



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

Plínio José Câmara Mendes Júnior

Métodos de identificação da contribuição do compressor no ruído gerado por refrigeradores

Florianópolis
2021

Plínio José Câmara Mendes Júnior

Métodos de identificação da contribuição do compressor no ruído gerado por refrigeradores

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Arcanjo Lenzi, PhD.

Florianópolis
2021

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

Mendes Júnior, Plínio José Câmara

Métodos de identificação da contribuição do compressor no ruído gerado por refrigeradores / Plínio José Câmara Mendes Júnior ; orientador, Prof. Arcanjo Lenzi, 2021.

110 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2021.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Engenharia Mecânica. 3. Ruído de refrigerador. 4. Função de transferência. 5. Métodos de correlação de sinais. I. Lenzi, Prof. Arcanjo. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Plínio José Câmara Mendes Júnior

Métodos de identificação da contribuição do compressor no ruído gerado por refrigeradores

O presente trabalho em nível de Mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Ricardo Mikio Doi, Dr.
Nidec Global Appliance

Prof. Erasmo Felipe Vergara Miranda, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Coordenação do Programa de
Pós-Graduação

Prof. Arcanjo Lenzi, PhD.
Orientador

Florianópolis, 2021.

Primeiro a Deus, e segundo aos meus pais, que me ensinaram a importância do conhecimento.

AGRADECIMENTOS

Quero agradecer, em primeiro lugar, a Deus, por ter me dado forças e saúde ao longo desses anos de estudo.

Em segundo lugar, agradecer a minha noiva, Brunna Marcelle, pela força e apoio nas madrugadas ao longo desses anos. Agradeço também aos meus pais, Plínio Mendes e Rita Santos, por ter confiado e acreditado em mim.

Agradeço ao Prof. Arcanjo Lenzi por ter sido mais que um orientador, foi e é um grande amigo. Pelas palavras de apoio, e por sempre está preocupado com o nosso bem-estar. Obrigado, Chefe.

Agradeço também a todos os colegas do LVA, que fizeram parte dessa jornada, em especial, aos meus amigos, o Mestre Gildean, o Mestre Jacson, o Mestre Ricardinho, o Leonardo Nogueira, que tenho como irmão, e o Felipe Gelain, grande amigo, muito obrigado a todos vocês.

Agradeço também aos meus amigos que contribuíram de alguma forma, em especial ao Fernando Koch e ao Bryan, pela oportunidade de compartilhar minha vida com vocês.

Agradeço aos meus professores da graduação, especialmente ao Prof. Antonio Fernando Abreu de Andrade, por ter me apresentado essa jornada de vibrações e por ter me aberto os olhos para essa oportunidade. Obrigado, Toninho.

Agradeço a Coordenação de Aperfeiçoamento Pessoal de Nível Superior - CAPES e a Nidec Global Appliance, pelo apoio financeiro. Por fim, ao Dr. Ricardo Mikio Doi pelo apoio ao projeto e ao trabalho.

"Arrependei-vos, porque o Reino dos céus está próximo"
Mt 3:2 - Bíblia Sagrada

RESUMO

O ruído gerado por refrigeradores é composto por diversas fontes distintas tais como a radiação direta e vibração do compressor, pulsação do gás de refrigeração na linha de descarga e na linha de sucção, escoamento bifásico no evaporador, e radiação direta e vibração do ventilador. As faixas de frequência correspondentes às primeiras harmônicas da frequência de rotação do compressor e as correspondentes às frequências naturais da carcaça do compressor (acima de 1,6 kHz) contribuem de forma significativa para o ruído global de um refrigerador típico. Desta forma, informações básicas a respeito do comportamento vibroacústico do compressor podem ser usadas para estimar o ruído global de um refrigerador ainda no seu estágio de aprovação do compressor. Este trabalho de dissertação aborda a determinação das características vibroacústicas do compressor acoplado no sistema necessárias para estimar o ruído de um refrigerador. Uma série de testes envolvendo compressores de diferentes modelos em regime de operação permanente foi realizada a fim de obter funções de transferência entre pressão sonora radiado pelo refrigerador e acelerações no compressor. O uso dos sinais vibroacústicos descorrelacionados mostrou-se necessário para obtenção destas funções. Os resultados indicam uma precisão satisfatória para esta finalidade.

Palavras-chave: Ruído de refrigerador. Função de transferência. Métodos de correlação de sinais.

ABSTRACT

The noise generated by refrigerators is composed of several different sources such as direct radiation and compressor vibration, pulsation of the refrigerant gas in the discharge line and in the suction line, two-phase flow in the evaporator, and direct radiation and fan vibration. The frequency ranges corresponding to the first harmonics of the compressor rotation frequency and those corresponding to the natural frequencies of the compressor housing (above 1.6 kHz) contribute significantly to the overall noise of a typical refrigerator. In this way, basic information regarding the vibroacoustic behavior of the compressor can be used to estimate the global noise of a refrigerator still in its compressor approval stage. the noise of a refrigerator. A series of tests involving compressors of different models in permanent operation was carried out in order to obtain transfer functions between sound pressure radiated by the refrigerator and accelerations in the compressor. The use of uncorrelated vibroacoustic signals proved to be necessary to obtain these functions. The results indicate satisfactory accuracy for this purpose.

Keywords: Refrigerator noise. Transfer function. Signal correlation methods.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Espectro do ruído típico de um refrigerador.	21
Figura 2.2 – Caminhos de transmissão energética entre o compressor e o gabinete do refrigerador.	22
Figura 2.3 – Conexões do compressor.	23
Figura 2.4 – Comparação do nível de potência sonora do refrigerador típico com o Nível de potência sonora do compressor isolado	24
Figura 2.5 – Modelo do experimento para medição do ruído de expansão	25
Figura 2.6 – Contribuição do dispositivo de expansão de um refrigerador típico.	25
Figura 2.7 – Espectro de ruído de um refrigerador com ventilador instalado.	26
Figura 2.8 – Contribuição de fontes de ruído de um refrigerador típico.	27
Figura 3.1 – Estudo do acoplamento de dois subsistemas	30
Figura 3.2 – Uso da superposição para predição de respostas estruturais e acústicas (v_2 e p_2).	34
Figura 3.3 – Uso da superposição para predição de respostas estruturais e acústicas (v_2 e p_2).	35
Figura 3.4 – Uso da reciprocidade e superposição para prever a pressão sonora em uma sala causada pelas forças correlacionadas F_1 e F_2	37
Figura 3.5 – Compressor Embraco instrumentado	38
Figura 3.6 – Fonte dodecaédrica ao lado do gabinete	39
Figura 3.7 – Modelo <i>Multiple-input/single-output</i>	42
Figura 4.1 – Compressor instrumentado: as setas vermelhas indicam os acelerômetros triaxiais e as setas azuis os uniaxiais.	46
Figura 4.2 – Função autoespectro dos doze sinais de aceleração	48
Figura 4.3 – Função coerência ordinária entre o sinal de referência e os demais sinais de aceleração	49
Figura 4.4 – Modelo em estudo: compressor-sistema	50
Figura 4.5 – Modelo representado em diagrama de blocos	51
Figura 4.6 – Decomposição de $x_2(t)$ em $x_1(t)$	51
Figura 4.7 – Decomposição de $X_3(f)$ em $X_1(f)$ e $X_{2,1}(f)$	52
Figura 4.8 – Função coerência ordinária entre o sinal de referência e os demais sinais de aceleração	54
Figura 4.9 – Modelo representado em diagrama de blocos com as estradas correlacionadas	56
Figura 4.10 – Modelo representado em diagrama de blocos com as estradas descorrelacionadas	56
Figura 5.1 – Sinal $x(t)$ no domínio do tempo com duração $n_d T$ com n_d segmentos.	60

Figura 5.2–Pressão sonora estimada para as diferentes números de médias energéticas.	62
Figura 5.3–Função de transferência (pressão sonora/vibração do Topo).	62
Figura 5.4–Erro da estimativa da função de transferência (pressão sonora/vibração do Topo) com intervalo de confiança de 95%.	63
Figura 5.5–Pressão sonora para os três blocos de 100 s.	64
Figura 5.6–Função de transferência (pressão sonora/aceleração Topo) para os três blocos de 100 s.	65
Figura 5.7–Erro da estimativa da função de transferência (pressão sonora/aceleração do Topo) com intervalo de confiança de 95%.	65
Figura 5.8–Pressão sonora medido do Bloco 1 e a pressão sonora estimada com as funções de transferência do Bloco 2.	67
Figura 5.9–Pressão sonora medido do Bloco 3 e a pressão sonora estimada com as funções de transferência do Bloco 2.	67
Figura 5.10–Nível de pressão sonora medida do Bloco 1 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de 12 sinais de aceleração.	68
Figura 5.11–Nível de pressão sonora medida do Bloco 3 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de 12 sinais de aceleração.	68
Figura 5.12–Função Transferência da pressão sonora/vibração da Base:direção lateral para os três blocos medidos.	70
Figura 5.13–Erro da estimativa da função transferência da pressão sonora/vibração da base:direção lateral com 95% de confiança.	70
Figura 5.14–Nível de pressão sonora medida do Bloco 1 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de três acelerômetros triaxiais.	71
Figura 5.15–Nível de pressão sonora medida do Bloco 3 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de três acelerômetros triaxiais.	71
Figura 5.16–Nível de pressão sonora medida do Bloco 1 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de dois acelerômetros triaxiais.	72
Figura 5.17–Nível de pressão sonora medida do Bloco 3 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de dois acelerômetros triaxiais.	72
Figura 5.18–Nível de pressão sonora medida do Bloco 1 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de três acelerômetros uniaxiais e um acelerômetro triaxial.	73

Figura 5.19–Nível de pressão sonora medida do Bloco 3 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de três acelerômetros uniaxiais e um acelerômetro triaxial.	73
Figura 5.20–Função Transferência da pressão sonora/vibração da Carcaça:direção topo para os três blocos.	74
Figura 5.21–Erro da estimativa da função transferência da pressão sonora/vibração da Carcaça:direção topo para uma confiança de 95%.	75
Figura 5.22–Nível de pressão sonora medida do Bloco 1 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de três acelerômetros uniaxiais.	75
Figura 5.23–Nível de pressão sonora medida do Bloco 3 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de três acelerômetros uniaxiais.	76
Figura 5.24–Função de transferência (pressão sonora/ aceleração do Topo) para as rotações de 3000 RPM e 3600 RPM.	77
Figura 5.25–Função de transferência (pressão sonora/ aceleração da lateral) para as rotações de 3000 RPM e 3600 RPM.	77
Figura 5.26–Função de transferência (pressão sonora/ aceleração do Frontal) para as rotações de 3000 RPM e 3600 RPM.	78
Figura 5.27–Nível de pressão sonora real com rotação 3000 RPM e o nível de pressão sonora estimada com as funções de transferência de 3600 RPM.	78
Figura 5.28–compressor marca Embraco, Modelo 1.	79
Figura 5.29–compressor marca Embraco, Modelo 2.	80
Figura 5.30–Nível de Pressão Sonora medida do compressor 1 e o nível pressão sonora estimada com as funções de transferência obtidas com o compressor 2	80
Figura 5.31–Nível de Pressão Sonora medida do terceiro compressor modelo 2 e o nível pressão sonora estimada com as funções de transferência obtidas do segundo compressor 2	81
Figura A.1–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Lateral).	88
Figura A.2–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Frontal).	88
Figura A.3–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Descarga: +Z).	89
Figura A.4–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Descarga: +Y).	89
Figura A.5–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Descarga: +X).	90
Figura A.6–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Sucção: +Z).	90
Figura A.7–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Sucção: +Y).	91
Figura A.8–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Sucção: +X).	91
Figura A.9–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Base: +Z).	92

Figura A.10–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Base: +Y).	92
Figura A.11–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Base: +X).	93
Figura B.1–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Lateral) para os três blocos de 100 s.	94
Figura B.2–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Frontal) para os três blocos de 100 s.	94
Figura B.3–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Descarga: +Z) para os três blocos de 100 s.	95
Figura B.4–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Descarga: +Y) para os três blocos de 100 s.	95
Figura B.5–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Descarga: +X) para os três blocos de 100 s.	96
Figura B.6–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Sucção: +Z) para os três blocos de 100 s.	96
Figura B.7–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Sucção: +Y) para os três blocos de 100 s.	97
Figura B.8–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Sucção: +X) para os três blocos de 100 s.	97
Figura B.9–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Base: +Z) para os três blocos de 100 s.	98
Figura B.10–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Base: +Y) para os três blocos de 100 s.	98
Figura B.11–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Base: +X) para os três blocos de 100 s.	99
Figura C.1–Função de transferência (pressão sonora/vibração Descarga: +Y) para os três blocos de 100 s.	100
Figura C.2–Função de transferência (pressão sonora/vibração Descarga: +X) para os três blocos de 100 s.	100
Figura C.3–Função de transferência (pressão sonora/vibração Sucção: +Z) para os três blocos de 100 s.	101
Figura C.4–Função de transferência (pressão sonora/vibração Sucção: +Y) para os três blocos de 100 s.	101
Figura C.5–Função de transferência (pressão sonora/vibração Sucção: +X) para os três blocos de 100 s.	102
Figura C.6–Função de transferência (pressão sonora/vibração Base: +Z) para os três blocos de 100 s.	102
Figura C.7–Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Base: +Y) para os três blocos de 100 s.	103

Figura C.8–Função de transferência (pressão sonora/vibração Base: +X) para os três blocos de 100 s.	103
Figura C.9–Função de transferência (pressão sonora/vibração Descarga: +Z) para os três blocos de 100 s.	104
Figura C.10–Função de transferência (pressão sonora/vibração Descarga: +Y) para os três blocos de 100 s.	104
Figura C.11–Função de transferência (pressão sonora/vibração Descarga: +X) para os três blocos de 100 s.	105
Figura C.12–Função de transferência (pressão sonora/vibração Sucção: +Z) para os três blocos de 100 s.	105
Figura C.13–Função de transferência (pressão sonora/vibração Sucção: +Y) para os três blocos de 100 s.	106
Figura C.14–Função de transferência (pressão sonora/vibração Sucção: +X) para os três blocos de 100 s.	106
Figura C.15–Função de transferência (pressão sonora/vibração Topo) para os três blocos de 100 s.	107
Figura C.16–Função de transferência (pressão sonora/vibração Lateral) para os três blocos de 100 s.	107
Figura C.17–Função de transferência (pressão sonora/vibração Frontal) para os três blocos de 100 s.	108
Figura C.18–Função de transferência (pressão sonora/vibração Descarga: +Z) para os três blocos de 100 s.	108
Figura C.19–Função de transferência (pressão sonora/vibração Descarga: +Y) para os três blocos de 100 s.	109
Figura C.20–Função de transferência (pressão sonora/vibração Descarga: +X) para os três blocos de 100 s.	109
Figura C.21–Função de transferência (pressão sonora/vibração Topo) para os três blocos de 100 s.	110
Figura C.22–Função de transferência (pressão sonora/vibração Lateral) para os três blocos de 100 s.	110
Figura C.23–Função de transferência (pressão sonora/vibração Frontal) para os três blocos de 100 s.	110

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Sinais de aceleração dispostos em ordem decrescente de nível energético	48
Tabela 4.2 – Função coerência ordinária entre os 11 sinais j e o sinal de referência i	50

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

FRFs	Funções Resposta em Frequência
LVA	Laboratório de Vibrações e Acústica
MISO	<i>Multiple Inputs and Single Output</i>
OTPA	<i>Operational Transfer Path Analysis</i>
SPC	<i>Source Path Contribution</i>
SVD	<i>Singular Value Decomposition</i>
TPA	<i>Transfer Path Analysis</i>

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	OBJETIVOS	19
1.1.1	Objetivo geral	19
1.1.2	Objetivos específicos	19
1.2	ESTRUTURA DO TRABALHO	19
2	PRINCIPAIS FONTES DE RUÍDO EM REFRIGERADORES	21
2.1	COMPRESSOR	22
2.2	TUBO CAPILAR	24
2.3	VENTILADOR E EVAPORADOR	26
2.4	CONDENSADOR E PULSAÇÃO	28
2.5	OUTRAS FONTES	28
2.6	SÍNTESE DO CAPÍTULO	28
3	FORMAS DE OBTENÇÃO DAS FUNÇÕES DE TRANSFERÊNCIA	30
3.1	ASPECTOS GERAIS	30
3.2	ACOPLAMENTO POR IMPEDÂNCIA	30
3.2.1	Avaliação do Método de Acoplamento por Impedância	33
3.3	PRINCÍPIO DA RECIPROCIDADE	34
3.3.1	Avaliação do Método do Princípio da Reciprocidade	37
3.4	<i>TRANSFER PATH ANALYSIS</i>	38
3.5	<i>OPERATIONAL TRANSFER PATH ANALYSIS</i>	40
3.5.1	Avaliação do OTPA	41
3.6	<i>MULTIPLE INPUTS AND SINGLE OUTPUT (MISO)</i>	41
3.6.1	Aspectos Gerais	41
3.6.2	Formulação do Modelo	42
3.6.3	Obtenção das Funções de Transferência	43
3.6.4	Aplicação ao objeto de estudo	44
3.7	SÍNTESE DO CAPÍTULO	45
4	ALGORITMO DE DESCORRELAÇÃO	46
4.1	ASPECTOS GERAIS	46
4.2	INSTRUMENTAÇÃO E AQUISIÇÃO DOS SINAIS	46
4.3	ESCOLHA DO SINAL DETERMINANTE	47
4.4	FUNÇÃO COERÊNCIA ORDINÁRIA	48
4.5	DESCORRELAÇÃO DOS SINAIS	50
4.5.1	Obtenção do sinal $X_{2,1}(f)$	51
4.5.2	Obtenção do sinal $X_{3,2}(f)$	52
4.5.3	Determinação dos demais sinais	52
4.6	FUNÇÃO COERÊNCIA PARCIAL	53

4.7	FUNÇÃO TRANSFERÊNCIA $H_{iy}(f)$ E A FUNÇÃO PARAMÉTRICA L_{iy}	56
4.8	SINTESE DO CAPÍTULO	58
5	TESTE DE VARIABILIDADE DA FUNÇÃO TRANSFERÊNCIA	60
5.1	ASPECTOS GERAIS	60
5.2	NÚMERO DE MÉDIAS	60
5.3	VARIABILIDADE CONFORME A REPETIBILIDADE DA FUNÇÃO . .	64
5.4	INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE SINAIS	69
5.4.1	Nove sinais	69
5.4.2	Seis sinais	69
5.4.3	Três sinais	74
5.5	VARIAÇÃO DA FREQUÊNCIA DE ROTAÇÃO	76
5.6	TESTE COM COMPRESSOR DE MODELO DIFERENTE	79
5.7	SÍNTESE DO CAPÍTULO	82
6	CONCLUSÕES	83
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	84
	REFERÊNCIAS	86
	APÊNDICE A – FUNÇÕES DE TRANSFERÊNCIA AVALIANDO O	
	NÚMERO DE MÉDIAS	88
A.1	NÚMERO DE MÉDIAS	88
	APÊNDICE B – FUNÇÕES DE TRANSFERÊNCIA AVALIANDO A	
	REPETIBILIDADE DOS TRÊS BLOCOS	94
	APÊNDICE C – FUNÇÕES DE TRANSFERÊNCIA AVALIANDO A	
	INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE SINAIS	100
C.1	NOVE SINAIS	100
C.2	SEIS SINAIS - 01 TRIAXIAL NA DESCARGA E 01 - TRIAXIAL NA SUCÇÃO	104
C.3	SEIS SINAIS - 01 TRIAXIAL NA DESCARGA E 03 - UNIAXIAIS NA CARÇAÇA	107
C.4	TRÊS SINAIS - 03 - UNIAXIAIS NA CARÇAÇA	109

1 INTRODUÇÃO

O refrigerador é um dos eletrodomésticos mais presentes nas residências atuais e o avanço das tecnologias tem contribuído cada vez mais para um custo acessível. Diante das várias opções do mercado varejista, os clientes estão cada vez mais criteriosos na escolha do produto. Entre os critérios mais utilizados para a escolha do refrigerador estão custo e o ruído gerado, ou a percepção sonora. A busca de eletrodomésticos mais silenciosos não se restringe apenas ao consumidor. Os órgãos de fiscalização estão restringindo gradativamente os níveis de ruído destes equipamentos.

