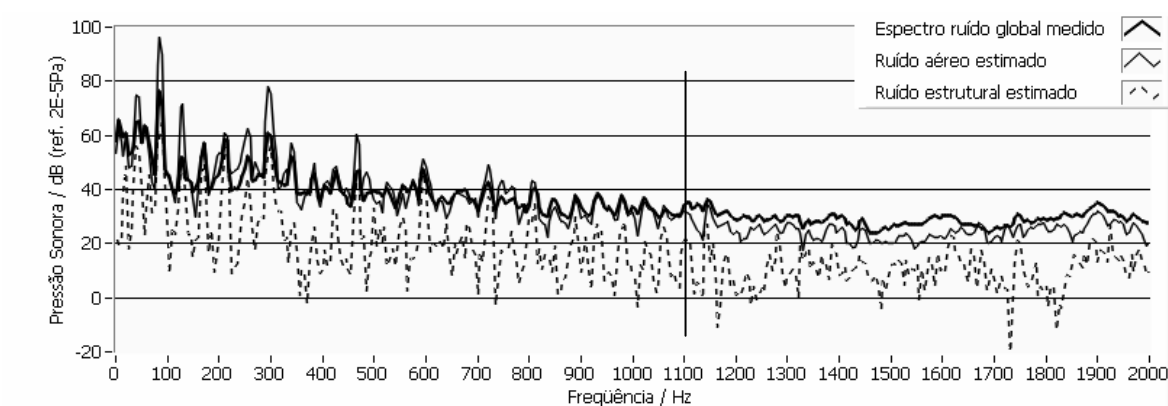


GRÁFICO 5.17 – Comparação entre o ruído global medido e a parcelas estimadas aérea e estrutural com ventilador ligado

### 5.2.3 Fontes simultâneas

O experimento realizado com as **duas fontes** (ventilador e bomba) **ligadas** permitiu a avaliação da técnica MISO em ambiente com fontes simultâneas não correlacionadas, conforme procedimentos computacionais do item 4.4.2.3.

As trajetórias estrutural (GRAF. 5.18) e aérea (GRAF. 5.19) do ventilador apresentaram estimativas coerentes, mas um pouco piores quando comparadas ao caso de fonte única.

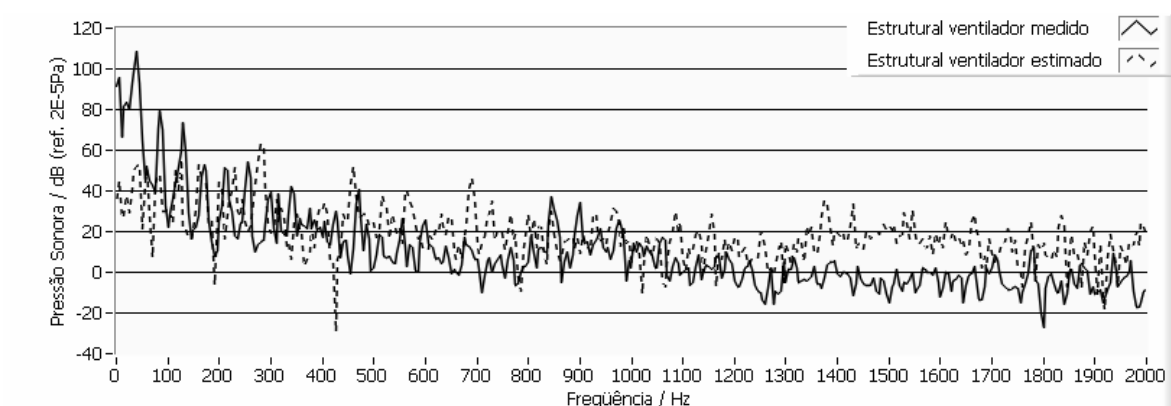


GRÁFICO 5.18 – Ruído estrutural medido e estimado proveniente do ventilador com fontes simultâneas

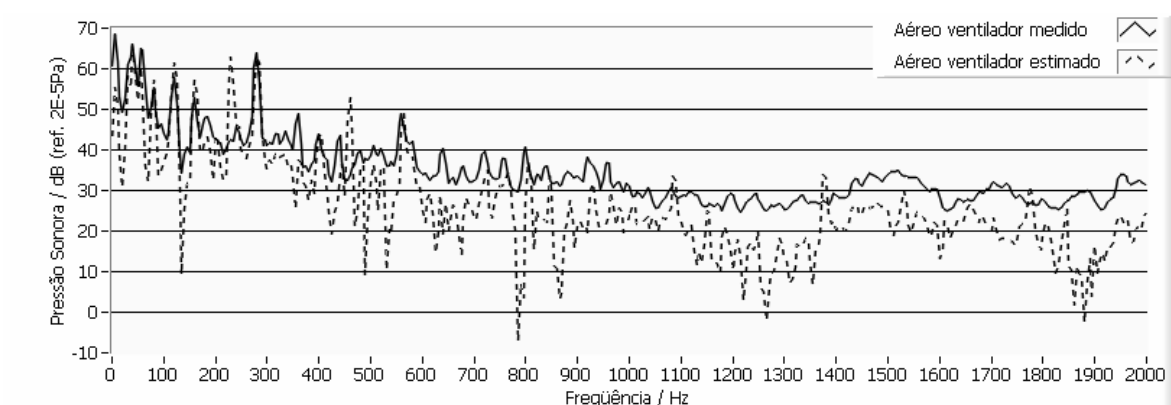


GRÁFICO 5.19 – Ruído aéreo medido e estimado proveniente do ventilador com fontes simultâneas

Para o caso da bomba, tanto na trajetória estrutural (GRAF. 5.20) como aérea (GRAF. 5.21), a estimativa ficou inconsistente, pois as curvas não tendem para o mesmo comportamento. Em várias frequências, aparecem picos na medição e vales na estimativa.

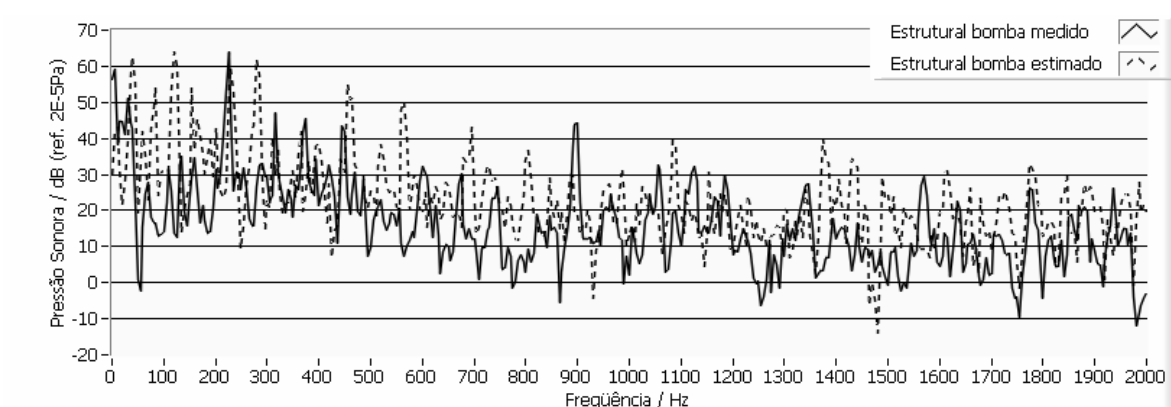


GRÁFICO 5.20 – Ruído estrutural medido e estimado proveniente da bomba com fontes simultâneas