No Brasil, em 1981, foi criado o Conselho Nacional do Meio Ambiente CONAMA. Este conselho governamental tem como objetivo estabelecer normas e padrões ambientais a serem observados por todos os setores que utilizam recursos e/ou causa impactos ambientais. Em 07/12/1994, foi publicada a Resolução CONAMA nº 20/1994, instituindo a obrigatoriedade do Selo Ruído em eletrodomésticos produzidos e importados. O Selo Ruído está presente nas embalagens dos eletrodomésticos com o intuito de entregar ao consumidor informações sobre o som emitido por esses aparelhos.

O ruído de um refrigerador é grandemente influenciado pelas características vibroacústicas do compressor, o qual normalmente é do tipo pistão único. O processo de compressão do gás de refrigeração envolve válvulas de palheta para a sucção e a descarga do gás comprimido pelo pistão. O pistão é acionado pela rotação do rotor do motor elétrico e do conjunto excêntrico e biela, que transforma o movimento de rotação em movimento linear do pistão.

Os movimentos das partes móveis geram vibrações principalmente de baixas frequências, que são transmitidas ao gabinete do refrigerador através da placa base e dos tubos de sucção e descarga. A radiação sonora da carcaça também destaca-se no espectro do ruído do refrigerador. Observa-se que o compressor tem influência direta no ruído do refrigerador. Desta forma, é esperado que o uso de modelos diferentes de compressores resultem em diferentes níveis de ruído.

Os fabricantes de compressores vários modelos de compressores, que passam por rigorosos testes de aprovação, sendo o ruído um desses quesitos para aprovação. Este processo envolve custo e longo tempo de testes. Estas dificuldades motivaram a realização deste estudo, que consiste em estimar o ruído de um refrigerador baseado em dados do comportamento vibroacústico do compressor e das características dinâmicas da estrutura do refrigerador nos pontos de acoplamento com o compressor.

Uma técnica similar à que será apresentada neste trabalho é a *Transfer Path Analysis* (TPA) (FAHY, 2003), que consiste em quantificar as contribuições das várias fontes e respectivos caminhos de transmissão de energia vibroacústica, usando funções de transferência.

Deseja-se com este trabalho avaliar a viabilidade de uso de funções de transfe-

rência de um refrigerador e dados de um compressor a fim de estimar o ruído gerado pelo refrigerador, equipado com aquele modelo específico de compressor.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

Este trabalho tem como principal objetivo estimar o ruído global de um refrigerador por meio de suas funções de transferência e de dados vibroacústicos obtidas em pontos de acoplamento da estrutura com o compressor.

1.1.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos deste trabalho estão descritos nos seguintes tópicos:

1. Obter as funções de transferência de um refrigerador dispondo de dados de vibração e pressão sonora.
2. Estimar o ruído de um refrigerador típico, por meio de suas funções de transferência e vibrações do compressor.
3. Avaliar o número de sinais necessário para estimativa do ruído global com um intervalo de confiança de 95%.
4. Estimar o ruído de um refrigerador gerado por compressor de modelos diferentes, por meio de seus sinais de vibração aplicadas às funções de transferência previamente obtidas para o refrigerador.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

A dissertação está estruturada em seis capítulos. O presente capítulo faz uma breve contextualização sobre a importância e a motivação do trabalho.

O segundo capítulo descreve as principais fontes de ruído em refrigeradores e sua predominância em cada faixa de frequência.

O terceiro capítulo apresenta as formas de obtenção das funções de transferência do refrigerador. Várias formas de determinação são encontradas na literatura, entretanto, são apresentadas neste trabalho as de maior potencial de aplicação.

O quarto capítulo descreve o algoritmo de descorrelação, que é fundamental para a aplicação do método *Multiple Inputs and Single Output* (MISO), uma vez que os sinais de entrada do sistema são correlacionados entre si.

O quinto capítulo destaca os resultados da aplicação do modelo, a obtenção das funções de transferência do refrigerador para cada variação estudada e a influência do compressor para o ruído global.

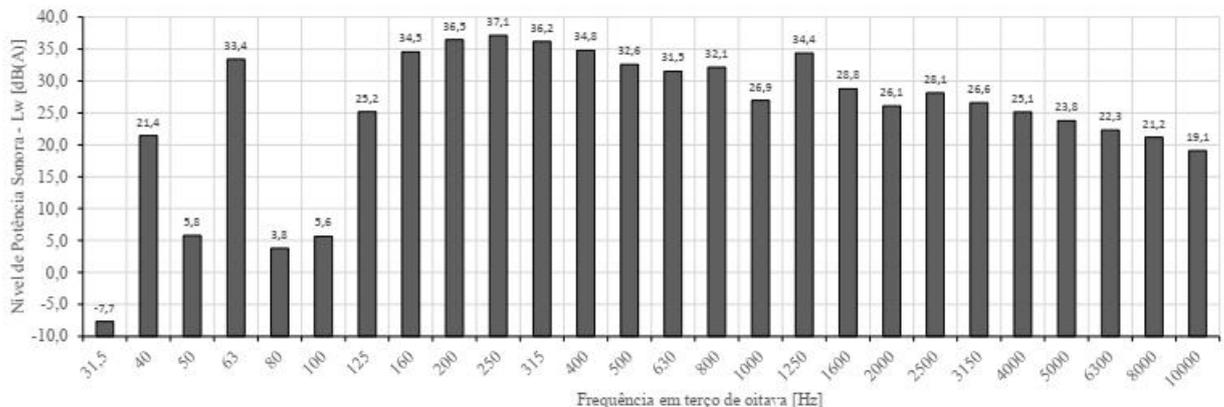
Por fim, o sexto capítulo apresenta as conclusões deste trabalho, como também os resultados das hipóteses e sugestões para trabalhos futuros.

2 PRINCIPAIS FONTES DE RUÍDO EM REFRIGERADORES

Este capítulo apresenta uma revisão da literatura sobre as principais fontes de ruído em sistemas domésticos de refrigeração, sendo o objeto deste estudo um refrigerador típico.

Dentre as diversas formas de caracterizar o ruído de um refrigerador, o ensaio mais utilizado é a medição de potência sonora. Durante medições realizadas no Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA), o espectro típico, mostrado na Figura 2.1, apresenta as contribuições de todas as fontes operando em regime permanente.

Figura 2.1 – Espectro do ruído típico de um refrigerador.



Fonte: Relatório interno LVA

Para um melhor entendimento do ruído gerado, alguns conceitos devem ser revisados. Os refrigeradores são máquinas térmicas cíclicas. Dentre os ciclos de refrigeração existentes, o por compressão de vapor é o mais usual. Consiste em quatro elementos principais: um compressor, um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador.

O ciclo de refrigeração inicia pela atuação do compressor, comprimindo o fluido refrigerante, na forma de vapor até uma pressão específica. Na saída do compressor pelo tubo de descarga, o fluido encontra-se a uma temperatura elevada, atinge o estado de vapor superaquecido e entra no condensador. A medida que flui pelo trocador de calor, condensa e resfria, liberando calor para o ambiente, por um processo exotérmico. Na sequência, o líquido passa pelo tubo capilar onde a sua temperatura e pressão são reduzidas devido ao efeito do estrangulamento. O fluido entra então no evaporador, com baixa temperatura, e por um processo endotérmico, evapora ao retirar calor do ambiente desejado. Por fim, o ciclo se encerra quando o fluido na forma de vapor na saída do evaporador retorna ao compressor pelo tubo de sucção, reiniciando o ciclo.

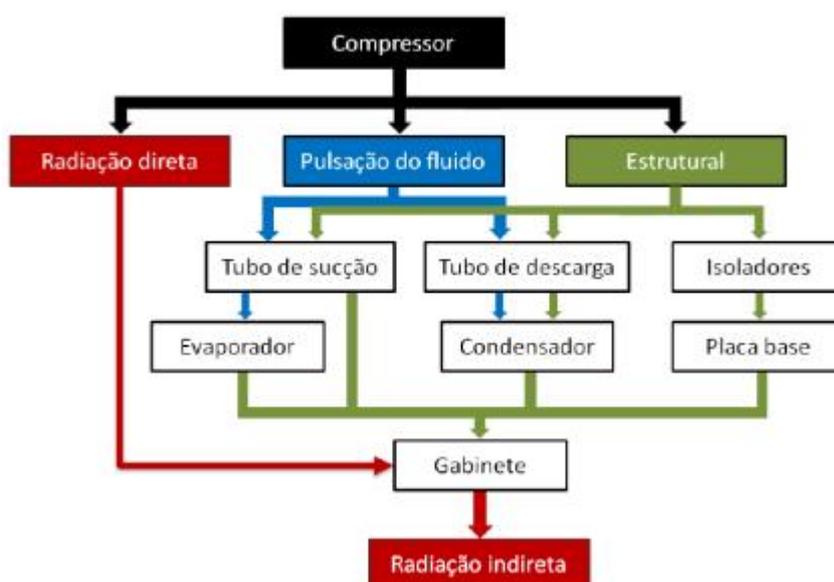
Além dos quatro componentes citados anteriormente, é comum a presença de

um ventilador, instalado juntamente ao evaporador, para fins de aumento da eficiência na troca térmica por convecção forçada.

Diante do princípio de funcionamento do ciclo de refrigeração, alguns componentes destacam-se dentre as principais fontes de ruído: compressor, expansão do gás, ventilador, entre outros. Porém, cabe salientar que os componentes não estão desacoplados do gabinete, logo, é esperada uma interação entre estes componentes como o sistema estudado por (MARTINEZ, 2014).

Conforme Hense (2015), os caminhos de transmissão podem ser quantificados devido ao fluxo energético, em que cada um desses contribuem de forma predominante em faixas de frequências específicas. A esquematização pode ser melhor compreendida na Figura 2.2. Para possibilitar uma maior compreensão das fontes de ruído, cada uma delas será descritas individualmente nas seções subsequentes, evidenciando suas características e contribuições para o ruído global.

Figura 2.2 – Caminhos de transmissão energética entre o compressor e o gabinete do refrigerador.



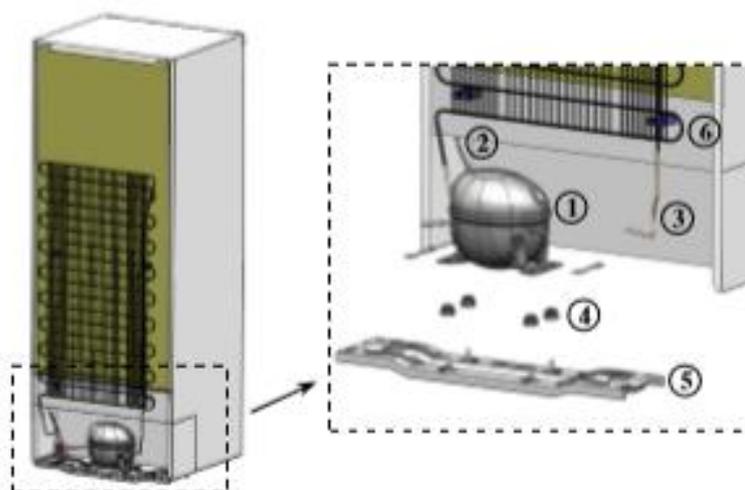
Fonte: Hense (2015)

2.1 COMPRESSOR

No sistema compressor-gabinete, o compressor atua como fonte de vibração e a energia vibratória é transmitida através dos vários caminhos acoplados, como pode ser observado na Figura 2.2. Esses caminhos excitam o gabinete e, esse por sua vez, radia ruído, pois tem grande área de radiação em comparação aos demais componentes.

Carvalho (2008) quantificou o fluxo da energia vibratória através dos vários caminhos no sistema compressor-gabinete, aplicando as técnicas: *Operational Transfer Path Analysis* (OTPA), técnicas numéricas utilizando Método de Elementos Finitos e Método de Elementos de Contorno. Dentre as conclusões pertinentes destaca-se uma região de interesse, acima de 2 kHz. Identificou, que nesta faixa, o ruído está diretamente relacionado à radiação direta da carcaça do compressor. O compressor está situado numa cavidade do refrigerador, conhecida como *Housing*, mostrada na Figura 2.3. Nessa cavidade forma-se um campo acústico, excitado pela radiação sonora da carcaça.

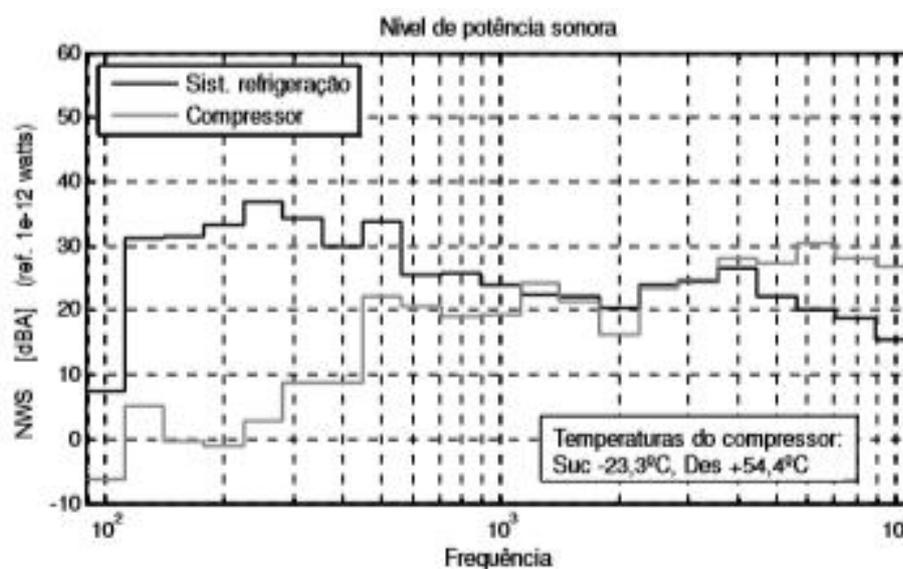
Figura 2.3 – Conexões do compressor.



Fonte: Adaptada de Martinez (2014)

Martinez (2014) realizou medições simultâneas dos sinais de vibração na base do compressor, nos tubos de sucção e descarga do compressor e na superfície do gabinete, além de obter a pressão dinâmica do fluido refrigerante em quatro pontos do sistema: tubos de sucção e descarga do compressor, ao final do condensador e no início do evaporador. Os resultados obtidos, mostrados na Figura 2.4, corroboraram a conclusão de que a contribuição direta do compressor para o ruído final predomina para frequências acima de 1,25 kHz, conforme também foi observado por Carvalho (2008).

Figura 2.4 – Comparação do nível de potência sonora do refrigerador típico com o Nível de potência sonora do compressor isolado .



Fonte: Adaptada de Hense (2015)

O compressor não atua como fonte de ruído somente pela carcaça. Componentes internos também vibram durante o funcionamento devido às forças de inércia das partes móveis e as forças de compressão. Marcon (2016) estudou o conjunto interno formado por bloco e estator, para quantificar o comportamento vibroacústico destes componentes. Neste trabalho, aplicou técnicas de Análise Modal e Elementos Finitos. Dentre os resultados encontrados, observou que, em condições de operação, as frequências harmônicas de 58,5 Hz e 117,1 Hz apresentam grandes amplitudes, assim como na faixa de 300 Hz a 3.2 kHz, região responsável por conter os primeiros modos do conjunto bloco-motor elétrico, também denominado kit.

Assim, pode-se concluir que o compressor é a principal fonte de ruído e predomina nas regiões das baixas frequências devido à vibração e pulsação do gás, e nas altas frequências devido à radiação direta da carcaça.

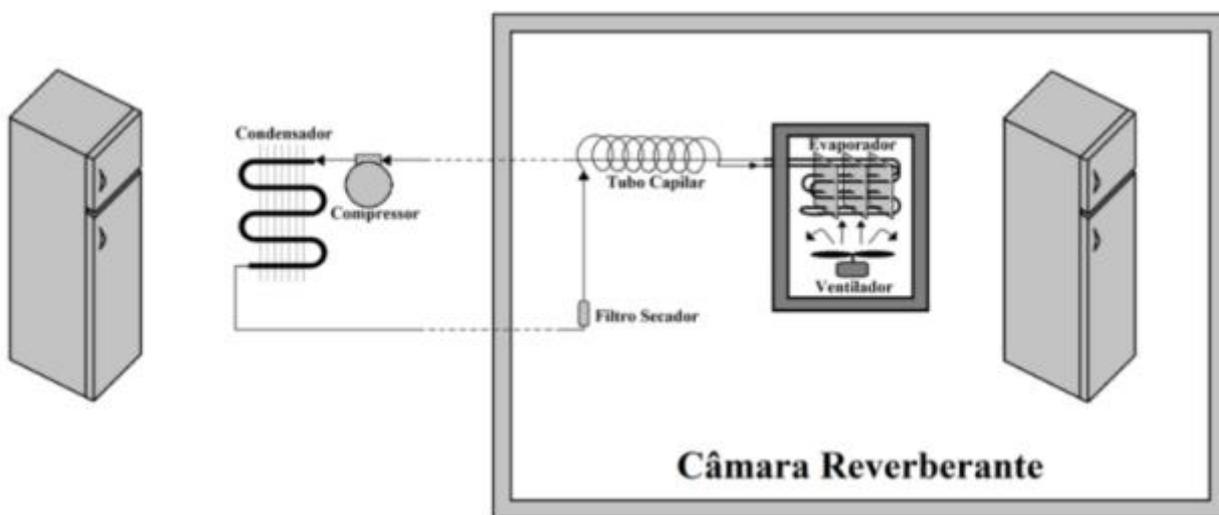
2.2 TUBO CAPILAR

O tubo capilar representa o dispositivo de expansão. Possui diâmetro pequeno a fim de reduzir a pressão do fluido refrigerante. O estrangulamento resultante causa um fluxo turbulento do fluido, e pelas características do escoamento, apresenta flutuação de pressão, o que gera ruído (SILVA, 2018). Uma fonte de ruído adicional resulta das tensões cisalhantes, uma vez que o jato com alta velocidade interage com o meio na entrada do evaporador.