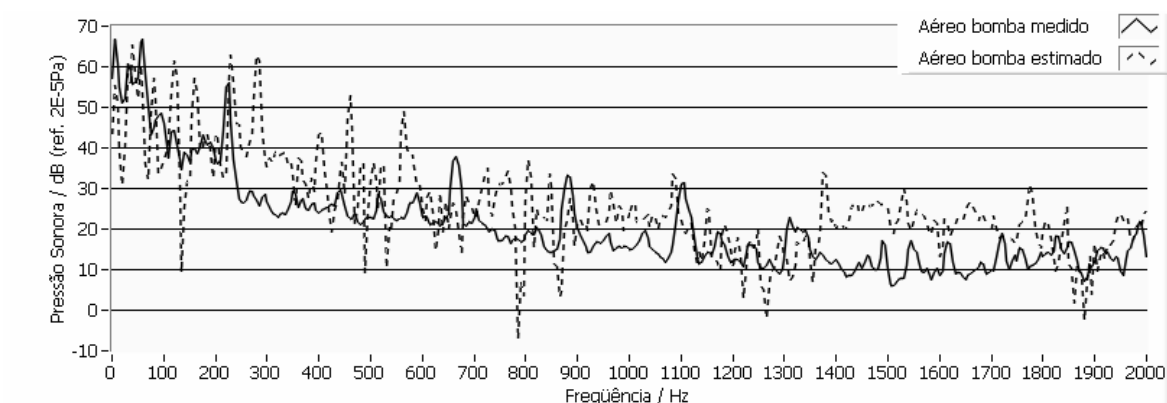


GRÁFICO 5.21 – Ruído aéreo medido e estimado proveniente da bomba com fontes simultâneas

A avaliação dos fenômenos físicos indica que, como a contribuição medida foi feita com apenas a bomba funcionando, na avaliação de fontes simultâneas as forças exercidas pelo ventilador na estrutura e a sua energia irradiada sobrepuseram-se aos respectivos referentes à bomba e seu efeito foi mascarado. Pelo GRAF. 5.22, percebe-se que a condição de estimação da pressão sonora pela bomba se assemelha a do ventilador quando só este está ligado (GRAF. 5.17).

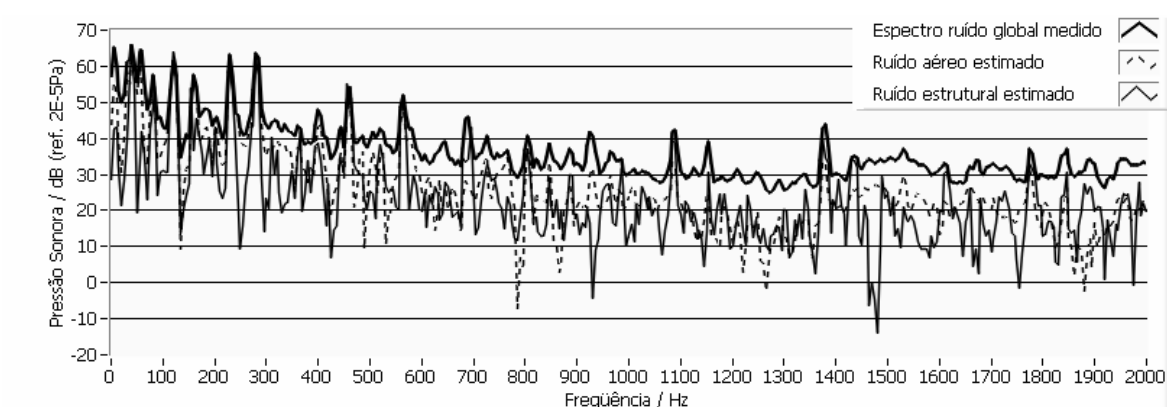


GRÁFICO 5.22 – Comparação entre o ruído global medido e a parcelas estimadas aérea e estrutural da bomba com duas fontes ligadas

### 5.3 Resultado da aplicação da TPA

O Método da Inversão Matricial (item 4.4.3) foi aplicado para a condição em que apenas o ventilador estava em funcionamento. As avaliações das trajetórias aérea e estrutural foram realizadas independentemente.

### 5.3.1 Trajetória estrutural

No GRAF. 5.23 estão apresentadas 2 das 192 FRFs que compõem a matriz de inertâncias  $[I]$  descrita na equação (4.18). Não foram apresentadas todas as FRFs, devido à grande quantidade de dados adquiridos.

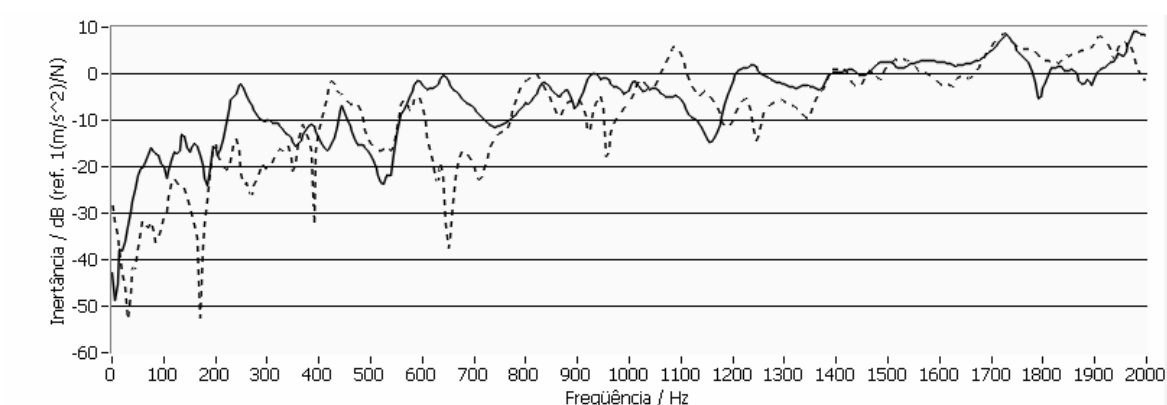


GRÁFICO 5.23 – FRFs típicas entre dois pontos de aplicação de força

No GRAF. 5.24 estão apresentadas as acelerações operacionais em dois GDLs de fixação do ventilador. Esses são 2 dos 16 espectros do vetor  $\{A\}$  de acelerações operacionais descrito na equação (4.17). O comportamento das vibrações é semelhante: em baixas frequências aparecem picos harmônicos com fundamental em 40 Hz, em destaque. O desbalanceamento do ventilador provavelmente é a causa dessas vibrações: na rotação operacional de 2300 rpm, a frequência de desbalanceamento é aproximadamente 38 Hz.

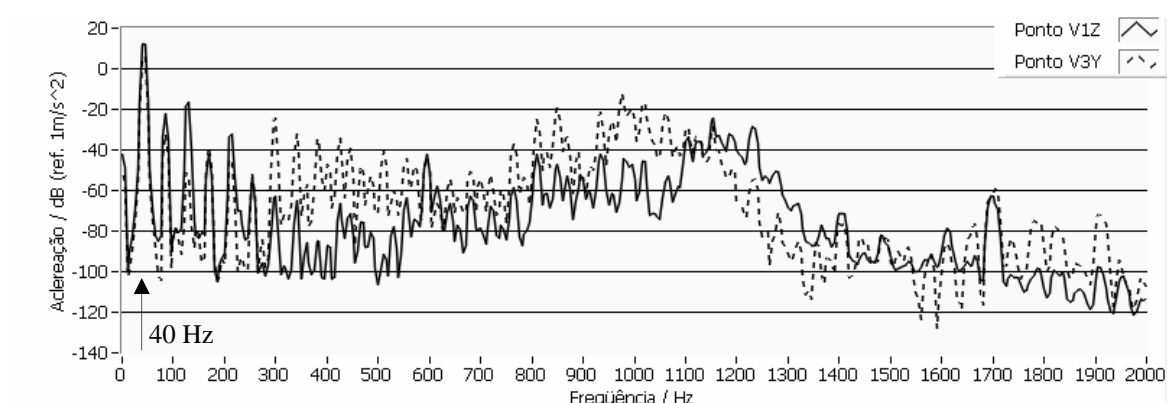


GRÁFICO 5.24 – Espectros das acelerações operacionais em dois GDLs de fixação do ventilador

Conforme equação (4.20), a inversa da matriz de inertâncias multiplicada pelo vetor de acelerações operacionais estima as forças operacionais. Para os mesmos pontos apresentados no GRAF. 5.24, as forças estimadas aparecem no GRAF. 5.25.

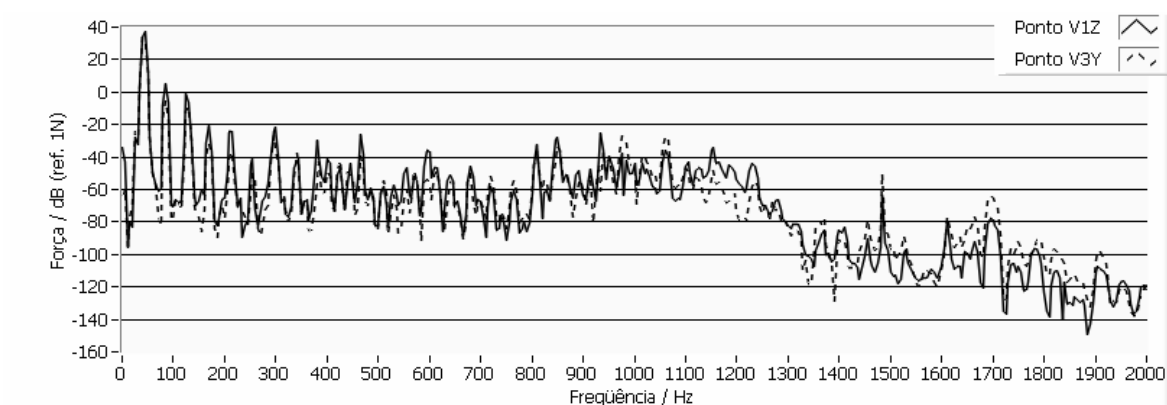


GRÁFICO 5.25 – Espectros das forças operacionais estimadas em dois GDLs de fixação do ventilador

Percebe-se pelo GRAF. 5.25 que os espectros são bastante semelhantes, apesar de as acelerações operacionais não apresentarem tanta similaridade. Fisicamente era esperado um comportamento mais semelhante devido à simetria da localização da fonte na estrutura. Acontece que a operação entre a matriz de inertâncias invertida e o vetor de acelerações compensa o efeito cruzado de um ponto de aplicação de força em outro. Pode-se considerar um procedimento com efeito parecido ao utilizado na técnica MISO: as entradas são decorrelacionadas. Nessa técnica, os pontos extras criaram redundância de informação e a inversão da matriz, por isso, não apresentou problemas, conforme evidenciado por Martens (2000).

As FRFs vibroacústicas descritas na TAB. 4.2 representam em si as próprias trajetórias de transferência. Essas funções descrevem o caminho entre o ponto onde a força é aplicada e a resposta medida pelo microfone no habitáculo. No GRAF. 5.26 estão apresentadas 2 das 12 FRFs obtidas, referentes aos pontos citados anteriormente.

A pressão sonora estimada para cada uma das 12 trajetórias estruturais individuais é a multiplicação da força estimada (GRAF. 5.25) pela FRF vibroacústica (GRAF.5.26), conforme equação (4.22). O ruído estimado pela trajetória estrutural foi obtido através da soma da contribuição das 12 trajetórias e está apresentada no GRAF. 5.27 (linha tracejada). Em comparação com o ruído estrutural medido, percebe-se uma boa aproximação até 1300 Hz, com exceção dos vales que ficaram mais pronunciados até 400 Hz.



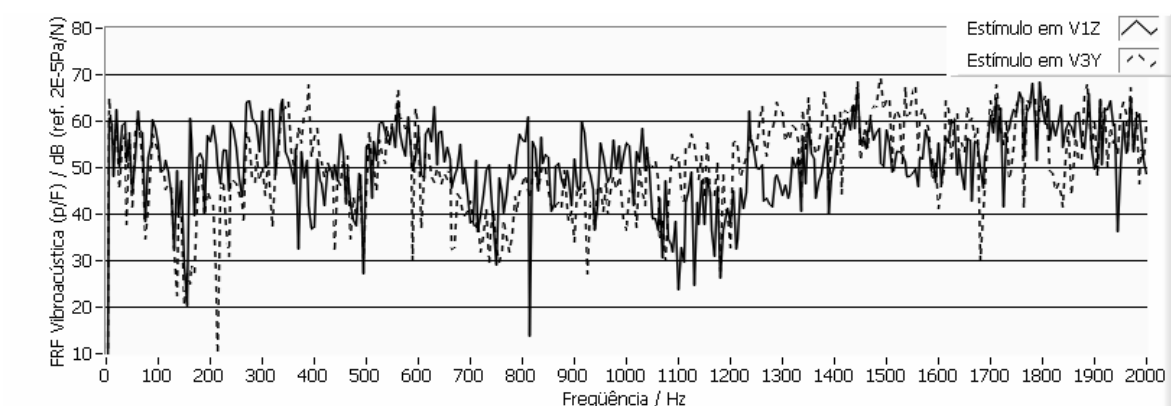


GRÁFICO 5.26 – FRF Vibroacústica entre dois GDLs de fixação do ventilador e o microfone do habitáculo

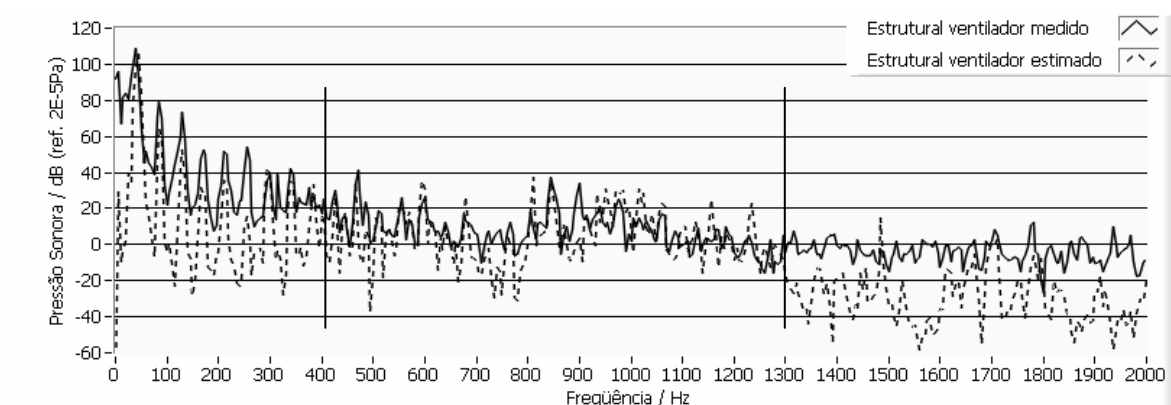


GRÁFICO 5.27 – Comparação entre o ruído estrutural medido e o estimado pelo método da TPA

### 5.3.2 Trajétoria aérea

No GRAF. 5.8 estão 2 das 3 FRFs que compõem a matriz de inertâncias  $[AC]$  descrita na equação (4.25). Lembrando que, para este caso, o alto-falante foi instalado próximo ao ventilador.

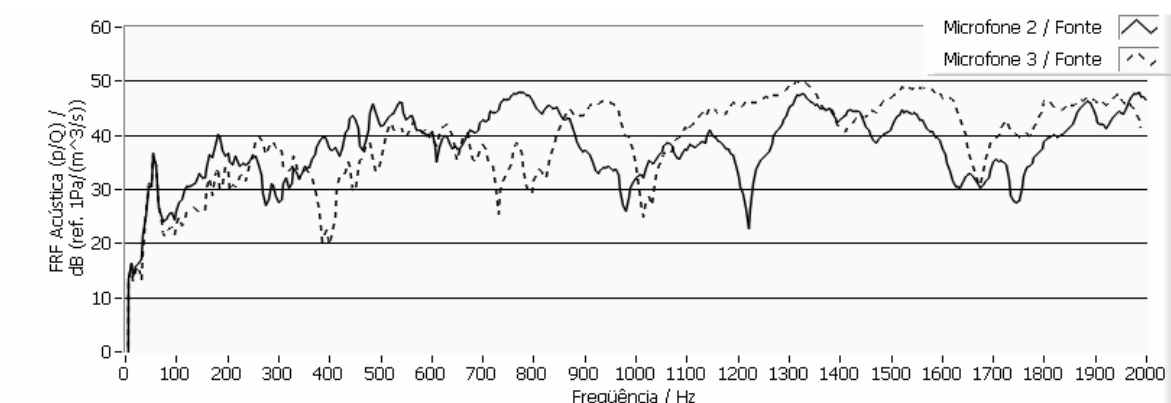


GRÁFICO 5.28 – FRFs acústicas entre a fonte e os pontos extras no compartimento do motor

No GRAF. 5.29 estão apresentados os espectros dos níveis de pressão sonora operacionais (ventilador ligado) em dois pontos (*mic2* e *mic3*). Esses são 2 dos 3 espectros do vetor  $\{P\}$  descrito na equação (4.23). Além das frequências harmônicas de 40 Hz, resultantes da resposta da chapa à excitação estrutural (explicado anteriormente), outra componente próxima a 300Hz e sua harmônica em 600 Hz ficaram evidentes. É provável que seja a frequência de pás do ventilador: 40 Hz da rotação do ventilador multiplicada por 7 pás, totaliza 280 Hz, em destaque.