Caetano (2013) desenvolveu um estudo experimental para caracterizar o ruído

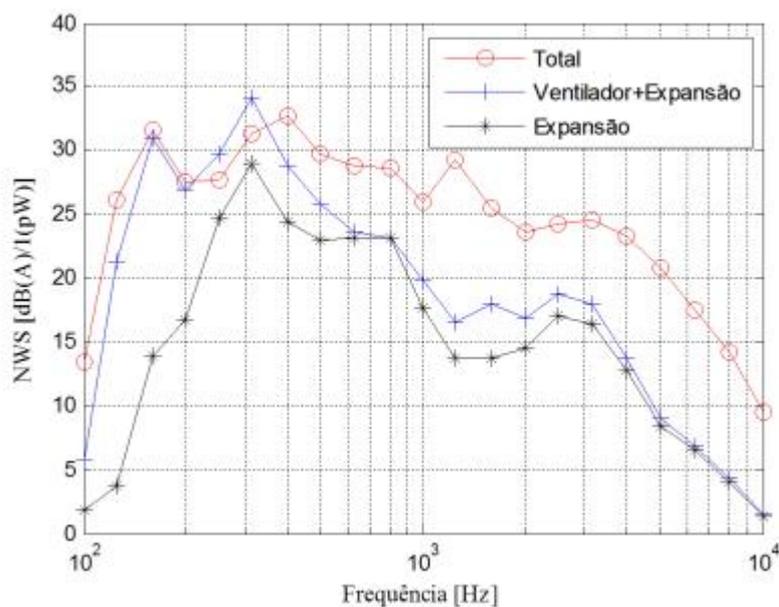
do tubo capilar. Neste trabalho, montou uma bancada na qual separou o compressor e o condensador, e analisou o ruído do evaporador com o sistema de expansão no interior de uma câmara reverberante. O esquema experimental pode ser observado na Figura 2.5 e os resultados obtidos estão mostrados na Figura 2.6.

Figura 2.5 – Modelo do experimento para medição do ruído de expansão



Fonte: Caetano (2013)

Figura 2.6 – Contribuição do dispositivo de expansão de um refrigerador típico.



Fonte: Caetano (2013)

Pode-se observar que a contribuição desta fonte para o nível de potência sonora do refrigerador, predomina na faixa de frequências entre 150 Hz e 300 Hz. Vale salientar que ao seccionar o ciclo de refrigeração em duas partes, o autor descaracterizou o sistema original, o que implicou em resultados de potência sonora elevados para o sistema ventilação e evaporação isolado em comparação com o sistema original.

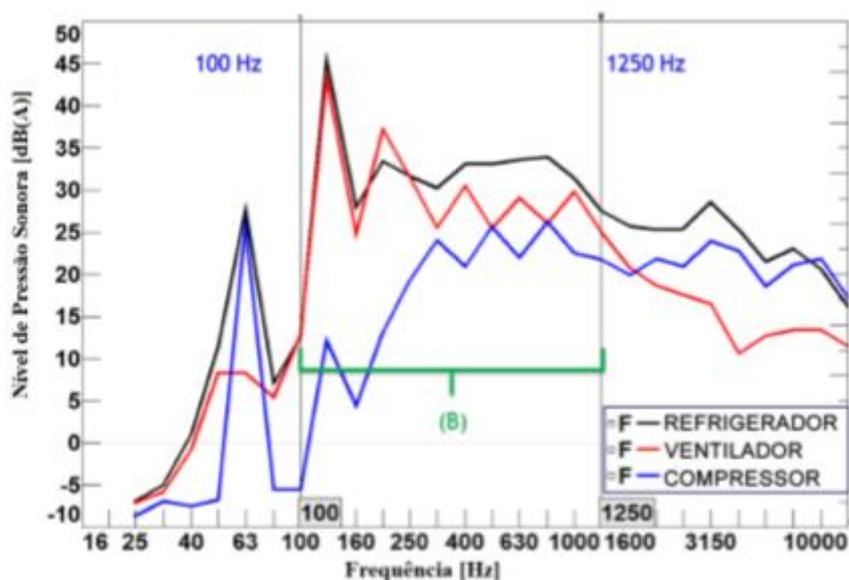
2.3 VENTILADOR E EVAPORADOR

O ventilador contribui para o ruído global do refrigerador. Segundo Silva (2018), o ruído do ventilador apresenta características de banda larga em médias e altas frequências, uma vez que são provenientes do escoamento turbulento e possui característica tonal devido à frequência de passagem de pás.

Segundo Lladó e Sánches (2002), em um estudo sobre o ruído gerado pelo condensador de refrigerador típico, o ruído causado pelo ventilador é relativamente baixo ao comparar com o ruído emitido pelo compressor e pelo gabinete. Porém, existem frequências que não podem ser desconsideradas, as quais correspondem à passagem de pás do ventilador, frequências estas destacadas também por Silva (2018).

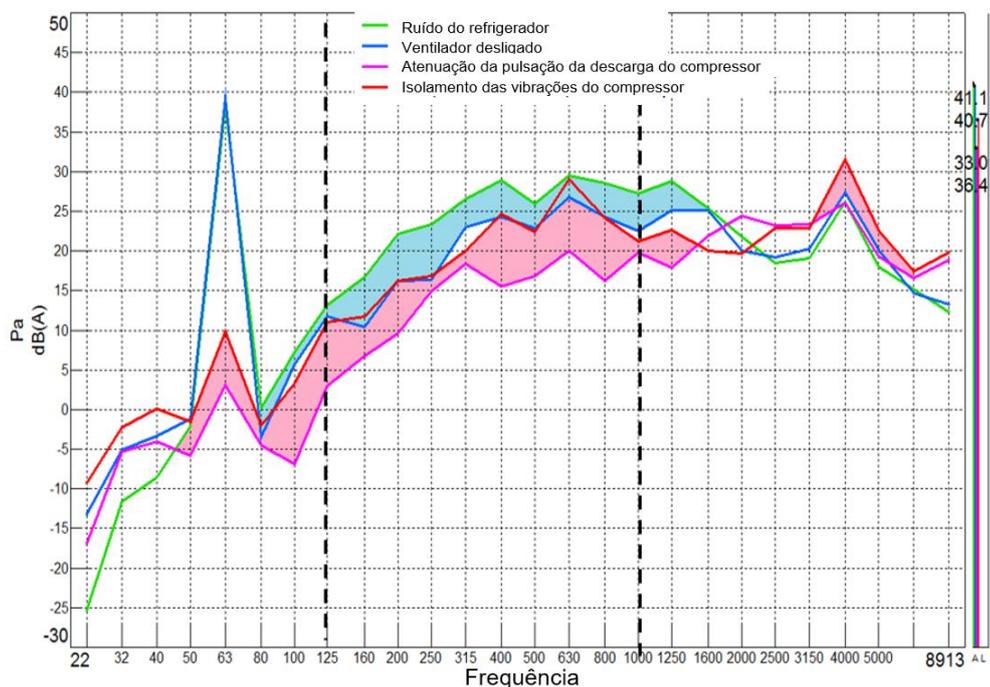
Cancilier (2017) estudou a influência de diversas configurações de acoplamento entre o ventilador e o gabinete. Uma das conclusões pertinentes é a influência da vibração do ventilador no ruído global do gabinete, obtendo uma diferença de até 3 dB quando o ventilador é desacoplado da estrutura, conforme mostra a Figura 2.7.

Figura 2.7 – Espectro de ruído de um refrigerador com ventilador instalado.



Fonte: Retirado de Cancilier (2017)

Figura 2.8 – Contribuição de fontes de ruído de um refrigerador típico.



Fonte: Adaptado de Martins (2016)

Martins (2016) identificou a influência das principais fontes de ruído em um refrigerador típico. Foi mensurado o nível de pressão sonora para algumas configurações como pode ser observado na Figura 2.8.

Inicialmente, obteve o nível de pressão sonora do refrigerador com todas as fontes ligadas. O resultado está representado pela curva na cor verde. Em seguida, o autor desligou o ventilador e obteve novamente o nível de pressão sonora, o resultado representativo é a curva azul. O autor removeu a placa base do compressor para isolamento das vibrações, representado pela curva vermelha. Por fim, para a atenuação da pulsação, foi instalado na linha de descarga um filtro de expansão e o resultado está representado pela curva magenta.

Observa-se que o espectro de pressão sonora pode ser dividido em três faixas de frequência. Na primeira faixa, até 125 Hz, nota-se a contribuição direta do compressor para o ruído. Nesta faixa, encontram-se as vibrações mecânicas das partes móveis do compressor, como também, a contribuição da pulsação. Na segunda faixa, de 125 Hz a 1 kHz, nota-se a influência das demais fontes do refrigerador, como exemplo, o ventilador e a pulsação. Por fim, na terceira faixa, acima de 1 kHz, nota-se a predominância do compressor novamente. Nesta faixa destaca-se a radiação direta da carcaça do compressor.

Demoliner (2017) realizou testes psicoacústicos com Juri, avaliando o incômodo nas configurações de ventilador ligado e desligado. O estudo apresentou resultados interessantes, no qual o juri avaliou o maior incômodo quando o ventilador está des-

ligado. Embora o ventilador aumente o ruído global do sistema, acredita-se que sua característica espectral de banda larga, ao diminuir a proeminência das tonais em sua faixa de operação, diminui o incômodo sonoro subjetivo.

2.4 CONDENSADOR E PULSAÇÃO

Hense (2015) avaliou a influência de um condensador externo no ruído global de um refrigerador. Dentre as conclusões obtidas a partir de experimentos e análises numéricas observou que o condensador é um elemento com baixa eficiência de radiação sonora e que sua principal contribuição para o ruído consiste em transmitir energia vibratória para o gabinete. Identificou que o condensador apresenta contribuições significativas na faixa de frequências entre 1 kHz e 1,3 kHz, e de 2,2 kHz a 2,5 kHz, provenientes das pulsação interna do fluido refrigerante.

2.5 OUTRAS FONTES

Com o objetivo de analisar as incertezas presentes na quantificação dos caminhos de energia vibratória de um refrigerado típico, Silva (2018) analisou o conjunto compressor-sistema através do método de TPA. Diante das limitações da técnica, o autor analisou as incertezas de medição, e concluiu que, para ser confiável, esta técnica necessita de uma fonte de velocidade de volume robusta, com alto nível de potência sonora.

2.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo foram apresentadas as principais fontes de ruído de um refrigerador doméstico típico. Entre as quais destacam-se: compressor, dispositivo de expansão, ventilador e pulsação. Cada fonte de ruído é predominante em uma região de frequência definida, e assim, pode-se analisar a contribuição nas regiões de baixas, médias e altas frequências. Logo, importa-se destacar que:

1. Região das baixas frequências (até 120 Hz): Nesta faixa predomina o compressor como principal fonte de ruído, devido aos esforços de inércia dos componentes mecânicos e da frequência de operação.
2. Região das médias frequências (120 Hz até 1 kHz): Nesta região tem-se o somatório das demais fontes. Neste intervalo estão presentes o ventilador, ruído do dispositivo de expansão e a pulsação.
3. Região das altas frequências (acima de 1 kHz): Esta região predomina novamente o compressor, visto que tem-se a contribuição direta da radiação da car-

caça. Encontra-se também uma contribuição do condensador devido à pulsação interna do fluido refrigerante.

3 FORMAS DE OBTENÇÃO DAS FUNÇÕES DE TRANSFERÊNCIA

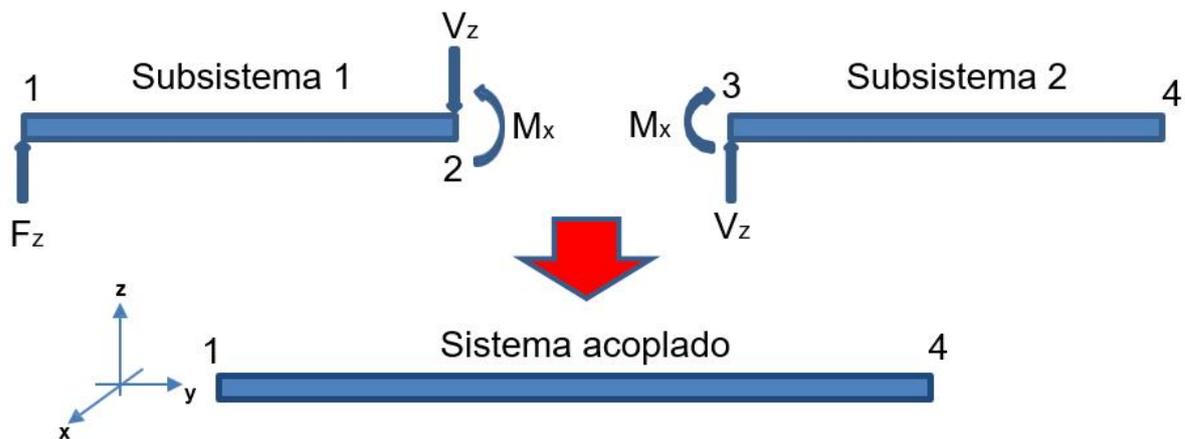
3.1 ASPECTOS GERAIS

Neste capítulo serão descritos os procedimentos utilizados para a obtenção das funções de transferência referentes aos possíveis caminhos de transmissão de energia vibratória ao gabinete e o ruído radiado pelo refrigerador. Neste estudo, foram avaliados os seguintes procedimentos: *Impedance Coupling*; Princípio da Reciprocidade; *Transfer Path Analysis* (TPA); *Operational Transfer Path Analysis* (OTPA); e por fim, *Multiple Inputs and Single Output* MISO. Serão apresentados e discutidos os respectivos potenciais de aplicação.

3.2 ACOPLAMENTO POR IMPEDÂNCIA

O Método de Acoplamento por Impedância faz uso de Funções Resposta em Frequência (FRFs) de subestruturas. Este método consiste em analisar dois subsistemas separados e determinar o acoplamento destes por meio de funções de impedâncias obtidas em pontos de conexão entre os dois subsistemas, conforme mostrado na Figura 3.1. Seja um sistema acoplado em que, F_z é a excitação da força no ponto 1. V_z e M_x representam a força cortante e o momento fletor, respectivamente, no ponto de acoplamento 2 e 3.

Figura 3.1 – Estudo do acoplamento de dois subsistemas



Fonte: Autor

As propriedades dinâmicas podem ser descritas em forma matricial, na forma:

$$\begin{pmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ F_{1z} \\ M_{1x} \\ M_{1y} \\ M_{1z} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} H_{(F_{1x},w_{4x})} & H_{(F_{1x},w_{4y})} & \cdot & \cdot & \cdot & H_{(F_{1x},\theta_{4z})} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ H_{(M_{1z},w_{4x})} & H_{(M_{1z},w_{4y})} & \cdot & \cdot & \cdot & H_{(M_{1z},\theta_{4z})} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} w_{4x} \\ w_{4y} \\ w_{4z} \\ \theta_{4x} \\ \theta_{4y} \\ \theta_{4z} \end{pmatrix} \quad (3.1)$$

sendo a matriz de rigidez dinâmica do acoplamento, $[H]$ dada por

$$[H] = \begin{bmatrix} H_{(F_{1x},w_{4x})} & H_{(F_{1x},w_{4y})} & \cdot & \cdot & \cdot & H_{(F_{1x},\theta_{4z})} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ H_{(M_{1z},w_{4x})} & H_{(M_{1z},w_{4y})} & \cdot & \cdot & \cdot & H_{(M_{1z},\theta_{4z})} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

Pela Equação 3.2 nota-se a necessidade de obter 21 FRFs apenas para os pontos de acoplamento. Para o cálculo da $H_{(F_{1x},w_{4x})}$, usam-se as condições de equilíbrio dinâmico. Da Figura 3.1, tem-se:

$$\begin{aligned} w_2(f) &= F_z H_{12}^{Fw} - V_z H_{22}^{Fz w} - M H_{22}^{Mw} \\ w_3(f) &= V_z H_{33}^{Fw} + M H_{33}^{Mw} \\ \theta_2(f) &= F_z H_{12}^{F\theta} - V_z H_{22}^{Fz \theta} - M H_{22}^{M\theta} \\ \theta_3(f) &= V_z H_{33}^{Fz \theta} + M H_{33}^{M\theta} \end{aligned} \quad (3.3)$$

em que w_2 e w_3 são os deslocamentos lineares, e θ_2 e θ_3 são os deslocamentos angulares. As funções H_{ij} são as receptâncias obtidas com deslocamento no ponto i e a excitação no ponto j .

As receptâncias são FRFs obtidas pelas relações entre as respostas de deslocamentos e as excitações. No esquema representado na Figura 3.1, as respostas são os deslocamentos lineares e angulares, e as excitações são compostas por força, vetor cortante e o momento fletor.