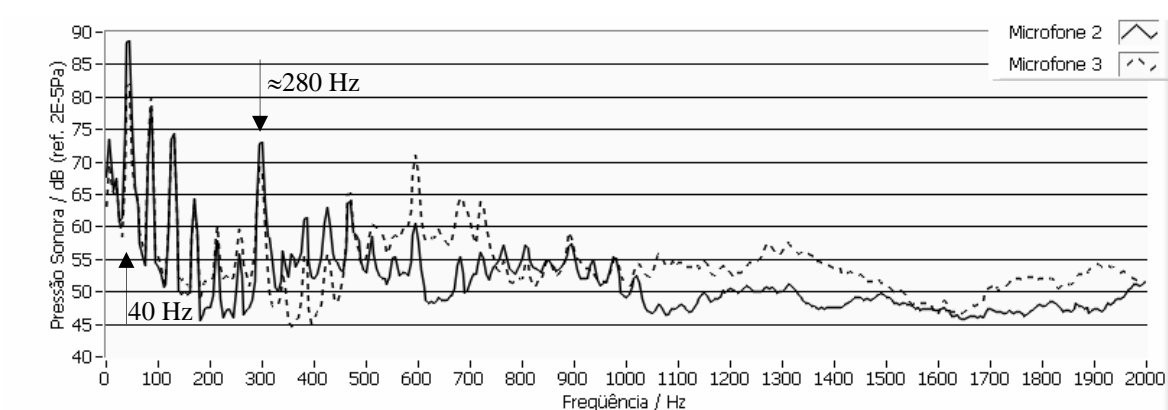


GRÁFICO 5.29 – Níveis de pressão sonora operacionais dos microfones extras no compartimento do motor

A velocidade de volume do alto-falante, quando este é submetido a um ruído branco de forma constante, está apresentada no GRAF. 5.30 e foi obtida da equação (4.24). Ela foi considerada como grandeza de entrada para todas as FRFs acústicas estimadas com o uso do alto-falante.

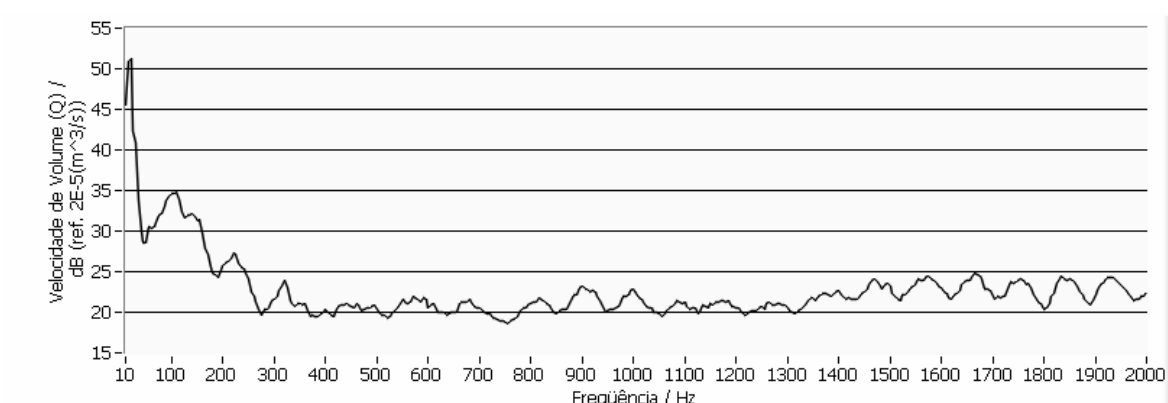


GRÁFICO 5.30 – Espectro da velocidade de volume medida próximo ao alto-falante

No GRAF. 5.31 está apresentada a velocidade de volume operacional (em analogia à força na trajetória estrutural). Foi obtida através da equação (4.26) e representa a força acústica que está sendo aplicada pela fonte no volume de ar do compartimento do motor.

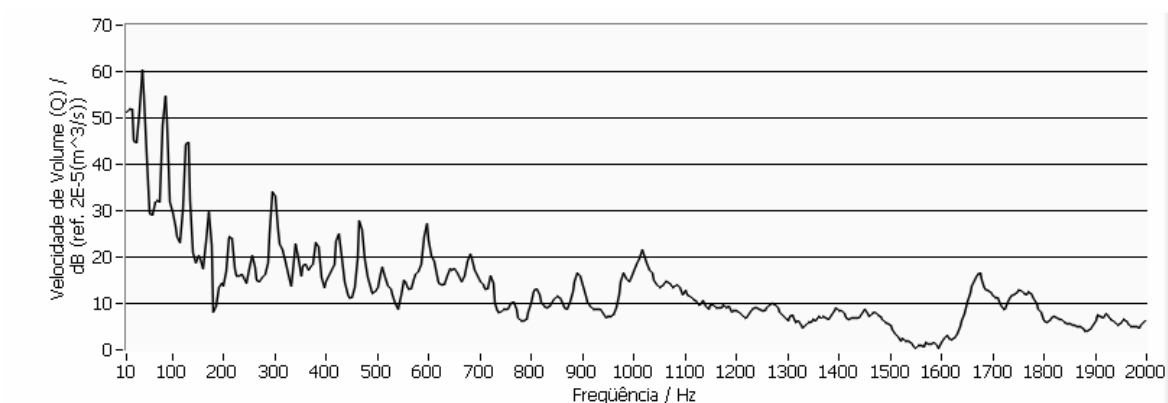


GRÁFICO 5.31 – Velocidade de volume operacional estimada na fonte (ventilador)

Apenas uma trajetória aérea entre o ventilador e o receptor foi quantificada (GRAF. 5.32), conforme equação (3.38). Fisicamente, essa trajetória representa todos os caminhos que o ruído encontra para sair da fonte e encontrar o receptor: passagem por frestas, caminhos livres de barreiras já que o semi-habitáculo não é totalmente isolado, caminhos que consideram a difração do ruído ao passar pelos painéis, incluindo ruídos que nascem aéreos se transformam em energia estrutural e se tornam aéreos novamente.

Percebe-se pelo GRAF. 5.32, que a trajetória aérea apresenta picos de amplificação, sendo que os primeiros nas frequências de 80 e 280 Hz. Em 80 Hz pode estar ligado a alguma ressonância do painel, ou a algum modo da sala, ou até mesmo ao ruído de fundo que é elevado até 100 Hz. Em 280 Hz não há relação que se possa fazer com nenhum fenômeno que não seja a própria característica física da trajetória. Em análise conjunta com a dinâmica do ventilador, existe a coincidência com a frequência fundamental deste (280 Hz conforme descrito anteriormente).

A pressão sonora estimada pela trajetória aérea, resultado da equação (4.27), está apresentada no GRAF. 5.33 (linha tracejada). Em comparação com a pressão medida (linha sólida), nota-se deslocamentos de alguns picos em frequências abaixo de 600 Hz, em destaque. Como a medição do ruído aéreo mantém o painel desacoplado (suspensão por elásticos) da estrutura, o comportamento daquele pode ter sido alterado. Ao ser excitado via aérea, o painel respondeu de forma diferente da condição em que estava acoplado.

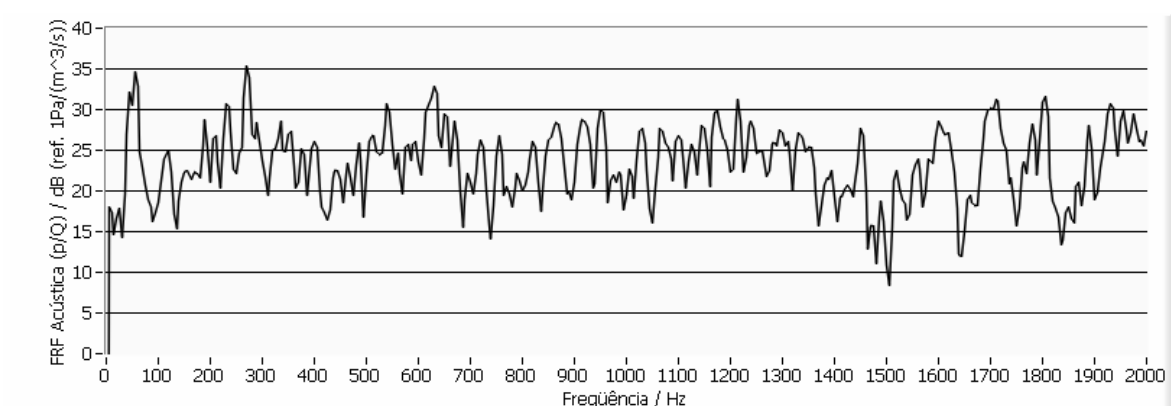


GRÁFICO 5.32 – FRF acústica entre a fonte e o receptor

Acima de 100 Hz o ruído aéreo estimado manteve o comportamento observado no espectro medido, com exceção das frequências em torno de 1500 Hz (destaque).

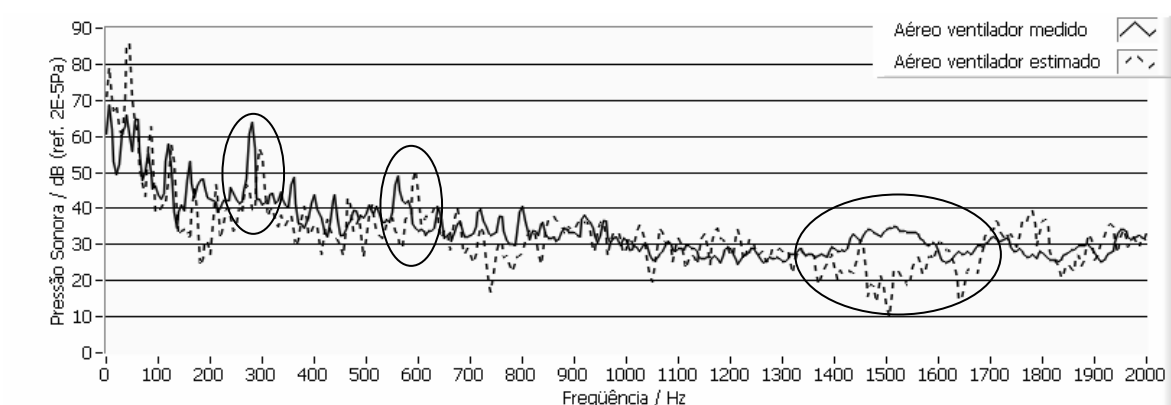


GRÁFICO 5.33 – Comparação entre a pressão sonora estimada e medida no receptor

#### 5.4 Análise comparativa

A comparação entre o ruído medido (isolamento físico), o ruído estimado pelo método MISO e o ruído estimado pelo método da TPA, para o caso em que apenas o ventilador é a fonte, estão apresentados a seguir.

No resultado do ruído estrutural (GRAF. 5.34), entre 100 e 600 Hz (destaque), a metodologia MISO apresentou uma estimativa mais aproximada do ruído medido. Já para o método da TPA, os níveis entre os harmônicos de 40 Hz foram subestimados e, nos picos, os níveis apresentaram-se semelhantes aos medidos. Entre as frequências de 800 e 1200 Hz os comportamentos de ambas as técnicas foram semelhantes e com níveis próximos aos medidos.

Acima de 1300 Hz (em destaque), a técnica MISO sobreestimou os níveis medidos enquanto a TPA subestimou.

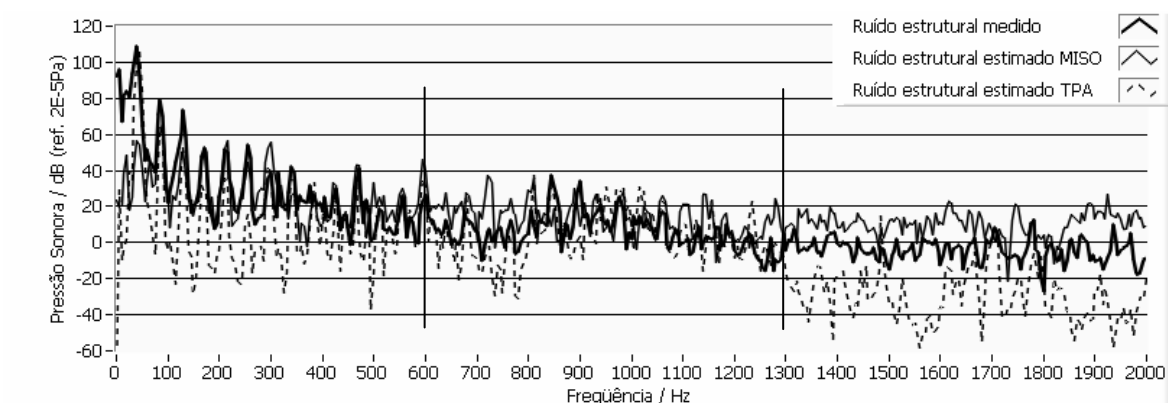


GRÁFICO 5.34 – Comparação entre o ruído estrutural medido e estimado pelas duas técnicas

Para o caso do ruído aéreo (GRAF. 5.35), entre 100 Hz e aproximadamente 600 Hz (em destaque) a TPA estimou de forma mais aproximada os níveis medidos. Acima de 800 Hz, o comportamento das técnicas foi semelhante, com tendência à TPA ser melhor.

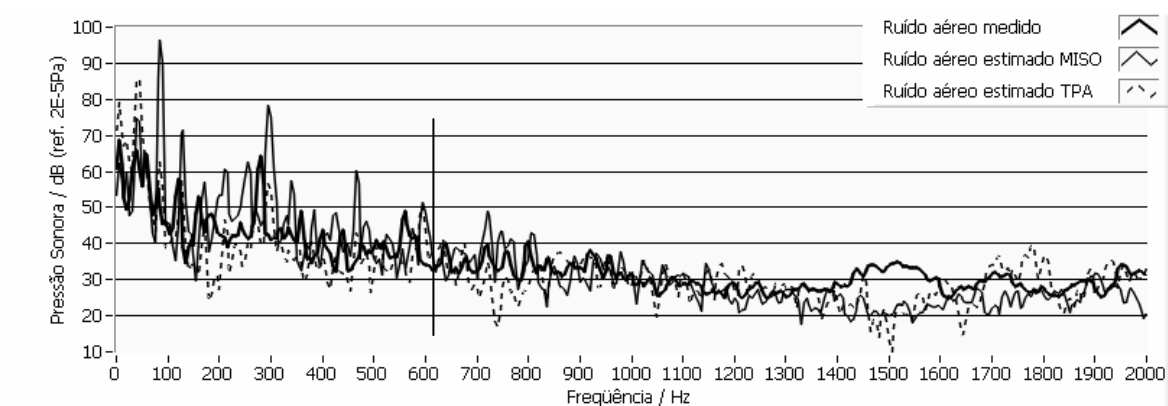


GRÁFICO 5.35 – Comparação entre o ruído aéreo medido e estimado pelas duas técnicas

Os GRAF. 5.36 a 5.38 apresentam a contribuição de cada trajetória (medida ou estimada) em relação ao ruído global medido, para os casos do isolamento físico de trajetórias (GRAF. 5.36), da técnica de análise espectral em sistemas MISO (GRAF. 5.37) e da técnica de TPA (GRAF.5.38). Essa análise comparativa permite a identificação da contribuição das trajetórias em todo o espectro considerado. A linha sólida espessa representa o ruído global medido no habitáculo, a linha sólida delgada descreve o ruído aéreo e a linha tracejada o ruído estrutural.