Pode-se calcular as receptancias na forma:

$$\begin{aligned} H_{ij}^{Fz w} &= \frac{w_i}{F_j}, & H_{ij}^{Vz \theta} &= \frac{\theta_i}{V_j}, \\ H_{ij}^{Mw} &= \frac{w_i}{M_j}, & H_{ij}^{M\theta} &= \frac{\theta_i}{M_j}. \end{aligned} \quad (3.4)$$

Nota-se a necessidade de obter V_z e M em função das receptâncias. Do acoplamento dos subsistemas tem-se:

$$\begin{aligned}x_2 &= x_3 \\ \theta_2 &= \theta_3\end{aligned}\tag{3.5}$$

Das Equações 3.5 e 3.3 obtêm-se:

$$F_z H_{12}^{F_z W} - V_z H_{22}^{F_z W} - M H_{22}^{Mw} = V_z H_{33}^{F_z W} + M H_{33}^{Mw}\tag{3.6}$$

$$F_z H_{12}^{F_z \theta} - V_z H_{22}^{F_z \theta} - M H_{22}^{M\theta} = V_z H_{33}^{F_z \theta} + M H_{33}^{M\theta}\tag{3.7}$$

Reescrevendo as Equações 3.6 e 3.7

$$V_z = F_z \frac{H_{12}^{F_z W}}{(H_{33}^{F_z W} + H_{22}^{F_z W})} - M \frac{(H_{33}^{Mw} + H_{22}^{Mw})}{(H_{33}^{F_z W} + H_{22}^{F_z W})}\tag{3.8}$$

$$V_z = F_z \frac{H_{12}^{F_z \theta}}{(H_{33}^{F_z \theta} + H_{22}^{F_z \theta})} - M \frac{(H_{33}^{M\theta} + H_{22}^{M\theta})}{(H_{33}^{F_z \theta} + H_{22}^{F_z \theta})}\tag{3.9}$$

e igualando as Equações 3.8 e 3.9 obtêm-se

$$F_z \left[\frac{H_{12}^{F_z W}}{(H_{33}^{F_z W} + H_{22}^{F_z W})} - \frac{H_{12}^{F_z \theta}}{(H_{33}^{F_z \theta} + H_{22}^{F_z \theta})} \right] = M \left[\frac{(H_{33}^{M\theta} + H_{22}^{M\theta})}{(H_{33}^{F_z \theta} + H_{22}^{F_z \theta})} - \frac{(H_{33}^{Mw} + H_{22}^{Mw})}{(H_{33}^{F_z W} + H_{22}^{F_z W})} \right]\tag{3.10}$$

Isolando o momento fletor M,

$$M = H_{MF} F_z\tag{3.11}$$

sendo

$$H_{MF} = \left\{ \frac{\left[\frac{H_{12}^{F_z W}}{(H_{33}^{F_z W} + H_{22}^{F_z W})} - \frac{H_{12}^{F_z \theta}}{(H_{33}^{F_z \theta} + H_{22}^{F_z \theta})} \right]}{\left[\frac{(H_{33}^{M\theta} + H_{22}^{M\theta})}{(H_{33}^{F_z \theta} + H_{22}^{F_z \theta})} - \frac{(H_{33}^{Mw} + H_{22}^{Mw})}{(H_{33}^{F_z W} + H_{22}^{F_z W})} \right]} \right\}\tag{3.12}$$

e substituindo a Equação 3.11 em 3.8, obtêm-se

$$V_z = F_z \left\{ \frac{H_{12}^{F_z W}}{(H_{33}^{F_z W} + H_{22}^{F_z W})} + H_{MF} \frac{(H_{33}^{Mw} + H_{22}^{Mw})}{(H_{33}^{F_z W} + H_{22}^{F_z W})} \right\}\tag{3.13}$$

Sabe-se que

$$w_4 = F_z H_{34}^{F_z W} - M H_{34}^{Mw}\tag{3.14}$$

Substituindo as Equações 3.11, 3.8 em 3.14, obtêm-se

$$w_4 = F_z \left\{ \frac{H_{12}^{F_z w}}{(H_{33}^{F_z w} + H_{22}^{F_z w})} + \{H_{MF}\} \frac{(H_{33}^{Mw} + H_{22}^{Mw})}{(H_{33}^{F_z w} + H_{22}^{F_z w})} \right\} H_{34}^{F_z w} - H_{MF} H_{34}^{Mw} F_z \quad (3.15)$$

Reescrevendo

$$w_4 = F_z \left\{ \frac{H_{12}^{F_z w}}{(H_{33}^{F_z w} + H_{22}^{F_z w})} + H_{MF} \cdot \left[\frac{(H_{33}^{Mw} + H_{22}^{Mw})}{(H_{33}^{F_z w} + H_{22}^{F_z w})} H_{34}^{F_z w} - H_{34}^{Mw} \right] \right\} \quad (3.16)$$

Sabe-se também que,

$$w_4 = H_{(F_{1x}, w_{4x})} F \quad (3.17)$$

e das Equações 3.14 e 3.14 pode-se concluir que

$$H_{(F_{1x}, w_{4x})} = \left\{ \frac{H_{12}^{Fw}}{(H_{33}^{Fw} + H_{22}^{Fw})} + H_{MF} \left[\frac{(H_{33}^{Mw} + H_{22}^{Mw})}{(H_{33}^{Fw} + H_{22}^{Fw})} H_{34}^{Fw} - H_{34}^{Mw} \right] \right\} \quad (3.18)$$

Nota-se que para o cálculo da $H_{(F_{1x}, w_{4x})}$ é necessária a medição de 11 recepções: H_{12}^{Fw} , H_{22}^{Fw} , H_{22}^{Mw} , $H_{22}^{F\theta}$, $H_{22}^{M\theta}$, H_{33}^{Fw} , H_{33}^{Mw} , $H_{33}^{F\theta}$, $H_{33}^{M\theta}$, H_{34}^{Fw} e H_{34}^{Mw} . Importa destacar que $H_{(F_{1x}, w_{4x})}$ é uma das 21 FRFs necessárias para a obtenção da matriz de acoplamento.

3.2.1 Avaliação do Método de Acoplamento por Impedância

O Método da Impedância Acoplada apresentou-se inicialmente com uma possibilidade de analisar o acoplamento do compressor com o refrigerador. Como esses subsistemas são fabricados por empresas diferentes, caracterizar o acoplamento dos dois sistemas sem a necessidade de acoplar fisicamente tornou-se no primeiro momento uma metodologia atrativa. Conforme visto pela Equação 3.1, o acoplamento pode ser caracterizado por meio de uma matriz de FRFs. Entretanto, a grande quantidade de receptâncias e a precisão necessária para obter cada uma delas tornaram a sua aplicação inviável.

Cabe destacar que no acoplamento do compressor com o refrigerador, deve-se considerar os efeitos das forças e dos momentos nas três direções: x, y e z, o que resulta em um total de 6 graus de liberdade. Ainda assim, nota-se que as excitações não são decorrelacionadas, dificultando ainda mais a obtenção das FRFs. Entretanto, em bancadas experimentais, considerando força de excitação e resposta uniaxiais apenas, esta metodologia apresentou-se resultados significativos, porém sua aplicação de forma geral mostrou-se muito laboriosa e que requer grandes cuidados com a acurácia das FRFs.

3.3 PRINCÍPIO DA RECIPROCIDADE

O princípio da reciprocidade fundamenta-se na solução da equação de onda por funções de Green. Esse princípio é aplicado em sistemas lineares com parâmetros invariantes no tempo. Dessa forma, pode ser aplicado em estruturas sólidas submetidas a campos acústicos, devido à interação entre as ondas sonoras com a estrutura (BERANEK; VÉR, 1997).

O Princípio da superposição está ilustrado na Figura 3.2. Esta metodologia possibilita o uso de uma fonte de excitação simplificada como uma força pontual ou uma fonte sonora monopolo para identificar respostas de fontes mais complexas.

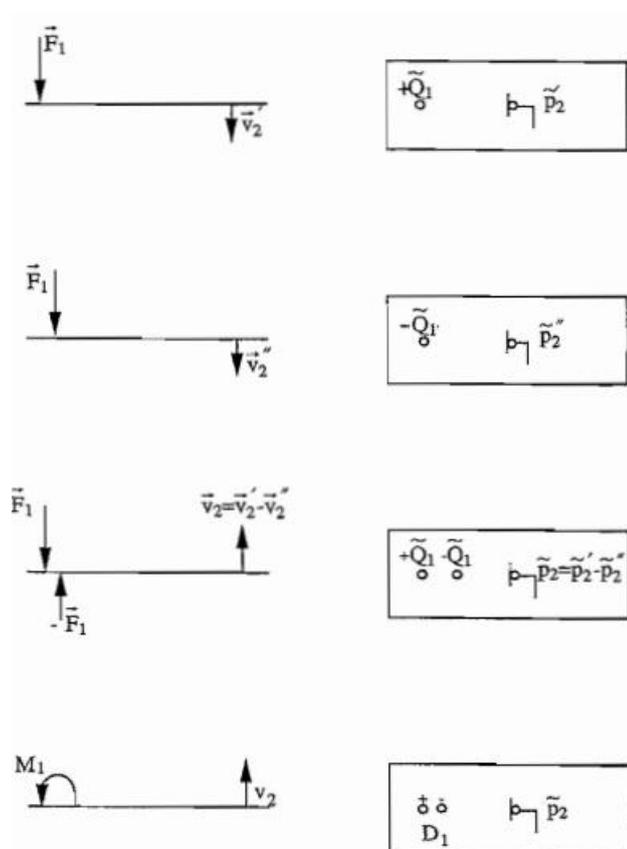


Figura 3.2 – Uso da superposição para predição de respostas estruturais e acústicas (v_2 e p_2).

Fonte: Adaptada de Beranek (1997)

Observa-se da Figura 3.2, que o sistema em análise deve ser esquematizado como uma relação direta entre excitação e resposta. Para a aplicação da metodologia destaca-se que os sistemas devem ser lineares e invariantes no tempo. A metodologia consiste em determinar a relação entre a resposta e a excitação por meio de uma fonte de velocidade de volume conhecida Q_1 e velocidade v_2 mensurada por transdutor nos pontos de interesse. Posteriormente, aplica-se uma excitação de força F_1 e estima-se

a pressão sonora p_2 , conforme também mostrado na Figura 3.3.

Segundo Beranek (1997), importa destacar que a força F_1 é a excitação no ponto 1 quando o ponto 2 é a resposta e o v_1 é excitação no ponto 2 quando o ponto 1 é a resposta. Da potência instantânea temos:

$$Re \left\{ \frac{1}{2} F_1 v_1^* \right\} = Re \left\{ \frac{1}{2} F_2 v_2^* \right\} \quad (3.19)$$

Desse modo, se as variáveis F_1 , F_2 , v_1 e v_2 forem mensuradas na mesma direção, o que implica na mesma fase, pode-se obter as relações de reciprocidade, conforme mostrado pela Figura 3.3(A).

Da Equação 3.19 pode obter a relação

$$\frac{v_2}{F_1} = \frac{v_1}{F_2} \quad (m/N.s) \quad (3.20)$$

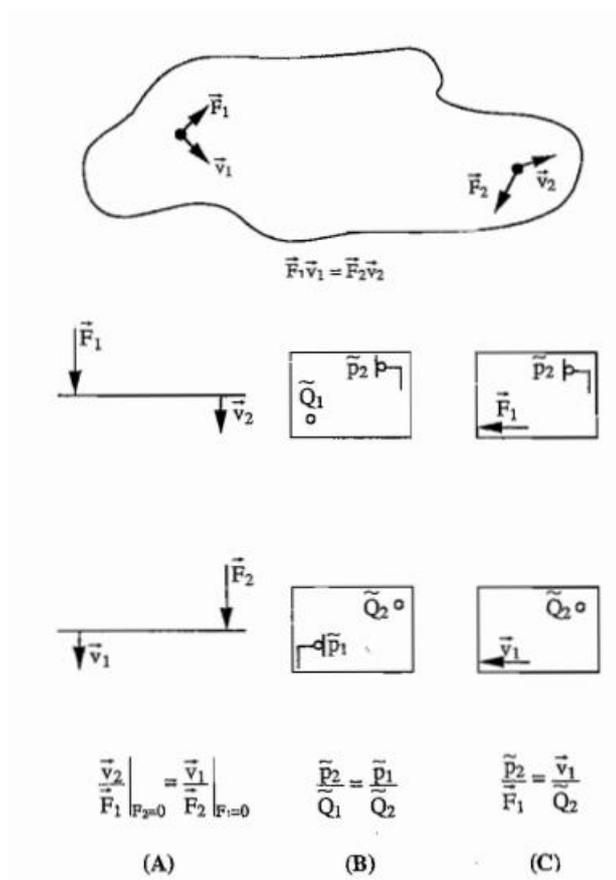


Figura 3.3 – Uso da superposição para predição de respostas estruturais e acústicas (v_2 e p_2).

Fonte: Adaptada de Beranek (1997)

Da Figura 3.3(C), tem-se:

$$\frac{\tilde{P}_2}{\tilde{F}_1} = \frac{\tilde{v}_1}{\tilde{Q}_2} \quad (3.21)$$

Segundo Beranek (1997) o princípio de reciprocidade possui ampla vantagem, tanto no campo analítico como experimental, quando comparado a outros métodos de obtenção da função transferência.

Fahy (2003) , em umas das primeiras aplicações desse princípio, utilizou a equação 3.21 para estimar a pressão sonora no interior de um automóvel. Excitar estruturas complexas com forças e momentos pontuais torna-se o trabalho experimental inviável e dificultoso. Com o intuito de obter a pressão sonora causada pela excitação das forças exercidas no pneu, Fahy colocou uma fonte acústica de velocidade de volume Q conhecida e mediu a resposta de vibração v na posição e na direção em que a excitação é aplicada no pneu. Assim, uma vez obtida a função de transferência da fonte Q com a resposta v (v/Q), foi possível determinar a pressão sonora a uma força aplicada, como mostrado na Figura 3.3(C).

Da Equação 3.21 tem-se:

$$\tilde{P}_2 = \frac{\tilde{v}_1}{\tilde{Q}_2} \tilde{F}_1 \quad (3.22)$$

O princípio da reciprocidade também pode ser aplicado em estruturas excitadas por múltiplas forças correlacionadas, conforme mostrado na Figura 3.4. Beranek (1997) estudou o efeito da vibração de uma máquina na sala fonte, sobre uma sala receptora. A máquina excitava a estrutura, que transmitia a vibração excitando o campo acústico na sala receptora. Para determinar a pressão sonora P_R da sala receptora, o autor utilizou-se da reciprocidade e do princípio da superposição. Assim, a pressão sonora P_R pode ser calculada pela soma de P_1 e P_2 , provenientes das excitações F_1 e F_2 , respectivamente.

Da Figura 3.4 tem-se:

$$\tilde{P}_R = \tilde{P}_1 + \tilde{P}_2 \quad (3.23)$$

Substituindo a Equação 3.22,

$$-\tilde{P}_R = \left\{ |F_1| \frac{|v_1|}{|\tilde{Q}_R|} e^{j\Phi_{1Q}} + |\tilde{F}_2| e^{j\Phi_{12}} \frac{|\tilde{v}_2|}{|Q_R|} e^{j\Phi_{2Q}} \right\} \quad (3.24)$$

sendo Φ_{1Q} e Φ_{2Q} a fase da função transferência v_1/Q_R e v_2/Q_R , respectivamente.

Diversas aplicações da técnica de reciprocidade podem ser encontradas em acústica e vibrações. Dentre elas, pode-se destacar controle ativo de vibrações, soluções automobilísticas por (FAHY, 2003) e aplicações de acústica submarina na área naval por (VERHEIJ, 1997).

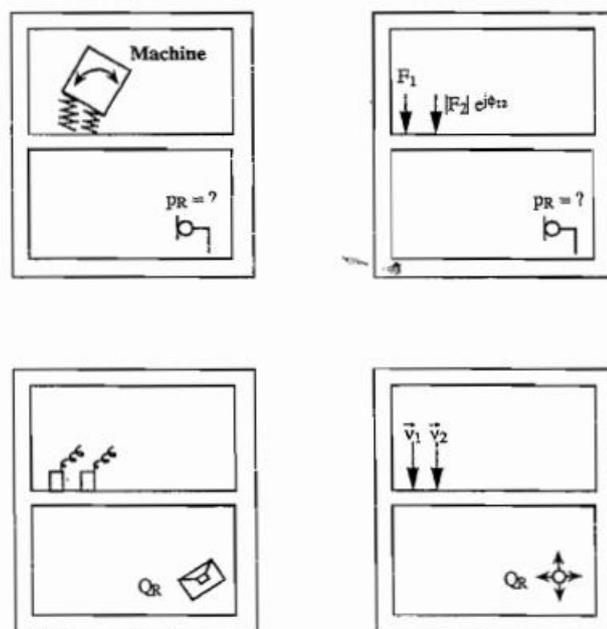


Figura 3.4 – Uso da reciprocidade e superposição para prever a pressão sonora em uma sala causada pelas forças correlacionadas F_1 e F_2 .

Fonte: Adaptada de Beranek (1997)

3.3.1 Avaliação do Método do Princípio da Reciprocidade

Esta metodologia também foi implementada para a determinação das funções de transferência do refrigerador nos pontos de conexão com o compressor. Para a obtenção destas funções, o refrigerador foi posicionado em uma câmara acústica e foi utilizada uma fonte dodecaédrica com velocidade de volume conhecida para gerar vibração no refrigerador. Veja a Figura 3.6. O compressor foi instrumentado com acelerômetros triaxiais, marca Brüel & Kjær, modelo 4535B, nos pontos de conexão com o refrigerador, mostrados na Figura 3.5.

O experimento foi realizado em duas etapas: Inicialmente, com o compressor instrumentado com acelerômetros, o compressor foi acionado e feita a aquisição simultânea de pressão sonora, por um microfone marca GRAS (campo difuso) e sinais de aceleração com acelerômetros triaxiais, marca Brüel & Kjær, modelo 4535B. Após aquisição dos dados, o compressor foi desligado e na posição do microfone foi posicionada a fonte dodecaédrica, e feita a aquisição dos sinais dos acelerômetros e da tensão que alimenta a fonte dodecaédrica.

Após processamento dos dados pôde-se verificar que o compressor ligado transmitia energia vibratória para o gabinete e esse excitava o campo acústico. No entanto, a fonte dodecaédrica não conseguiu excitar o compressor, sofrendo interferência do ruído de fundo. Diante dos resultados, foi feita a aquisição dos sinais de aceleração com todas as fontes desligadas, comprovando os fracos sinais de vibração, inviabili-



Figura 3.5 – Compressor Embraco instrumentado

zando a aplicação desta metodologia.

3.4 TRANSFER PATH ANALYSIS

O método do TPA é uma das aplicações do princípio de reciprocidade. É também conhecido como *Source Path Contribution* (SPC). Tem como principal objetivo quantificar os diferentes caminhos da propagação da energia vibratória entre fonte e resposta, conectados entre si por conexões mecânicas. (CARVALHO, 2008). Tem diversas aplicações em vibrações e acústica, entre elas, a quantificação do caminho de transmissão vibratória em veículos automotivos, aeronaves, embarcações, e sistemas de ar condicionado. (FAHY, 2003), (VERHEIJ, 1997), (ARAGONÈS; GUASCH, 2016), (VAN DER SEIJS; DE KLERK; RIXEN, 2016), (KIM; JUNG; OH, 2017)

Para a aplicação deste método, três etapas são citadas na literatura (ARAGONÈS; GUASCH, 2016), (VAN DER SEIJS; DE KLERK; RIXEN, 2016), (KIM; JUNG; OH, 2017) e (CARVALHO, 2008):

1. Obter as funções de transferência associadas aos caminhos de transmissão, com a fonte desconectada do sistema, por meio de forças pontuais;
2. Medir nos pontos de conexão os esforços operacionais obtidas, com o sistema em condição operacional, por meio de transdutores de aceleração.
3. Multiplicar a função transferência obtida no item 1 pelos esforços operacionais descrito no item 2.



Figura 3.6 – Fonte dodecaedriaca ao lado do gabinete

Ao desenvolver essas etapas, é possível descrever a pressão pontual (resposta) P_r como soma ponderada de forças e relações de reciprocidade (SILVA, 2018):

$$P_r = \sum_{i=1}^n \frac{v(i)}{Q(r)} F(i) \quad (3.25)$$

A parcela $\frac{v(i)}{Q(r)}$ corresponde à função de transferência do refrigerador do caminho i . $v(i)$ a velocidade no pontos de conexão i e Q , a fonte de velocidade de volume.

O método TPA apresenta alguns inconvenientes relacionados a erros e na quantificação das funções de transferência (SILVA, 2018). Devido à dificuldade de determinar essas funções de transferência pelo método convencional, uma nova abordagem foi proposta denominada por TPA Operacional ou OTPA.

3.5 OPERATIONAL TRANSFER PATH ANALYSIS

A metodologia OTPA busca praticidade ao processar os dados por fazer o uso de transdutores. No modelo tradicional para a obtenção das funções de transferência, a fonte de excitação deve ser desconectada do sistema e aplicada uma força conhecida em cada ponto de conexão. Além da precisão na aplicação dessa força, a impedância do ponto de acoplamento seria alterada, uma vez que a resposta da fonte no sistema é diferente da resposta da fonte desconectada. Com o uso do OTPA a fonte não precisa ser desconectada e em cada ponto de conexão é posicionado um transdutor de aceleração. Dessa forma, o OTPA consiste em três etapas:

1. Medir m valores das entradas e saída em pontos de conexão da fonte com o receptor.
2. Inverter a matriz de entrada por métodos matemáticos.
3. Multiplicar a inversão de matriz de entrada obtida no item 2 com a saída mensurada no item 1.