Resultados comuns aos três casos podem ser observados. Para o protótipo em análise, a parcela do ruído referente à trajetória aérea é predominante em quase todo o espectro. O ruído proveniente da trajetória estrutural contribuiu para o ruído global em frequências específicas distribuídas nas faixas de 100 a 500 Hz e 800 a 1000 Hz, destacadas no GRAF. 5.36. Esse comportamento evidenciado no resultado medido (isolamento físico de trajetórias) se comprovou nos resultados estimados pelos dois métodos (MISO e TPA).

O fato de a contribuição estrutural ter sido considerável apenas em baixas frequências com picos bem definidos representa o comportamento físico esperado da resposta da chapa à excitação do ventilador. Entre esses picos o ruído global medido não apresenta vales tão destacados pois o ruído aéreo passa a ser predominante. Acima de 500 Hz era esperado o domínio do ruído aéreo como foi comprovado, mas percebe-se algumas contribuições referentes a picos específicos do ruído estrutural, que não seriam facilmente identificáveis sem a utilização das técnicas adotadas. Esses picos de alta frequência podem ter sido gerados por estruturas menores como as tubulações que ficam em torno do painel e que sustentam o protótipo.

O ruído pela trajetória aérea na técnica MISO sobreestimou o medido, enquanto o resultado da TPA se mostrou mais adequado (também pelo GRAF. 5.35).

Para o caso do ruído estrutural, GRAF. 5.34, o resultado obtido por MISO se mostrou mais adequado. Entretanto, devido à dificuldade em se obter resultados dessa natureza e devido ao ruído estrutural considerado “medido” ser também uma estimativa a partir da resposta individual do painel, é prudente considerar que o comportamento do ruído estrutural tem a característica de contribuir com picos específicos em baixa frequência e diminuir sua influência com o aumento da frequência. Ao evitar classificar qual método é mais adequado, pretende-se utilizá-los para comprovar mutuamente qual a possível contribuição da parcela do ruído estrutural, conforme apresentado anteriormente.

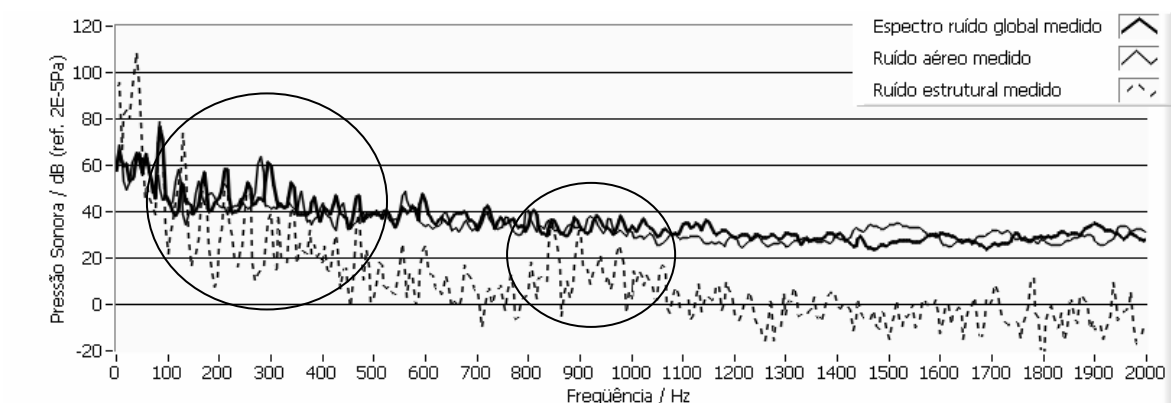


GRÁFICO 5.36 – Contribuição individual das trajetórias **medidas** no ruído medido

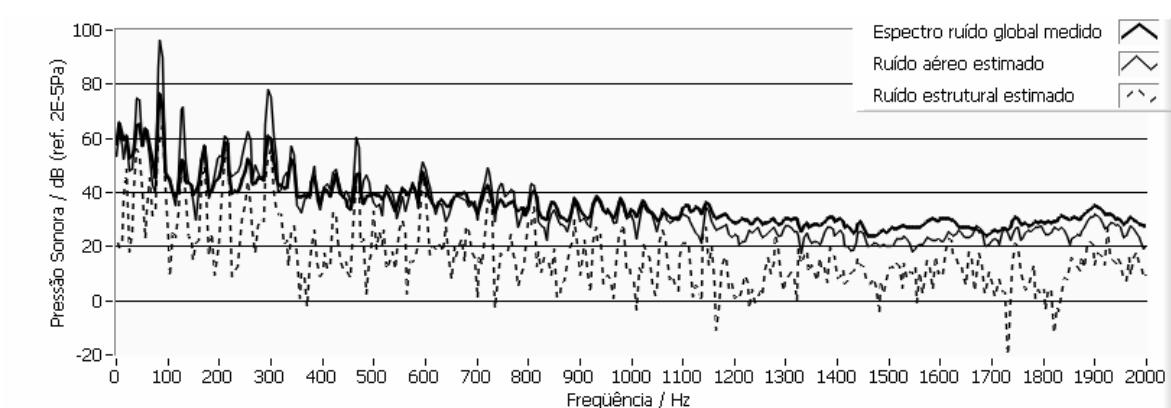


GRÁFICO 5.37 – Contribuição individual das trajetórias **estimadas por MISO** no ruído medido

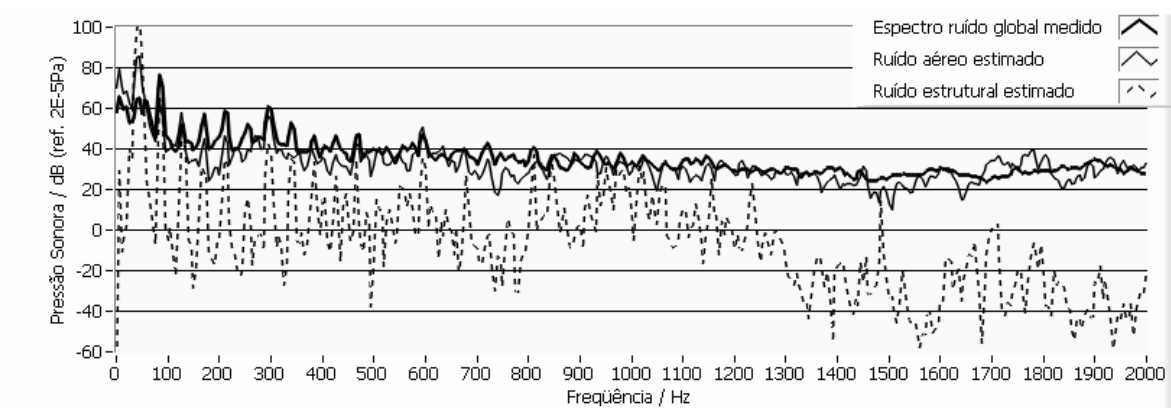


GRÁFICO 5.38 – Contribuição individual das trajetórias **estimadas por TPA** no ruído medido

## 6. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Três metodologias foram investigadas para análise vibroacústica visando principalmente sua aplicação em Engenharia Automobilística. A partir da análise realizada com base em um protótipo e apresentada no capítulo 5, foram obtidas as conclusões principais, em destaque no item seguinte. As proposições para trabalhos futuros estão descritas no item 6.2.

### 6.1 Conclusões

A partir do **isolamento físico das trajetórias** no protótipo construído, pôde-se conhecer a contribuição individual da trajetória aérea e estrutural de cada uma das fontes utilizadas (ventilador e bomba), através da medição dos espectros dos níveis de pressão sonora no receptor localizado no habitáculo. Para cada fonte, a parcela aérea foi conhecida com o desacoplamento do painel corta-fogo da estrutura do protótipo. A parcela estrutural foi conhecida pela multiplicação da aceleração operacional do painel pela Função de Resposta em Frequência (FRF) que relaciona pressão sonora no receptor e aceleração no painel, quando excitado por um transdutor eletrodinâmico.

O método de análise espectral em sistemas de Múltiplas Entradas e Única Saída (**MISO**) foi desenvolvido utilizando a Função de Coerência Múltipla (MCF) em sua forma matricial e a Decomposição em Valores Singulares (SVD). A MCF encontrou a parcela do ruído total medido no receptor que é proveniente desse conjunto de entradas. E a SVD possibilitou que as entradas coerentes fossem descorrelacionadas.

Posicionando uma série de sensores próximos à fonte, foi possível determinar a contribuição desse conjunto de grandezas no interior do veículo. O uso de um conjunto de acelerômetros permitiu conhecer a contribuição estrutural. O uso de um conjunto de microfones permitiu conhecer a contribuição da trajetória aérea.

O método apresentou algumas vantagens. Dentre elas, notou-se que o uso de um grande número de sensores permitiu que se conhecesse mais do sistema que está sendo estudado para que não se perdesse informação importante e, com a utilização da SVD, o problema da coerência entre entradas fosse compensado.



O critério utilizado para a reconstrução e inversão da matriz na SVD, mostrou ser uma ferramenta eficaz. Ao eliminar informação desnecessária, evitou-se inconsistências na estimação da Função de Coerência Múltipla (MCF).

A aplicação do método no protótipo em que duas fontes (ventilador e bomba) funcionavam simultaneamente não obteve sucesso completo. O comportamento do ventilador mascarou o resultado das contribuições aérea e estrutural provenientes da bomba. Entretanto os resultados de contribuição aérea e estrutural do ventilador foram satisfatórios, mas piores do que na condição em que apenas o ventilador estava ligado.

Portanto, a contribuição das trajetórias estimadas pelo método de análise espectral em sistemas MISO apresentou boa concordância com os resultados medidos, no caso em que apenas uma fonte foi considerada. Isso demonstra que o método pode ser uma boa ferramenta para isolar a contribuição aérea e estrutural de uma fonte. Para o caso em que existem fontes simultâneas, os resultados não são confiáveis, pois a predominância de uma fonte contaminou a estimação das trajetórias de outra.

A Análise por Trajetórias de Transferência (*Transfer Path Analysis*, ou **TPA**) foi aplicada para o caso em que apenas o ventilador funcionava. As trajetórias aérea e estrutural foram estimadas através de FRFs obtidas com martelo de impacto (estrutural) e alto-falante (aérea). O método utilizado para a estimação das forças operacionais foi o Método da Inversão Matricial. Para tal foi necessário levantar, também, as FRFs mútuas entre os pontos de aplicação das forças pela fonte.

A medição da velocidade de volume emitida pelo alto-falante mostrou ser um parâmetro importante na estimação da trajetória aérea, mas difícil de ser realizada. Dos métodos existentes para medição da velocidade de volume em uma fonte simulada, o que obteve maior êxito foi o da multiplicação da área do cone do alto-falante pela velocidade de partícula aproximada medida com a sonda de intensidade.

A contribuição da trajetória aérea utilizando a técnica TPA mostrou maior concordância com o resultado medido do que a técnica MISO. A contribuição estrutural pela TPA mostrou menor concordância do que pela técnica MISO, entretanto apresentou maior detalhamento do

modelo, pois permite o acesso à contribuição de cada ponto de aplicação de força individualmente. Para efeito deste trabalho o ruído estrutural estimado pela TPA foi considerado a soma de todas as trajetórias estruturais caracterizadas.

Ao serem comparados os resultados do isolamento físico de trajetórias, os métodos da TPA e de MISO, as contribuições aérea e estrutural demonstram-se coerentes. A parcela do ruído referente à trajetória aérea é predominante em praticamente todo o espectro. O ruído proveniente da trajetória estrutural contribuiu para o global com picos bem definidos em frequências específicas distribuídas nas faixas de 100 a 500 Hz e 800 a 1000 Hz. Entre esses picos o ruído aéreo volta a ser predominante.

Os resultados obtidos pelas diferentes técnicas apresentaram-se concordantes na estimação do espectro do ruído estrutural, que se mostrou um parâmetro difícil de ser encontrado.

Em uma análise geral, a técnica da TPA permite que se faça um modelamento físico mais detalhado, em que se tem acesso a parâmetros mecânicos (força e velocidade de volume operacionais, inertância, rigidez dinâmica, entre outros). Em contrapartida é um método mais demorado pois são necessárias as FRFs mútuas entre os pontos de entrada em condição não-operacional, tanto para grandezas acústicas quanto para mecânicas ou estruturais. Posteriormente, ainda são realizados experimentos operacionais.

Já no método desenvolvido utilizando sistemas MISO, com apenas o experimento em condição operacional são conhecidas as contribuições de trajetórias globais, como, por exemplo, aérea e estrutural. Parâmetros mecânicos não são acessados. Para efeito deste trabalho, esse método se mostrou suficiente pois apenas as contribuições aérea e estrutural foram investigadas.

Uma relação de compromisso pode então ser estabelecida. Resultados mais simples podem ser alcançados em menos tempo com o método MISO. Enquanto resultados mais detalhados podem ser atingidos em um período maior de tempo utilizando TPA.

Em relação a softwares existentes no mercado, são ferramentas importantes pois orientam a aquisição e processamento dos dados. Entretanto estão vinculados a metodologias específicas que nem sempre são possíveis na prática.

Uma última ressalva se faz às diferenças encontradas entre as pressões sonoras estimadas e medidas, que são atribuídas a alguns aspectos listados a seguir:

- O painel corta-fogo irradia ruído para ambos os lados. Parte da pressão sonora que os microfones do compartimento do motor estão medindo é devida ao painel.
- Em baixas frequências, os níveis medidos podem estar maiores devido a uma incompleta verificação da câmara utilizada.
- Para esta aplicação, o ruído de fundo medido contaminou os ruídos de interesse da pesquisa até 100 Hz.
- Pequenos deslocamentos em frequência podem ser atribuídos ao efeito de carga do processo de isolamento físico das trajetórias. Ao desacoplar o painel da estrutura, esta se comporta de forma diferente e as grandezas podem sofrer alterações em frequência.

## **6.2 Trabalhos futuros**

No desenvolver do trabalho algumas questões foram levantadas como propostas para continuidade do presente trabalho.

A metodologia desenvolvida deve ser aplicada em um veículo real, para que possa ser avaliada sua eficiência em identificar trajetórias aéreas e estruturais de uma mesma fonte. A imunidade à coerência entre entradas, o efeito devido aos coxins entre a fonte e a estrutura, e a existência de estruturas e cavidades acústicas mais complexas são fatores que podem ser validados ao se trabalhar com o fenômeno real. A técnica da TPA pode auxiliar de forma comparativa para encontrar esses resultados.

Pode-se pesquisar a coerência ordinária entre os sinais de entradas para otimizar o número de sensores. Conhecendo o grau de coerência entre as entradas, podem ser estabelecidos critérios que identifiquem a real necessidade de utilização de um determinado ponto de observação.

Para aplicação no protótipo adotado ou em situação semelhante, a utilização de um sensor no painel poderia servir como realimentação para o sistema no cálculo do método MISO. Talvez, com isso, seja possível evitar a sobreestimação em determinadas frequências.

É necessário aprofundar a investigação para a condição em que existem fontes simultâneas não coerentes. A predominância de uma fonte em relação à outra não permitiu que a influência desta fosse identificada. A literatura indica a Função de Coerência Parcial como ferramenta para separar a influência de uma entrada específica eliminando o efeito das demais. Entretanto essa função é sensível ao grau de coerência entre as entradas. A utilização em conjunto com a Decomposição em Valores Singulares pode ser uma alternativa para minimizar esse efeito.

A avaliação da técnica MISO como um experimento preliminar pode indicar quais pontos são melhores para caracterização das trajetórias, antes da aplicação da técnica TPA, funcionando como auxílio a esta. Em estruturas complexas encontrar o ponto correto para identificação do problema pode ser útil na otimização da TPA.