Realizadas as medições, pode-se notar a formação de m equações lineares. Como no item 2 tem-se uma inversão de matriz, alguns autores recomendam que m seja maior que três vezes a quantidade de caminhos de transmissão. Dessa forma, tem-se:

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ P_m \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{X}_{11} & \ddot{X}_{12} & \cdots & \ddot{X}_{1j} \\ \ddot{X}_{21} & \ddot{X}_{22} & \cdots & \ddot{X}_{2j} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \ddot{X}_{m1} & \ddot{X}_{m2} & \cdots & \ddot{X}_{mj} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} H_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ H_m \end{Bmatrix} \quad (3.26)$$

ou

$$\{P\} = [\ddot{X}] \{H\} \quad (3.27)$$

em que, $\{P\}$ é o vetor da saída, $[\ddot{X}]$ é a matriz de entrada e $\{H\}$ é o vetor das funções de transferência. Da Equação 3.32 obtém-se

$$\{H\} = [\ddot{X}]^{-1} \{P\} \quad (3.28)$$

Nota-se pela Equação 3.26 que, se $m \neq j$, a matriz $[\ddot{X}]$ não é quadrada e determinar a sua inversa não é possível, sendo necessário calcular sua pseudo-inversa $[\ddot{X}]^+$.

Para o cálculo da pseudo-inversa, utiliza-se um procedimento de decomposição de matrizes, denominado *Singular Value Decomposition* (SVD). Este procedimento descorrelaciona o conjunto de dados para melhor representação do sistema de equações.

O SVD baseia-se no teorema de álgebra linear o qual relaciona uma matriz retangular $A_{m \times n}$ como o produto de outras três matrizes, demonstrado na Equação 3.29:

$$A_{m \times n} = U_{m \times m} S_{m \times n} V_{n \times n}^T \quad (3.29)$$

em que, U é composto pelos autovetores ortonormais de AA^T ; V é composto por autovetores ortonormais de $A^T A$ e S é a matriz diagonal composta pelas raízes quadradas dos autovalores de U e V em ordem decrescente.

Da Equação 3.29 obtém-se

$$A_{m \times n}^+ = VS^{-1}U^T \quad (3.30)$$

A função pseudo-inversa embora derive de operações rebuscadas de matrizes, pode ser implementada no programa MATLAB, como a função *pinv*. Substituindo Equação 3.30 na Equação 3.31 obtém-se:

$$\{H\} = [\ddot{X}]^+ \{P\} \quad (3.31)$$

em que $\{P\}$ é o vetor de saída do modelo.

3.5.1 Avaliação do OTPA

OTPA mostrou-se uma metodologia, em relação ao TPA, mais prática e viável, o que possibilitou a obtenção das funções de transferência, algo dificultoso e impreciso por TPA. A metodologia foi implementada no objeto de estudo apresentando resultados significativos na obtenção das funções de transferência. Entretanto, o método não apresentou resultados significativos na estimativa do ruído global, uma vez que, a pseudo-inversa de uma matriz difere da inversa de uma matriz na propriedade aritmética. Substituindo a Equação 3.31 na Equação 3.32 obtém-se:

$$\{P\} = [\ddot{X}] [\ddot{X}]^+ \{P\} \quad (3.32)$$

como $[\ddot{X}] [\ddot{X}]^+ \neq [I]$ a estimativa da pressão sonora fica comprometida.

3.6 MULTIPLE INPUTS AND SINGLE OUTPUT (MISO)

3.6.1 Aspectos Gerais

O Modelo MISO é uma extensão do Modelo MIMO dispondo de um sistema com somente uma entrada de referência. Considere um sistema linear composto por q entradas previamente determinadas e mensuráveis $x_i(t), i = 1, 2, \dots, q$, e uma saída determinada de forma característica do sistema em análise, $y(t)$, conforme mostrado na Figura 3.7.

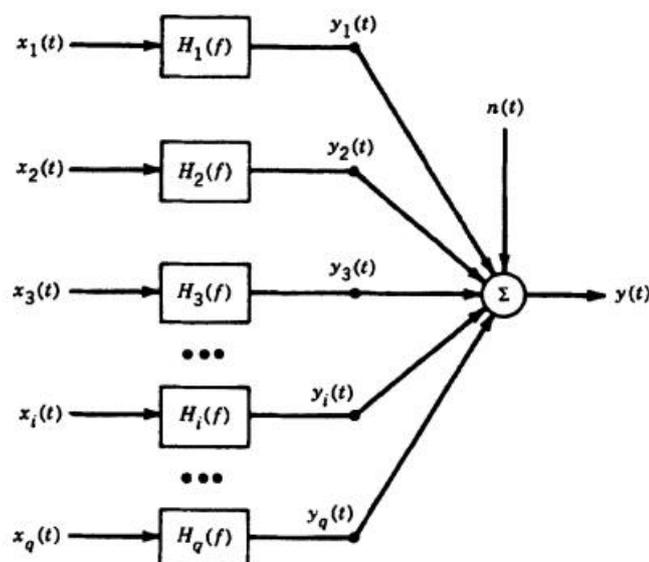


Figura 3.7 – Modelo *Multiple-input/single-output*

O termo de saída $n(t)$ relaciona todos os desvios do modelo ideal, como por exemplo as entradas importantes que não foram mensuradas, ruídos dos instrumentos de captação dos sinais e operações não-lineares (BENDAT; PIERSOL, 2010).

Conforme Bendat (2010), para que se tenha êxito na obtenção das funções de transferência, o sistema em análise deve respeitar quatro condições:

I - A função coerência entre quaisquer pares de sinais de entrada deve ser diferente de 1.

II - A função coerência entre quaisquer sinais de entrada com o sinal de saída deve ser diferente de 1.

III - A Função de coerência múltipla entre qualquer entrada e as outras entradas, excluindo a entrada selecionada, deve ser diferente de 1.

IV - A Função de coerência múltipla entre todas as entradas e a saída deve ser suficientemente alta, acima de 0,5, para situações práticas.

As condições I e II estão relacionadas às correlações entre os sinais de entrada e entre os sinais de entrada e saída respectivamente. Nessas condições, pode-se notar a importância da desconexão entre os sinais de entrada. A condição III relaciona-se com a correlação múltipla entre os sinais. Por exemplo, o sinal 3 pode ser obtido pela combinação linear dos sinais 1 e 2. Nesse caso, o sinal 3 deveria ser descartado dos sinais de entrada. Por fim, a condição IV está relacionada à energia do sinal, uma vez que, os sinais devem ter energia suficiente para prever o sinal de saída.

3.6.2 Formulação do Modelo

Da Figura 3.7 obtém-se

$$y(t) = \sum_{i=1}^q y_i(t) + n(t) \quad (3.33)$$

Ao aplicar a transformada rápida de Fourier,

$$Y(f) = \sum_{i=1}^q Y_i(f) + N(f) \quad (3.34)$$

Como cada contribuição de saída $Y_i(f)$ está diretamente relacionada com sua respectiva entrada $X_i(f)$, pelo sistema linear proposto, obtêm-se

$$Y_i(f) = H_i(f)X_i(f) \quad (3.35)$$

Substituindo na Equação 3.34,

$$Y(f) = \sum_{i=1}^q H_i(f)X_i(f) + N(f) \quad (3.36)$$

3.6.3 Obtenção das Funções de Transferência

Dispondo de sinais de entrada e saída em função do tempo, $x_i(t)$ e $y(t)$, aplicando-se a transformada de Fourier em um segmento do sinal de duração T , pode-se obter os sinais $X_i(f)$ e $Y(f)$,

$$\begin{aligned} X_i(f) &= \int_0^T x_i(t) e^{-j2\pi ft} dt \\ Y(f) &= \int_0^T y(t) e^{-j2\pi ft} dt \end{aligned} \quad (3.37)$$

Da Equação 3.36, obtêm-se:

$$Y(f) = \sum_{j=1}^q H_j(f)X_j(f) + N(f)$$

Pré-multiplicando a Equação 3.36 por $X_i^*(f)$, tem-se:

$$X_i^*(f) * Y(f) = X_i^*(f) * \sum_{j=1}^q H_j(f)X_j(f) + X_i^*(f) * N(f) \quad (3.38)$$

Calculando o valor esperado $E[x]$ para ambos os lados e dividindo pelo fator de escala $(2/T)$ para obter um espectro unilateral, tem-se:

$$\frac{E[X_i^*(f) * Y(f)]}{T} = \sum_{j=1}^q \frac{H_j(f)E[X_i^*(f) * X_j(f)]}{T} + \frac{E[X_i^*(f) * N(f)]}{T} \quad (3.39)$$

Sabe-se que

$$\begin{aligned} G_{iy} &= 2 \frac{E[X_i^*(f) * Y(f)]}{T} \\ G_{ij} &= 2 \frac{E[X_i^*(f) * X_j(f)]}{T} \\ G_{in} &= 2 \frac{E[X_i^*(f) * N(f)]}{T} \end{aligned} \quad (3.40)$$

Substituindo a Equação 3.40 em 3.39, obtêm-se

$$G_{iy} = \sum_{i=1}^q H_i(f) G_{ij} + G_{in} \quad (3.41)$$

onde $G_{in} = 0$ se $n(t)$ for descorrelacionado de todos os sinais de entrada.

Reescrevendo, tem-se

$$G_{iy} = \sum_{i=1}^q H_i(f) G_{ij} \quad (3.42)$$

Considerando os sinais descorrelacionados, a função de espectro cruzado $G_{ij} = 0$ para $i \neq j$, Dessa forma, a Equação 3.42 pode ser reescrita como:

$$G_{iy} = H_i(f) G_{ij} \quad i = 1, 2, \dots, q \quad (3.43)$$

Da Equação 3.43 pode-se obter as funções de transferência $H_i(f)$

$$H_i(f) = \frac{G_{iy}}{G_{ij}} \quad i = 1, 2, \dots, q \quad (3.44)$$

3.6.4 Aplicação ao objeto de estudo

Dentre as formas de obtenção das funções de transferência, a metodologia MISO se mostrou a mais adequada para este trabalho. Essa metodologia permitiu obter as funções de transferência do refrigerador como também estimar o ruído global.

O experimento consistiu em posicionar um refrigerador na câmara semianecoica no LVA. O compressor utilizado para obter as funções de transferência do refrigerador é marca Embraco, modelo 1. Foram utilizados seis acelerômetros, um em cada caminho de transmissão: três acelerômetros triaxiais, Marca Brüel & Kjær, Modelo 4535B; e três acelerômetros uniaxiais, Marca Brüel & Kjær, Modelo 4397. A aquisição de pressão sonora foi mensurada utilizando um microfone de campo livre pré-polarizado, Marca Brüel & Kjær, Modelo 4189, posicionado a uma distância de 1m do frontal do refrigerador e a 1,5 m do piso da câmara.

Com os tradutores de aceleração e pressão posicionados e calibrados, foi utilizado um analisador LMS SCADAS para a aquisição dos sinais. A taxa de amostragem

utilizada foi de 20480 Hz. Para eliminar a influência do ventilador no ruído global, esse foi desligado no momento da aquisição dos dados e foi instalada uma resistência térmica no freezer do refrigerador.

Após instrumentado o refrigerador, este foi ligado e esperou-se por duas horas até atingir o regime de operação. Após, foi feita a aquisição dos sinais pelo analisador por 1000 segundos, com o compressor em regime permanente, ventilador desligado e resistência térmica acionada. O experimento foi repetido três vezes. A velocidade de rotação do compressor também foi alterada para verificar a influência da rotação nas funções de transferência do refrigerador. O mesmo procedimento foi realizado com dois outros compressores nominalmente idênticos, marca Embraco, modelo 2. Os resultados obtidos das variações do procedimento serão posteriormente analisados no Capítulo 5.

3.7 SÍNTESE DO CAPITULO

Após a apresentação dos vários métodos, concluiu-se que se pode utilizar a metodologia MISO como a mais viável para a obtenção das funções de transferência do refrigerador. Diante dos pré-requisitos de aplicação desta metodologia fez necessário o estudo da correlação entre os sinais de entrada, visto que devem ser descorrelacionados. Com os sinais de aceleração e pressão coletados, procedeu-se então a investigação e a implementação de um algoritmo para descorrelacionar os sinais.

4 ALGORITMO DE DESCORRELAÇÃO

4.1 ASPECTOS GERAIS

O algoritmo de descorrelação é composto por operações matemáticas que por meio de funções de coerência descorrelaciona os sinais de entrada do modelo. O algoritmo relaciona os sinais de entrada a um sistema de n graus de liberdade, define um referencial e, por meio deste, os outros sinais são descorrelacionados. Por fim, tem-se um conjunto de dados de entrada descorrelacionados, que irão servir de base para obter as funções de transferência do modelo desejado.

4.2 INSTRUMENTAÇÃO E AQUISIÇÃO DOS SINAIS

Para a obtenção das funções de transferência, o experimento considerou 12 sinais de entrada e um sinal de saída, o que possibilita a aplicação do modelo MISO. Conforme visto na seção 3.6, algumas premissas devem ser respeitadas, entre elas destaca-se a descorrelação entre os sinais de entrada. Segundo Bendat (2010), as funções de coerência entre os sinais de entrada devem ser nulas, o que evidencia a independência dos sinais.

Para a aquisição dos sinais, o compressor foi instrumentado conforme Figura 4.1.



Figura 4.1 – Compressor instrumentado: as setas vermelhas indicam os acelerômetros triaxiais e as setas azuis os uniaxiais.

Os sinais de entrada do modelo correspondem aos sinais de vibração na forma de aceleração obtidos por acelerômetros triaxiais para os tubos de sucção e de descarga, como também na placa base do compressor. Além destes, outros três acelerô-

metros uniaxiais foram utilizados nas direções: frontal, lateral e superior da carcaça do compressor, o que resulta em um total de 12 sinais de vibração.

Nesse contexto, cada relação de sinal corresponde a um caminho de transmissão e devem ser eliminadas as contribuições de um sinal em relação aos outros, restando apenas a contribuição direta do sinal para a composição do sinal de saída, ou seja, para o ruído final.

Segundo Bendat (2010), para descorrelacionar os sinais, um sinal referencial deve ser fixado, e por meio deste, descorrelacionar em relação aos demais sinais. Importante destacar que o sinal de referência tem que ser representativo tanto em magnitude como nas faixas de frequência em que necessita-se de uma resposta mais precisa. Como os sinais são provenientes do compressor, e como visto também no Capítulo 2, as faixas que se deseja maior representação são as regiões de baixas e as altas frequências.

4.3 ESCOLHA DO SINAL DETERMINANTE

Conforme Bendat (1993), deve-se escolher um sinal de referência, o sinal $x_1(t)$, para poder iniciar a descorrelação entre os sinais. A literatura não indica uma forma ideal para essa opção, entretanto, como o objetivo final desse trabalho é a obtenção das funções de transferência do refrigerador, o método escolhido foi o método energético. Assim, o sinal de referência será aquele que possuir maior média energética, obtida por meio da função autoespectro.

Para o cálculo da função autoespectro sabe-se que:

$$S_{xx}(f) = \frac{1}{n_d T} E[X^*(f)X(f)] \quad (4.45)$$

onde $X^*(f)$ é o complexo conjugado de $X(f)$, T é o tamanho do sinal $X(f)$ e n_d o número de médias.

Assim, implementando a Equação 4.45 aos sinais de aceleração do modelo, com $\delta_f = 1\text{ Hz}$ e $n_d = 100$ médias, o resultado pode ser observado na Figura 4.2.

Após a análise da Figura 4.2, o sinal de referência escolhido foi o de aceleração da descarga na direção axial. Ainda assim, nota-se que a escolha é representativa, tanto para as regiões de baixas frequências, 10Hz a 100Hz, como também para a região de altas, acima de 1kHz. Nesse contexto, destaca-se também a frequência de operação do compressor, 60Hz, além das suas harmônicas, múltiplos inteiros de 60Hz.

Após a aplicação da Equação 4.45, os sinais foram dispostos de forma decrescente de acordo com o nível energético, conforme pode-se observar na Tabela 4.3.

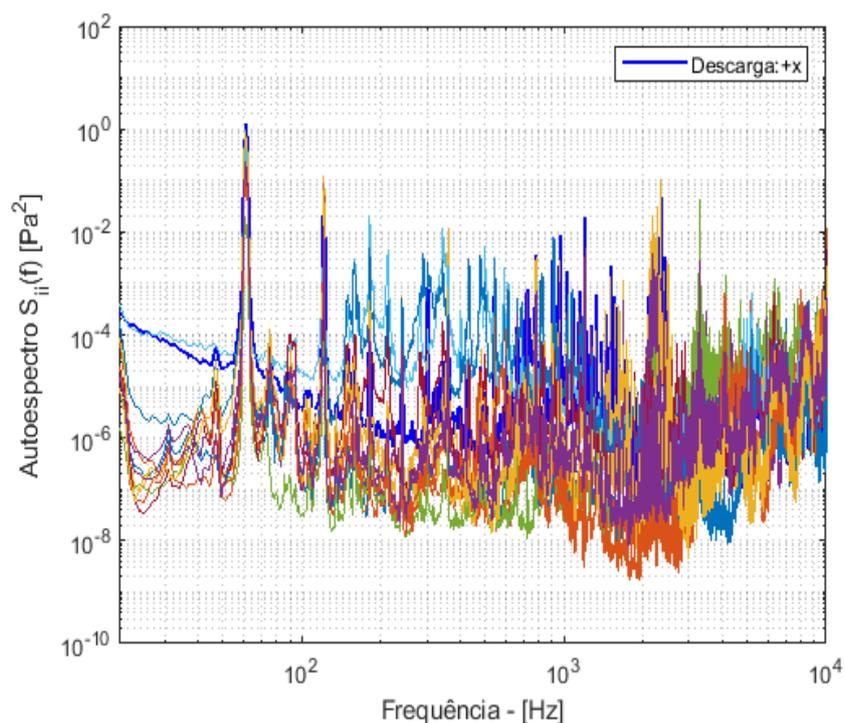


Figura 4.2 – Função autoespectro dos doze sinais de aceleração

Sinal	Acelerômetro	Direção
$x_1(t)$	Descarga (3D)	+X
$x_2(t)$	Sucção (3D)	+X
$x_3(t)$	Base (3D)	+Y
$x_4(t)$	Descarga (3D)	+Z
$x_5(t)$	Sucção (3D)	+Z
$x_6(t)$	Topo	+Z
$x_7(t)$	Descarga	+Y
$x_8(t)$	Base (3D)	+X
$x_9(t)$	Frontal	+X
$x_{10}(t)$	Lateral	+Y
$x_{11}(t)$	Base(3D)	+Z
$x_{12}(t)$	Sucção (3D)	+Y

Tabela 4.1 – Sinais de aceleração dispostos em ordem decrescente de nível energético

4.4 FUNÇÃO COERÊNCIA ORDINÁRIA

Para o cálculo da função coerência ordinária foi implementada a seguinte equação:

$$\gamma_{ij}^2(f) = \frac{|S_{ij}(f)|^2}{S_{ii}(f)S_{jj}(f)} \quad (4.46)$$

em que, i e j representam os índices, sendo i o sinal de referência e $j = 1, 2, \dots, n$, em que n é o número de sinais de entrada. Nesse caso $n = 12$.