Finalmente, encontra-se em andamento a comparação com software comercial, o que pode significar uma importante economia de tempo para situações em que esteja disponível.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. AGUIRRE, Luis Antonio. *Introdução à identificação de sistemas: técnicas lineares e não lineares aplicadas a sistemas reais*. 1ª ed. Belo Horizonte: Ed. UFMG, 2000. 554 p.
2. ANTHONY, D. K.; ELLIOTT, S. J. A comparison of three methods of measuring the volume velocity of an acoustic source. *J. Audio Eng. Soc.*, v. 39, n. 5, p. 355-366, Maio 1991.
3. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, *NBR 12969*: Cálculo do índice de articulação em veículos rodoviários automotores. Rio de Janeiro, 1993.7p.
4. BENDAT, J. S.; PIERSOL, A. G. *Engineering applications of correlation and spectral analysis*. 2ª ed. Estados Unidos: Ed. John Wiley & Sons, 1993. 458 p.
5. BENDAT, J. S.; PIERSOL, A. G. *Random Data: analysis and measurement procedures*. 3ª ed. Estados Unidos: Ed. John Wiley & Sons, 2000. 594 p.
6. CARVALHO, F. R.; BECKER, M.; FILARDI, J. B. C. Estudo da repetibilidade das características de conforto acústico em ensaios de veículos de passeio em estrada, *Society of Automotive Engineers*, São Paulo, 2003.
7. CHUNG, J. Y.; CROCKER, M. J.; HAMILTON, J. F. Measurement of frequency responses and the multiple coherence function of the noise-generation system of a diesel engine. *J. Acoust. Soc. Am.*, v. 58, n. 3, p. 635-642, Set. 1975.
8. CROIX, D. V.; PÉRISSÉ, J.; ISNARD, N. How to reach utmost efficiency with cabin noise measurements for improving acoustic comfort? *IX SIBRAV: Simpósio Brasileiro de Acústica Veicular*, São Paulo, n. 9, Ago. 2007.

9. EWINS, D. J. *Modal testing: theory and practice*. 1<sup>a</sup> ed. Taunton, Inglaterra: Ed. Research Studies Press, 1984. 269 p.
10. FAHY, F. J. *Foundations of Engineering Acoustics*. 1<sup>a</sup> ed. Cornwall, Inglaterra: Ed. Academic Press, 2001. 443 p.
11. FAHY, F. J. *Sound Intensity*. 2<sup>a</sup> ed. Londres: Ed. E & FN Spon, 1995. 295 p.
12. GERGES, S. N. Y.; RIBEIRO, Y. A.; FONSECA, W. D.; Zmijevski, T. R. L. Identificação de fontes de ruído pelo método de beamforming. *IX SIBRAV: Simpósio Brasileiro de Acústica Veicular*, São Paulo, n. 9, Ago. 2007.
13. GIORJÃO, T.; ALBUQUERQUE, E.; CHERMAN, A. Noise sources balancing on vehicle development to improve customer satisfaction. *IX SIBRAV: Simpósio Brasileiro de Acústica Veicular*, São Paulo, n. 9, Ago. 2007.
14. HOMER, John Patrick. *Advanced signal processing techniques for noise source identification in mining equipment*. 2003. 112 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia, Universidade de Pittsburgh, Pittsburgh, 2003.
15. INMAN, Daniel J. *Engineering vibration*. 1<sup>a</sup> ed. Estados Unidos: Ed. Prentice-Hall, 1996. 560p.
16. JIAN, O.; HONG, L. The effect of vehicle's interior noise on driver's psychological characteristic. *INTERNOISE 2003: The 32<sup>nd</sup> International Congress and Exposition on Noise Control Engineering*, Seogwipo, Coréia, n. 32, p. 2090-2095, Ago. 2003
17. LAMANCUSA, J. S.; ESCHENAUER, H. A. Design optimization methods for rectangular panels with minimal sound radiation. *AIAA Journal*, v. 32, n. 3, p. 472-479, Mar. 1994.
18. LMS INTERNATIONAL. Transfer path analysis: the quantification and qualification of vibro-acoustic transfer paths. Application notes, 19 p., 1995. Não publicado.

19. MACHADO, Wagner Duarte. *Identificação de fontes de ruído externo de um veículo utilizando a técnica de intensidade sonora*. 2003. 135 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.
20. MARROQUIN, M.; FRAZER, T.; NEWTON Jr., G.; HADDAD, K. In-vehicle panoramic noise source mapping. *IX SIBRAV: Simpósio Brasileiro de Acústica Veicular*, São Paulo, n. 9, Ago. 2007.
21. MARTENS, T., WYCKAERT, K. *Matrix inversion technology for vibro-acoustic modeling applications: practical examples of measurement noise reduction by SVD*. LMS International, 2000. Resultado de aplicação.
22. MAYNARD, J.D.; WILLIAMS, E. G.; LEE, Y. Nearfield acoustic holography: I. Theory of generalized holography and the development of NAH. *J. Acoust. Soc. Am.*, v. 78, n. 4, p. 1395-1413, Out. 1985.
23. NUNES, Maria Alzira de Araújo. *Uma metodologia para quantificação da contribuição sonora de fontes de ruído industrial no meio ambiente*. 2006. 156 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2006.
24. OKAMURA, H. Experiments on the transmission paths and dynamic behavior of engine structure vibrations. I. Background and static testes. *J. Acoust. Soc. Am.*, v. 67, n. 2, p. 538-545, Fev. 1980.
25. ONUSIC, H. A evolução da acústica veicular no Brasil. *Revista de Acústica e Vibrações*, Florianópolis – SC, n. 28, p. 2-9, Dez. 2001.
26. OTTO, N.; AMMAN S.; EATON, C.; LAKE, S. Guidelines for jury evaluations of automotive sounds. *Sound and Vibration*, p. 1-14, Abr. 2001.
27. PADILHA, Paulo Eduardo França. *Comparação de Técnicas de Análise de Caminhos de Transferência Vibroacústicos*. 2006. 58 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia

- Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2006.
28. PLUNT, J. Finding and Fixing Vehicle NVH Problems with Transfer Path Analysis. *Sound and Vibration*, v. 39, n. 11, p. 12-16, Nov. 2005.
29. SAE International – Society of Automotive Engineers. Apresenta artigos técnicos publicados pela sociedade científica mundial na área automotiva. Disponível em <<http://www.sae.org/technical/papers>>. Acesso em 30 Nov. 2007.
30. SALAVA, T. Sources of the constant volume velocity and their use for acoustic measurements. *J. Audio Eng. Soc.*, v. 22, n. 3, p. 146-153, Abr. 1974.
31. SERAFETTINOGLU, A. H. *Noise path identification for vibro-acoustically coupled structures*. 2004. 211 f. Tese (Ph.D. Departamento de Engenharia Mecânica) – Escola de Ciências Naturais e Aplicadas, Universidade Técnica do Meio Leste, 2004.
32. SOUZA, F. P. Efeitos da poluição sonora no sono e na saúde geral – ênfase urbana. *Revista de Acústica e Vibrações*, n. 10, 1992 apud NUNES, Maria Alzira de Araújo. *Uma metodologia para quantificação da contribuição sonora de fontes de ruído industrial no meio ambiente*. 2006. 156 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2006.
33. THITE, A. N.; THOMPSON, D. J. The quantification of structure-borne transmission paths by inverse methods. Part I: Improved singular value rejection methods. *Journal of Sound and Vibration*, v. 264, p. 411-431, 2003. apud PADILHA, Paulo Eduardo França. *Comparação de Técnicas de Análise de Caminhos de Transferência Vibroacústicos*. 2006. 58 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2006.
34. WALLACE, C. E. Radiation resistance of a rectangular panel. *J. Acoust. Soc. Am.*, v. 51, n. 3, p. 946-952, 1972.



35. WANG, M. E.; CROCKER, M. J. On the application of coherence techniques for source identification in a multiple noise source environment. *J. Acoust. Soc. Am.*, v. 74, n. 3, p. 861-872, Set. 1983.
36. WYCKAERT, K.; AUWERAER, H. V. Operational analysis, transfer path analysis, modal analysis: tools to understand road noise problems in cars. *Proc. SAE Noise and Vibration Conference*, p. 139-143, 1995.
37. ZWICKER, Eberhard; FASTL, Hugo. *Psychoacoustics: facts and models*. 2<sup>a</sup> ed. Berlin-Alemanha: Ed. Springer, 1999 (1<sup>a</sup> ed. 1990). 417 p.