A função coerência ordinária determina o quão correlacionado está um sinal em relação a outro. Importa destacar que quanto mais próximo de 1, maior a correlação do sinal e a dependência entre eles, e quanto mais próximo de 0, indica que os sinais são independentes.

Após a aplicação da Equação 4.46, o resultado pode ser observado na Figura 4.3. Ao analisar o resultado da função coerência pode-se observar que os sinais apresentam γ_{ij}^2 próximo de 1, ou seja, são correlacionados.

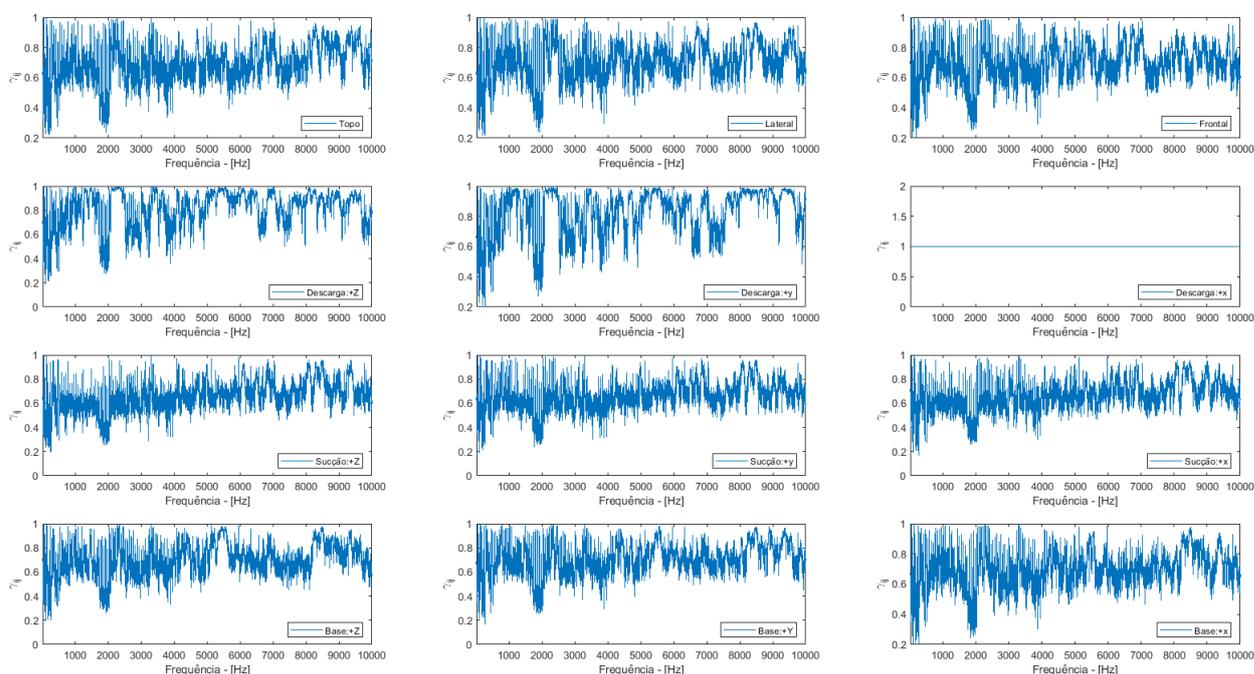


Figura 4.3 – Função coerência ordinária entre o sinal de referência e os demais sinais de aceleração

Deve-se também mencionar que a função coerência está relacionada à característica do sinal, se é um sinal tonal, ou banda larga, por exemplo. Os sinais analisados neste trabalho são acelerações obtidas em pontos das tubulações de conexão entre o compressor e o refrigerador. O compressor operou na frequência de 50Hz ou 60Hz, dependendo do modelo, o que implica em um sinal tonal na frequência de operação e seus harmônicos, múltiplos inteiros. Assim, a energia do sinal está distribuída principalmente nos picos de amplitude. Nas demais frequências, que possuem baixa relação sinal-ruído, o sinal não é representativo, uma vez que nessas faixas os sinais e o ruído de medição apresentam magnitudes semelhantes. Logo, ao analisar a Figura 4.3 deve-se atentar a coerência dos sinais para as frequências de 60Hz e seus múltiplos.

Com o intuito de melhorar de confirmar os valores das coerências da Figura 4.3, algumas frequências foram destacados e apresentados na Tabela 4.2.

γ_{ij}	Frequência [Hz]	60	120	180	1200	3200	5400
Sinal	Topo	0,99	0,99	0,87	0,94	0,59	0,67
	Lateral	0,99	0,99	0,85	0,98	0,60	0,72
	Frontal	0,99	0,99	0,76	0,98	0,61	0,77
	Descarga: +Z	0,99	0,99	0,74	0,98	0,82	0,97
	Descarga: +Y	0,99	0,98	0,52	0,98	0,82	0,97
	Descarga: + X	1	1	1	1	1	1
	Sucção: +Z	0,99	0,98	0,77	0,73	0,61	0,58
	Sucção: + Y	0,99	0,89	0,74	0,97	0,60	0,68
	Sucção: + X	0,99	0,98	0,76	0,89	0,52	0,54
	Base: +Z	0,99	0,99	0,61	0,97	0,59	0,92
	Base: + Y	0,99	0,99	0,93	0,81	0,64	0,70
	Base: + X	0,99	0,99	0,79	0,98	0,61	0,87

Tabela 4.2 – Função coerência ordinária entre os 11 sinais j e o sinal de referência i.

4.5 DESCORRELAÇÃO DOS SINAIS

Nessa seção será apresentado o procedimento de descorrelação dos sinais. Conforme visto anteriormente, o sinal de referência adotado foi o sinal de vibração da descarga, na direção +X. Os demais sinais de descorrelação serão obtidos a partir deste.

Inicialmente, será apresentada uma visão geral do experimento, mostrado na Figura 4.4. Dispondo dos dados coletados e dos fundamentos de MISO, o modelo pode ser representado conforme a Figura 4.5.

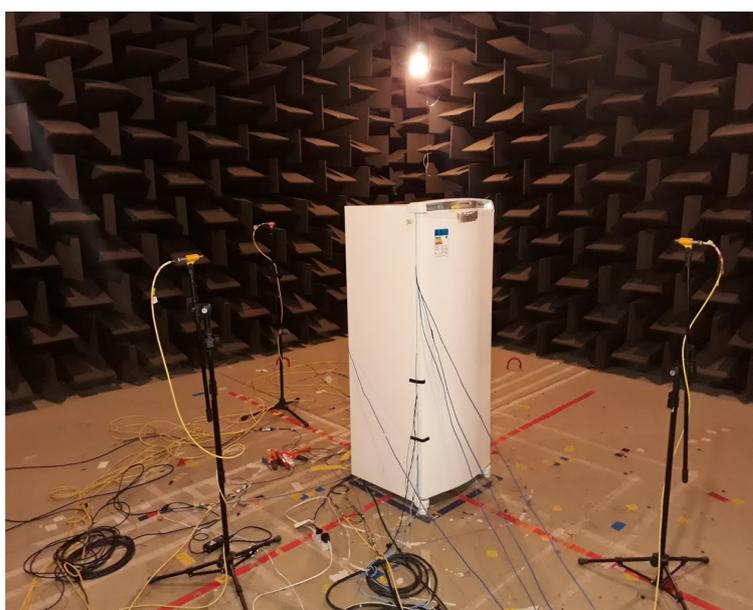


Figura 4.4 – Modelo em estudo: compressor-sistema

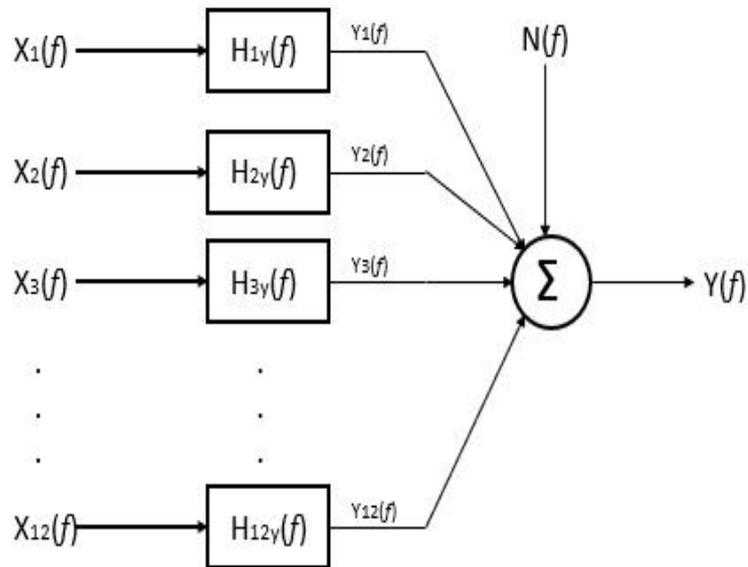


Figura 4.5 – Modelo representado em diagrama de blocos

4.5.1 Obtenção do sinal $X_{2,1}(f)$

Para a obtenção do sinal $X_{2,1}(f)$, conforme Bendat (2010), o sinal deve ser decomposto em dois: um correlacionado e outro descorrelacionado, ambos com $X_1(f)$. Conforme esquematizado na Figura 4.6, pode-se escrever

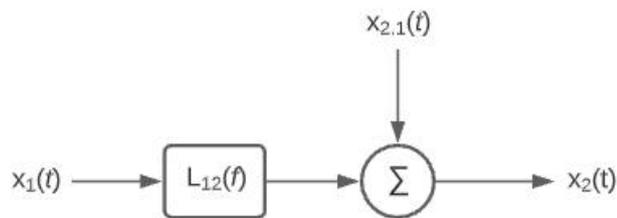


Figura 4.6 – Decomposição de $x_2(t)$ em $x_1(t)$

$$x_2(t) = x_{2,1}(t) + x_{2;1}(t) \quad (4.47)$$

em que $x_{2;1}(t)$ é o sinal correlacionado com $x_1(t)$ e $x_{2,1}(t)$ é o sinal descorrelacionado de $x_1(t)$. Assim, pode-se obter $x_{2,1}(t)$.

$$x_{2,1}(t) = x_2(t) - x_{2;1}(t) \quad (4.48)$$

Cabe destacar que:

$$\begin{aligned}
 X_{2.1}(f) &= X_2(f) - X_{2:1}(f) \\
 X_{2.1}(f) &= X_2(f) - L_{12}X_1(f) \\
 L_{12}(f) &= \frac{S_{12}(f)}{S_{11}(f)}
 \end{aligned}
 \tag{4.49}$$

em que, $L_{12}(f)$ representa a função paramétrica de linearidade entre os sinais $x_1(t)$ e $x_2(t)$. Destaca-se, também, $S_{11}(f)$ e $S_{12}(f)$ sendo as funções densidade de autoespectro e espectro cruzado, respectivamente.

4.5.2 Obtenção do sinal $X_{3.2}(f)$

Definidos os sinais $X_1(f)$ e $X_{2.1}(f)$, necessita-se obter o sinal $X_{3.2}(f)$. De forma análoga à obtenção de $X_{2.1}(f)$, o sinal $X_3(f)$ é decomposto em três sinais: $X_{3:1}(f)$, sinal correlacionado a $X_1(f)$; $X_{3:2}(f)$, sinal correlacionado com $X_{2.1}(f)$; e $X_{3.2}(f)$, sinal decorrelacionado, conforme esquematizado na Figura 4.7. Assim, pode-se escrever:

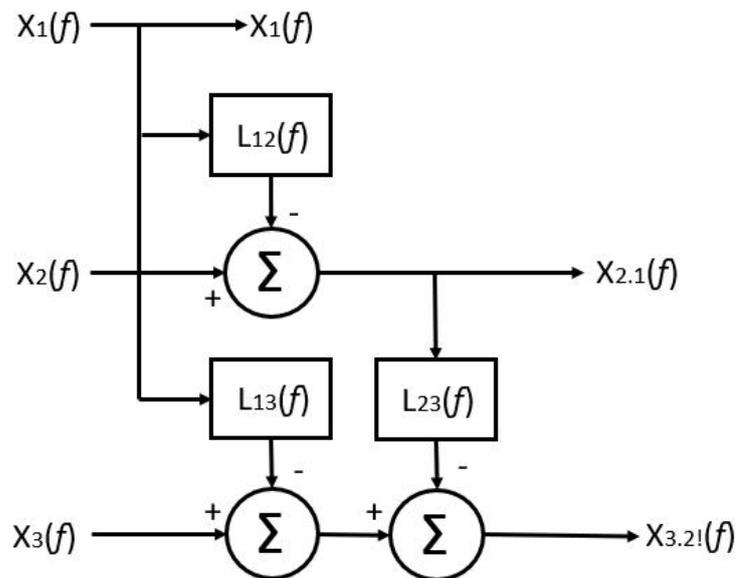


Figura 4.7 – Decomposição de $X_3(f)$ em $X_1(f)$ e $X_{2.1}(f)$

$$\begin{aligned}
 x_{3.2!}(t) &= x_3(t) - x_{3:1}(t) - x_{3:2}(t) \\
 X_{3.2!}(f) &= X_3(f) - L_{13}X_1(f) - L_{23}X_{2.1}(f) \\
 L_{13}(f) &= \frac{S_{13}(f)}{S_{11}(f)} \quad L_{23}(f) = \frac{S_{23.1}(f)}{S_{22.1}(f)}
 \end{aligned}$$

4.5.3 Determinação dos demais sinais

O procedimento apresentado mostra que, cada sinal é obtido através de uma decorrelação em relação aos sinais anteriormente definidos. Assim, tem-se:

$$X_1(f) = X_1(f)$$

$$X_{2.1}(f) = X_2(f) - X_{2.1}(f)$$

$$X_{2.1}(f) = X_2(f) - L_{12}X_1(f)$$

$$x_{3.2!}(t) = x_3(t) - x_{3.1}(t) - x_{3.2}(t)$$

$$X_{3.2!}(f) = X_3(f) - L_{13}X_1(f) - L_{23}X_{2.1}(f)$$

De forma analoga, pode-se determinar os demais sinais como:

$$X_{j,r!}(f) = X_j(f) - \sum_{i=1}^r L_{ij}X_{i,(i-1)!} \quad r = 1, 2, \dots, j-1$$

$$L_{ij}(f) = \frac{S_{ij,(i-1)!}(f)}{S_{ii,(i-1)!}(f)},$$

$$S_{ii,(i-1)!} = \frac{1}{T} X_{i,(i-1)!}^* X_{i,(i-1)!}, \quad S_{ij,(i-1)!} = \frac{1}{T} X_j^* X_{i,(i-1)!}.$$

4.6 FUNÇÃO COERÊNCIA PARCIAL

Na secção 4.3, um sinal de referência foi escolhido e com ele calculada a correlação entre os demais sinais com este por meio da função coerência. Segundo Bendat (2010), quando são usados sinais reais e calculada a função coerência, a nomenclatura adequada é chamar função de coerência ordinária. Entretanto, quando são descorrelacionados os sinais e aplicada novamente a função coerência, a nomenclatura passa a ser chamada de função coerência parcial.

Desse modo, a função coerência parcial é calculada por:

$$\gamma_{ij,(i-1)!}^2(f) = \frac{|S_{ij,(i-1)!}(f)|^2}{S_{ii,(i-1)!}(f)S_{jj}(f)} \quad (4.50)$$

Aplicando a Equação 4.50, o resultado pode ser observado na Figura 4.8. As funções coerência parcial entre os sinais descorrelacionados devem ser nulas. Nota-se, pela Figura 4.8, que somente o sinal de referência possui coerência igual a 1, já que é uma autocorrelação.

Para uma análise matemática mais ampla dos resultados, a função coerência parcial entre $x_1(f)$ e $x_{2.1}(f)$ pode ser descrita pela Equação 4.51.

$$\gamma_{22.1}^2(f) = \frac{|G_{21.1}(f)|^2}{G_{11}(f)G_{22.1}(f)} \quad (4.51)$$

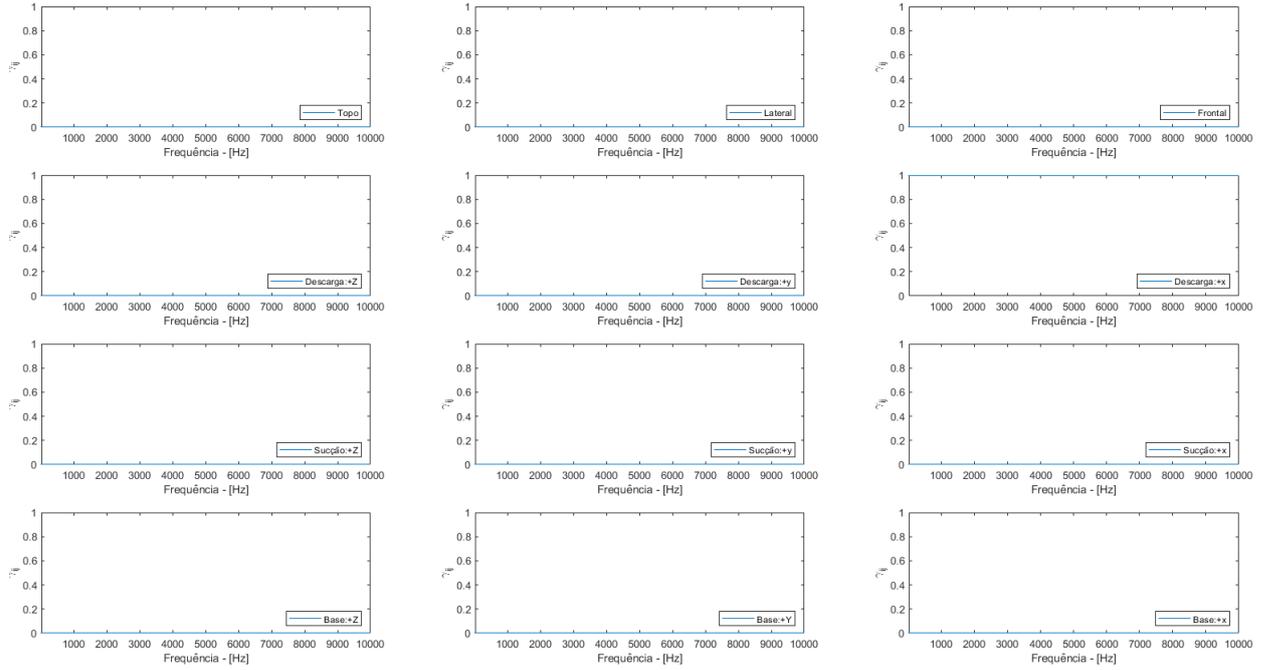


Figura 4.8 – Função coerência ordinária entre o sinal de referência e os demais sinais de aceleração

Desse modo, necessita-se calcular as funções de autoespectro $G_{21.1}$ e $G_{22.1}$. Para o cálculo de $G_{22.1}$, sabe-se pela Equação 4.49 que

$$X_1(f) = X_1(f) \quad e \quad X_2(f) = X_{2:1}(f) + X_{2.1}(f) \quad (4.52)$$

Pode-se escrever,

$$X_{2.1}(f) = X_2(f) - X_{2:1}(f) \quad (4.53)$$

e pré-multiplicando por $X_{2.1}^*(f)$ obtém-se

$$X_{2.1}^*(f)X_{2.1}(f) = X_{2.1}^*(f)(X_2(f) - X_{2:1}(f)) \quad (4.54)$$

Dividindo por $2/T$

$$G_{22.1}(f) = \frac{2}{T} (X_2^*(f) - X_{2:1}^*(f)) (X_2(f) - X_{2:1}(f)) \quad (4.55)$$

$$G_{22.1}(f) = G_{22}(f) - G_{22:1}(f) \quad (4.56)$$

Sabe-se também que

$$G_{22:1}(f) = (X_1^*(f)L_{12}^*(f)) (X_1(f)L_{12}(f))$$

$$G_{22:1}(f) = G_{11}(f)L_{12}^2(f) \quad (4.57)$$

Substituindo a Equação 4.49 e 4.57 na Equação 4.58 obtem-se

$$G_{22.1}(f) = G_{22}(f) - G_{11}(f) \frac{S_{12}^2(f)}{S_{11}^2(f)} \quad (4.58)$$

$$G_{22.1}(f) = G_{22}(f) - G_{11}(f) \frac{G_{12}^2(f)}{G_{11}^2(f)} \quad (4.59)$$

$$G_{22.1}(f) = G_{22}(f) - \frac{G_{12}^2(f)}{G_{11}(f)} \quad (4.60)$$

Colocando $G_{22}(f)$ em evidência,

$$G_{22.1}(f) = G_{22}(f) \left(1 - \frac{G_{12}^2(f)}{G_{11}(f) G_{22}(f)} \right) \quad (4.61)$$

Assim, substituindo a Equação 4.46

$$G_{22.1}(f) = G_{22}(f) \left(1 - \gamma_{12}^2(f) \right) \quad (4.62)$$

Para o cálculo da função $G_{21.1}$, sabe-se que

$$G_{21.1}(f) = \frac{2}{T} X_{2.1}^*(f) X_1(f) \quad (4.63)$$

$$G_{21.1}(f) = \frac{2}{T} (X_2^*(f) - L_{12}^* X_1^*(f)) X_1(f) \quad (4.64)$$

$$G_{21.1}(f) = \frac{2}{T} (X_2^*(f) X_1(f) - L_{12}^* X_1^*(f) X_1(f)) \quad (4.65)$$

$$G_{21.1}(f) = \frac{2}{T} (G_{21}(f) - L_{12}^* G_{11}(f)) \quad (4.66)$$

$$G_{21.1}(f) = \frac{2}{T} \left(G_{21}(f) - \frac{G_{12}^*(f)}{G_{11}(f)} G_{11}(f) \right) \quad (4.67)$$

ou

$$G_{21.1}(f) = \frac{2}{T} (G_{21}(f) - G_{12}^*(f)) \quad (4.68)$$

Sabe-se que $G_{21}(f) = G_{12}^*$, logo

$$G_{21.1}(f) = 0 \quad (4.69)$$

Substituindo as Equações 4.69 e 4.58 na Equação 4.51, obtem-se

$$\gamma_{22.1}^2(f) = 0 \quad (4.70)$$

Para todos os efeitos, pode-se generalizar a Equação 4.69 para todos os sinais decorrelacionados. Por consequência:

$$\gamma_{ij.(i-1)}^2(f) = 0 \quad e \quad G_{ij.(i-1)}(f) = 0 \quad (4.71)$$

4.7 FUNÇÃO TRANSFERÊNCIA $H_{iy}(f)$ E A FUNÇÃO PARAMÉTRICA L_{iy}

Para a obtenção das funções de transferência neste trabalho foi utilizado o método MISO, conforme esquematizado nas Figura 4.9 e 4.10.

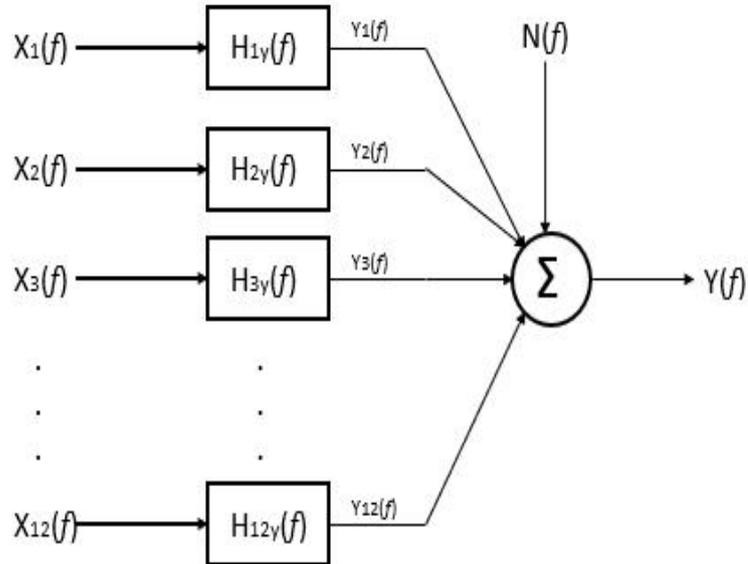


Figura 4.9 – Modelo representado em diagrama de blocos com as estradas correlacionadas

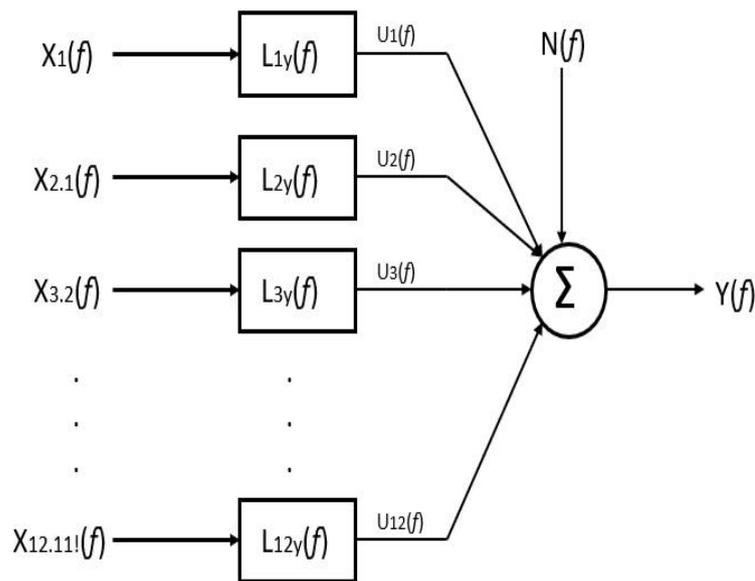


Figura 4.10 – Modelo representado em diagrama de blocos com as estradas descorrelacionadas

Da Figura 4.9 pode-se escrever:

$$y(f) = \sum_{i=1}^{12} H_{iy}(f)X_i(f) \quad (4.72)$$

A contribuição de cada entrada pode ser calculada por:

$$\begin{aligned} y_1 &= H_{1y}X_1 \\ y_2 &= H_{2y}X_2 \\ y_3 &= H_{3y}X_3 \\ &\dots \\ y_{12} &= H_{12y}X_{12} \end{aligned} \quad (4.73)$$

Substituindo,

$$\begin{aligned} y_1 &= H_{1y}X_1 \\ y_2 &= H_{2y}(X_{2.1} + L_{12}X_1) \\ y_3 &= H_{3y}(X_{3.2} + L_{23}X_{2.1} + L_{13}X_1) \\ &\dots \\ y_{12} &= H_{12y} \left(X_{12.111!} + \sum_{i=1}^{11} L_{i12}X_{i.(i-1)!} \right) \end{aligned} \quad (4.74)$$

Pela Equação 4.72, sabe-se que

$$y(f) = \sum_{i=1}^{12} y_i(f) \quad (4.75)$$

a qual pode ser escrita na forma

$$\begin{aligned} y(f) &= H_{1y}X_1 + H_{2y}(X_{2.1} + L_{12}X_1) \\ &+ H_{3y}(X_{3.2} + L_{23}X_{2.1} + L_{13}X_1) + \dots \\ &+ H_{12y} \left(X_{12.111!} + \sum_{i=1}^{11} L_{i12}X_{i.(i-1)!} \right) \end{aligned} \quad (4.76)$$

Reagrupando a Equação, pode-se escrever

$$\begin{aligned} Y(f) &= X_1 \left(H_{1y} + \sum_{i=1}^{12} L_{1i}H_{iy} \right) + X_{2.1} \left(H_{2y} + \sum_{i=2}^{12} L_{2i}H_{iy} \right) \\ &+ X_{3.2} \left(H_{3y} + \sum_{i=3}^{12} L_{3i}H_{iy} \right) + \dots + X_{12.111!} (H_{12y}) \end{aligned} \quad (4.77)$$

Da Figura 4.10, tem-se que

$$U = \sum_{i=1}^{12} L_{iy}(f) X_{i(i-1)!}(f) \quad (4.78)$$

ou na forma

$$U = X_1 L_{1y} + X_{2.1} L_{2y} + X_{3.2!} L_{1y} + \dots + X_{12.11!} L_{12y} \quad (4.79)$$

Pelas Equações 4.79 e 4.77, pode-se obter as Equações das funções paramétricas,

$$\begin{aligned} L_{1y} &= H_{1y} + \sum_{i=1}^{12} L_{1i} H_{iy}, \\ L_{2y} &= H_{2y} + \sum_{i=2}^{12} L_{2i} H_{iy}, \\ L_{3y} &= H_{3y} + \sum_{i=3}^{12} L_{3i} H_{iy}, \dots \\ L_{12y} &= H_{12y}. \end{aligned} \quad (4.80)$$

Portanto, para o cálculo das funções de transferência, obtém-se

$$\begin{aligned} H_{1y} &= L_{1y} - \sum_{i=1}^{12} L_{1i} H_{iy}, \\ H_{2y} &= L_{2y} - \sum_{i=2}^{12} L_{2i} H_{iy}, \\ H_{3y} &= L_{3y} - \sum_{i=3}^{12} L_{3i} H_{iy}, \dots \\ H_{12y} &= L_{12y}. \end{aligned} \quad (4.81)$$

Pela Equação 4.81 pode-se observar que é possível determinar as funções de transferência do refrigerador H_{iy} por meio das funções de parâmetro L_{iy} . Cabe destacar que, ao utilizar os sinais reais correlacionados para estimar o ruído global deve-se utilizar as funções de transferência H_{iy} , conforme mostrado na Figura 4.9, entretanto, as funções de parâmetro L_{iy} são utilizadas dispondo dos sinais correlacionados, conforme visto na Figura 4.10.

4.8 SINTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo foi apresentada a decorrelação dos sinais de entrada do modelo em estudo. Estes sinais apresentam alta correlação devido ao fato de todos os sinais

serem provenientes de um único componente, o compressor. O algoritmo de descorrelação apresentou resultados satisfatórios quando calculadas as funções de coerência parcial, como mostrado na seção 4.6 .

Em seguida, com os sinais corretamente descorrelacionados, fez-se necessária a obtenção das funções paramétricas e, uma vez calculadas, foi possível obter as funções de transferência do refrigerador.

No capítulo seguinte, será analisada a variabilidade dessas funções aplicadas em diferentes regimes de operação, compressores diferentes e com número de sinais de entradas reduzidas com o objetivo de analisar a viabilidade de simplificação da aplicação do método na indústria.

5 TESTE DE VARIABILIDADE DA FUNÇÃO TRANSFERÊNCIA

5.1 ASPECTOS GERAIS

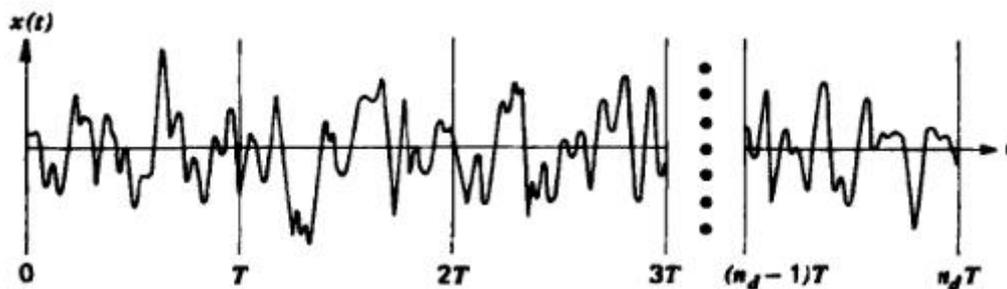
No Capítulo 3 foi apresentada a forma de obter a função transferência pelo modelo MISO. Para que o modelo fosse utilizado, os sinais foram descorrelacionados. Dispondo das funções de transferência do refrigerador, foram realizados os seguintes testes de variabilidade para: número de médias, repetibilidade, número de transdutores, frequência de rotação, e por fim, modelos de compressor.

5.2 NÚMERO DE MÉDIAS

A aquisição dos sinais de aceleração e pressão foi feita em função do tempo. Considere um sinal $x(t)$ no tempo de duração T_r que pode ser subdividido em n_d segmentos de tamanho T , mostrados na Figura 5.1. Assim, segundo o método de Welch, a função densidade espectral S_{xx} pode ser obtida por:

$$S_{xx}(f) = \frac{1}{n_d T} E[X^*(f)X(f)] \quad (5.82)$$

Figura 5.1 – Sinal $x(t)$ no domínio do tempo com duração $n_d T$ com n_d segmentos.



Fonte: Retirado de Bendat (2010)

Como visto no Capítulo 3, na metodologia MISO, as funções de transferência do refrigerador podem ser obtidas por:

$$H_{iy}(f) = \frac{G_{iy}(f)}{G_{ij}(f)} = \frac{S_{iy}(f)}{S_{ij}(f)} \quad i = 1, 2, \dots, q \quad (5.83)$$

Segundo Bendat (2010), o erro relativo da estimativa destas funções pode ser determinado por:

$$\varepsilon [H_{iy}(f)] = \frac{(1 - \gamma_{iy}^2)^{1/2}}{|\gamma_{iy}| \sqrt{2n_d}} \quad (5.84)$$

O desvio padrão da função transferência é calculado por

$$\sigma [H_{iy}(f)] = \frac{(1 - \gamma_{iy}^2)^{1/2}}{|\gamma_{iy}| \sqrt{2n_d}} |H| \quad (5.85)$$

Assim, a estimativa do intervalo de confiança da função de transferência H pode ser calculada por

$$H: |H| \pm Z_0 \sigma [H_{iy}(f)] \quad (5.86)$$

em que Z_0 é o valor da curva de distribuição normal padrão associado à probabilidade e a significância.

Pelas Equações 5.83 e 5.86 pode-se notar a influência do número de médias para o cálculo das funções de transferência e do intervalo de confiança dessas funções. Destaca-se que o número de médias é inversamente proporcional ao erro da estimativa das funções de transferência. Dessa forma, espera-se que o erro padrão decaia na medida que o número de médias aumenta.

Para o estudo da influência da variação das médias, foram utilizados os sinais de vibração e de pressão sonora obtidos em pontos de conexão do compressor com o refrigerador. Foi utilizado o compressor Embraco modelo 1 instalado, operando a 3600 RPM. Após o compressor ser ligado, esperou-se até 2 horas, tempo necessário para atingir o regime permanente de operação. O ventilador foi desligado, causando uma redução na eficiência da troca térmica do evaporador. Simultaneamente, foram ligadas as resistências instaladas no evaporador para aumento da troca térmica, reduzindo o efeito do ventilador desligado.

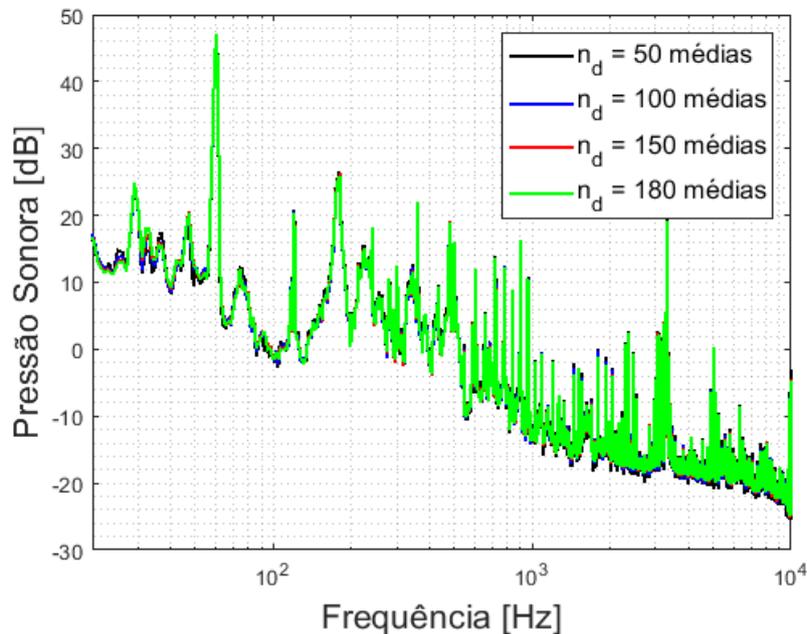
Com o refrigerador instrumentado e com um analisador SCADAS foram realizadas as aquisições simultâneas dos sinais de aceleração e pressão sonora durante 1000 segundos.

Dispondo dos sinais em função do tempo, foi estimada a pressão sonora usando 50 médias, em seguida 100 médias, posteriormente 150 médias e por fim, 180 médias. Os resultados podem ser observados na Figura 5.2. A média utilizada foi a média energética, calculada pela Equação 5.87

$$\tilde{Y} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_d} |p_i|^2}{n_d}} \quad (5.87)$$

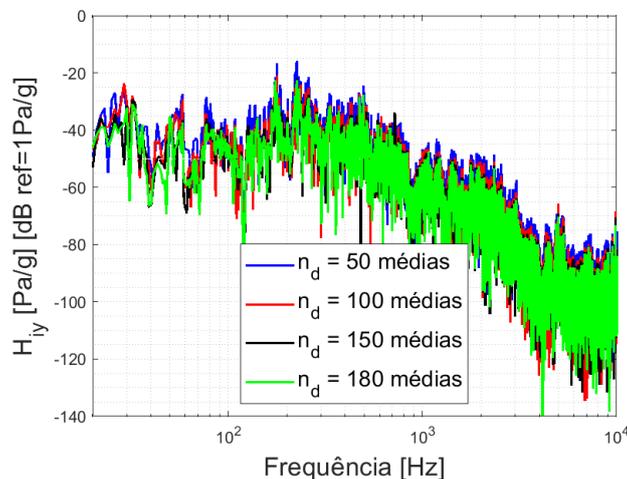
em que \tilde{Y} é a pressão média, n_d é o número de médias e p_i é o i -ésimo seguimento de pressão sonora.

Figura 5.2 – Pressão sonora estimada para as diferentes números de médias energéticas.



Nota-se que a pressão sonora não apresentou variação com o aumento do número de médias. Como a aquisição dos sinais foi obtida no regime permanente do compressor, espera-se que a pressão sonora não apresente variações com a diferença das médias. Em seguida, foram obtidas as funções de transferência com os seus respectivos intervalos de confiança, por meio das Equações 5.83 e 5.86. A função de transferência entre o sinal de vibração do topo da carcaça e a pressão sonora mensurada no frontal do refrigerador pode ser observada na Figura 5.3. Como são doze funções de transferência, as demais funções estão mostradas no Apêndice A.

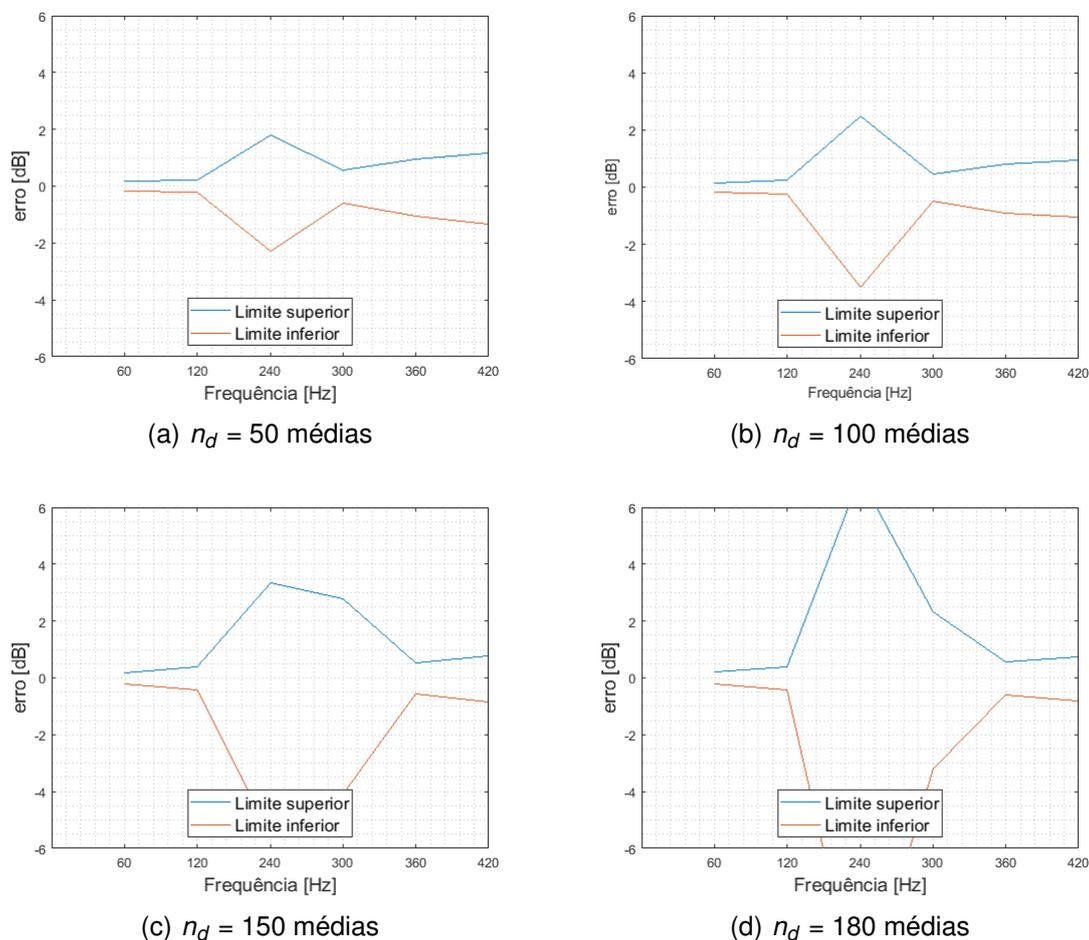
Figura 5.3 – Função de transferência (pressão sonora/vibração do Topo).



Destaca-se que os intervalos de confiança foram calculados para as frequências

de interesse. Neste experimento, as frequências de interesse estão delimitadas pela frequência fundamental, 60 Hz e seus múltiplos.

Figura 5.4 – Erro da estimativa da função de transferência (pressão sonora/vibração do Topo) com intervalo de confiança de 95%.



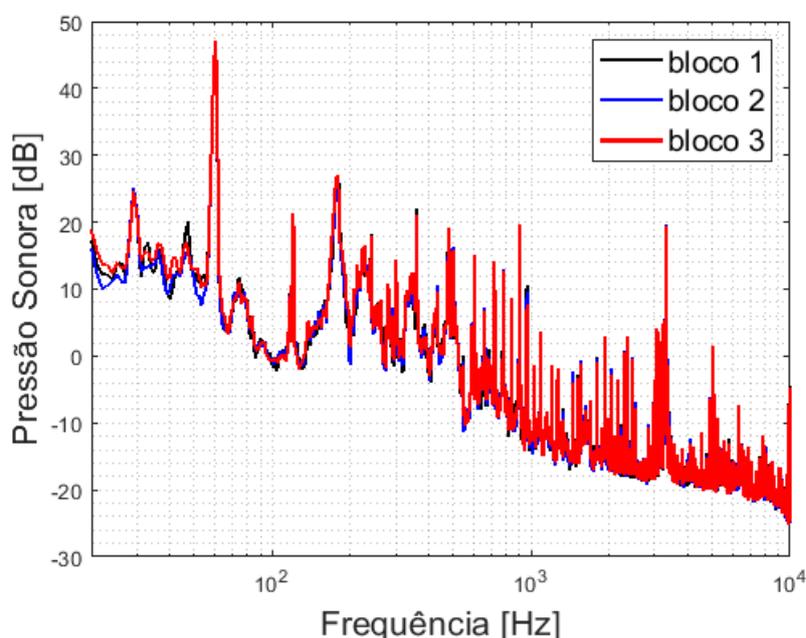
Fonte: Autor

Nota-se da Figura 5.4 que a estimativa das funções de transferência apresentaram resultados significativos associados ao intervalo de confiança de 95%. Destaca-se para a frequência de 60 Hz e 120 Hz, que em todas as médias, apresentaram erros inferiores a 1 dB. Entretanto, nota-se que nas demais frequências, apresentam erros maiores, podendo chegar a 6 dB, utilizando 150 e 180 médias. Os resultados nessas faixas de frequência não são representativos, uma vez que nestes intervalos existem outras fontes preponderantes de ruído.

5.3 VARIABILIDADE CONFORME A REPETIBILIDADE DA FUNÇÃO

Os mesmos sinais obtidos na seção anterior foram utilizados. Como dito anteriormente, o tempo de aquisição dos sinais foi de 1000 s. Com o número de médias definido em 100 médias, foram extraídos três blocos chamados de Bloco 1, Bloco 2 e Bloco 3, com duração de 100 s ao longo do 1000 s de cada sinal em momentos distintos. Estes blocos foram extraídos simultaneamente dos 12 sinais de vibração e do sinal de pressão sonora. Dispondo desses blocos, foram obtidas a pressão sonora medida pelo microfone e as funções de transferência do refrigerador. Os espectros da pressão sonora estão mostrados na Figura 5.5.

Figura 5.5 – Pressão sonora para os três blocos de 100 s.



Nota-se que a pressão sonora apresenta uma pequena variação nos três blocos de medição. Entretanto, deve-se mencionar que nas frequências de interesse, os três blocos apresentaram uma correlação significativa, com diferença de 0.1 dB do Bloco 1 para o Bloco 2 e menos de 0.1 dB do Bloco 2 para o Bloco 3, na frequência de 60Hz. As funções de transferência e o erro do intervalo de confiança de 95% também foram calculados para os três Blocos. Os resultados podem ser observados nas Figuras 5.6 e 5.7. Devido ao número elevado de funções, as demais funções de transferência estão mostradas no Apêndice B. Na Figura 5.6 nota-se que o comportamento para os três blocos se manteve inalterado.

Figura 5.6 – Função de transferência (pressão sonora/aceleração Topo) para os três blocos de 100 s.

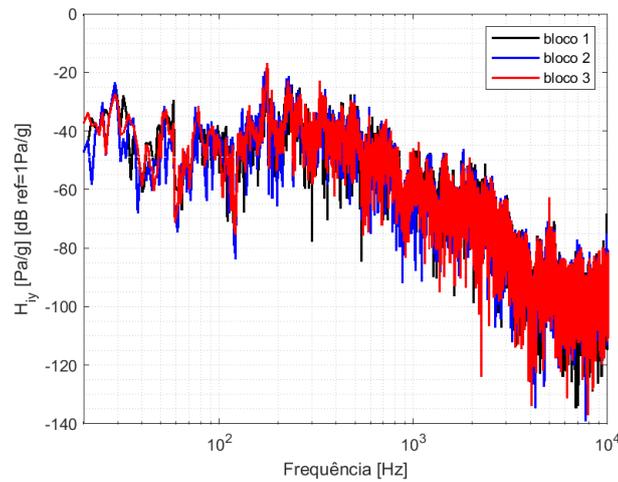
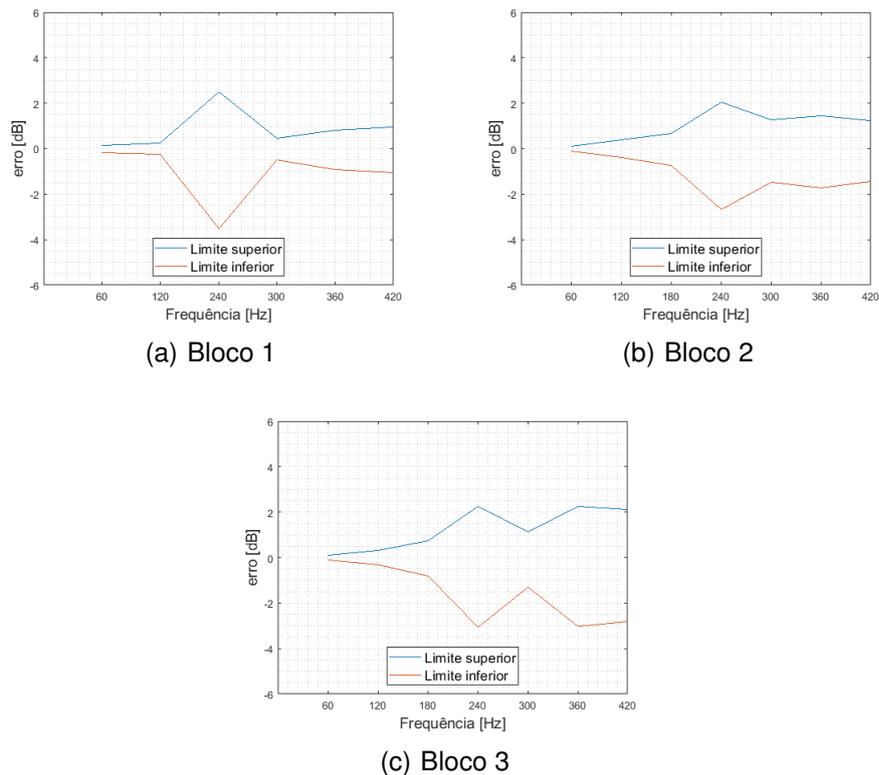


Figura 5.7 – Erro da estimativa da função de transferência (pressão sonora/aceleração do Topo) com intervalo de confiança de 95%.



Fonte: Autor

Nota-se da Figura 5.7 que a estimativa das Funções de transferência apresentaram resultados relevantes associado ao intervalo de confiança de 95%. As frequências de 60 Hz e 120 Hz, apresentaram erros inferiores a 1 dB para os três blocos. Todavia, nota-se que as demais frequências apresentaram erros significativos podendo, chegar a aproximadamente 3 dB na frequência de 240 Hz. Contudo, os resultados para as

demais frequências não são representativos, uma vez que nestes intervalos existem outras fontes atuantes.

O objetivo deste trabalho é estimar o ruído global de um refrigerador por meio de suas funções de transferências. Tem-se três blocos de funções de transferência, cada bloco tem uma matriz de sinais de vibração e uma matriz de pressão sonora. Uma primeira análise refere-se à estimativa da pressão sonora de um bloco por meio da sua matriz de vibração e da função de transferência de outro bloco. Nesse sentido, pela Equação 3.36 obtém-se:

$$Y(f) = \sum_{j=1}^q H_j(f)X_j(f) + N(f) \quad (5.88)$$

Na estimativa das funções de transferência, pode-se obter o termo de correção $N(f)$, pela Equação 5.89

$$N(f) = Y(f) - \sum_{j=1}^q H_j(f)X_j(f) \quad (5.89)$$

O Bloco 2 foi utilizado para extrair as funções de transferência H_{ij} e o termo $N(f)$, enquanto as vibrações do Bloco 1 e do Bloco 3 para estimar a pressão sonora desses respectivos blocos.

Das Equações 5.88 e 5.89, obtém-se

$$\begin{aligned} \tilde{Y}_{b1}(f) &= \sum_{j=1}^{12} H_{b2jy}(f)X_{b1j}(f) + N_{b2}(f) \\ \tilde{Y}_{b3}(f) &= \sum_{j=1}^{12} H_{b2jy}(f)X_{b3j}(f) + N_{b2}(f) \end{aligned} \quad (5.90)$$

em que \tilde{Y}_{b1} é a pressão sonora estimada do Bloco 1, H_{b2jy} é a função de transferência do Bloco 2 pelo caminho j , X_{b1j} é a aceleração do Bloco 1 pelo caminho j , e N_{b2} é o termo de correção do Bloco 2.

Com os sinais coletados na seção anterior, foram processados e obtidas as funções de transferência utilizando a matriz de vibração dos doze sinais para os três blocos analisados. Com as funções de transferência obtidas para o Bloco 2, também foram estimadas as pressões sonoras do Bloco 1 e do Bloco 3 por meio da Equação 5.90. Os resultados podem ser vistos nas Figuras 5.8 e 5.9.

Figura 5.8 – Pressão sonora medido do Bloco 1 e a pressão sonora estimada com as funções de transferência do Bloco 2.

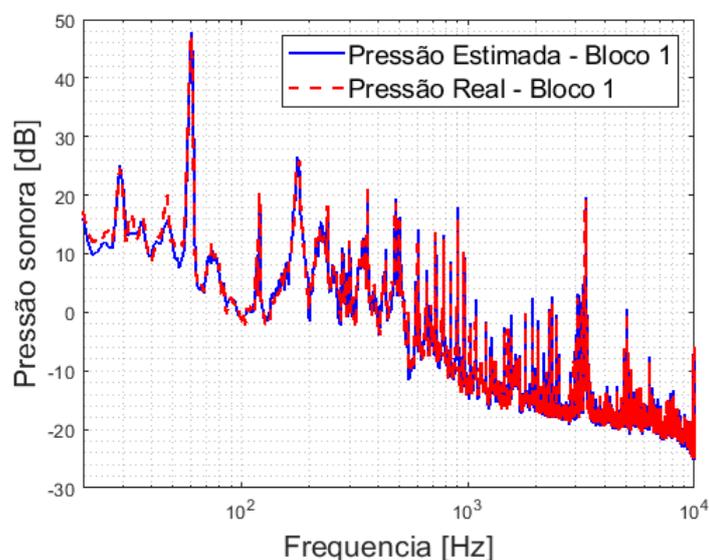
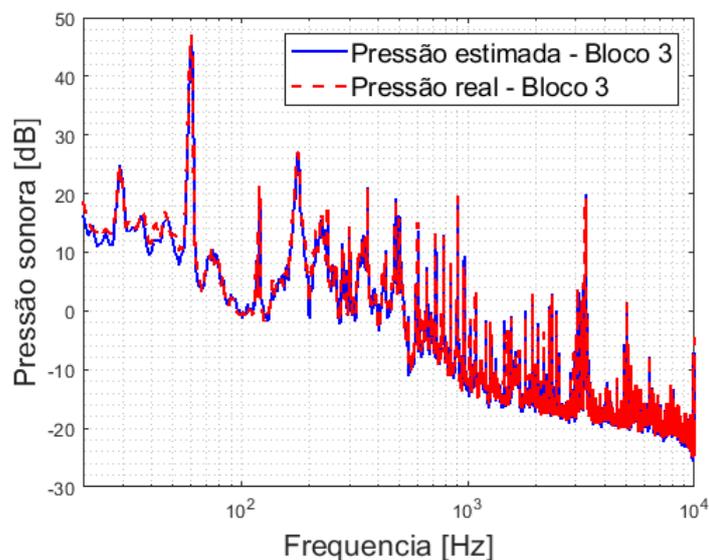


Figura 5.9 – Pressão sonora medido do Bloco 3 e a pressão sonora estimada com as funções de transferência do Bloco 2.



A pressão sonora foi estimada para os Blocos 1 e 3 por meio das suas matrizes de vibração. Pode-se observar nas Figuras 5.8 e 5.9 que as funções de transferência do Bloco 2 foram representativas para o modelo, uma vez que a pressão estimada dos Blocos 1 e 3 apresentaram resultados significativos, principalmente na frequência de operação, 60Hz, e suas harmônicas.

As Figuras 5.8 e 5.9 estão representadas em banda estreita com discretização de 1Hz. Para melhor representação da percepção do ruído, os sinais foram representados também em bandas de terço de oitava, e aplicou-se o filtro de ponderação A, como mostrado nas Figuras 5.10 e 5.11.

Figura 5.10 – Nível de pressão sonora medida do Bloco 1 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de 12 sinais de aceleração.

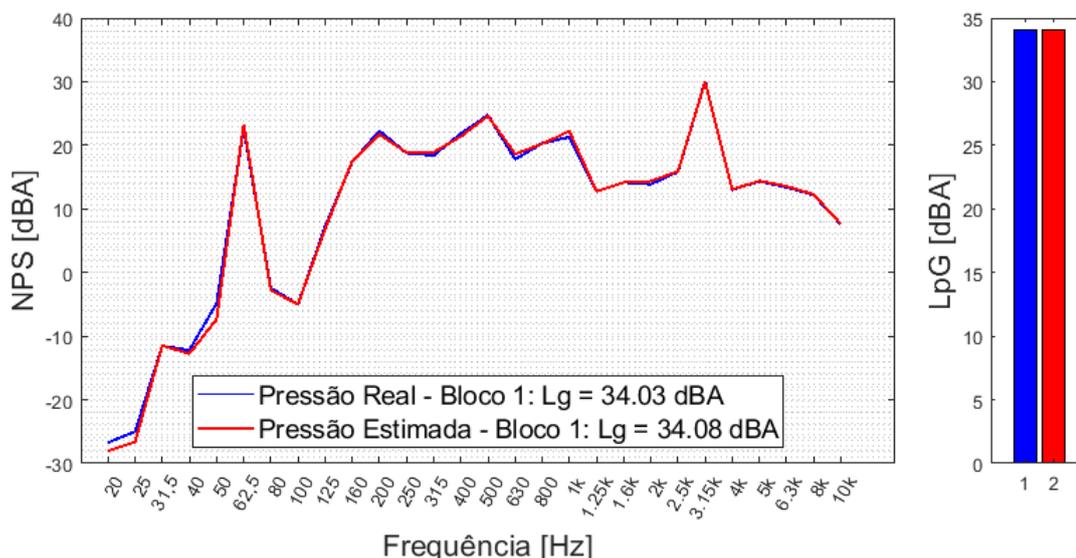
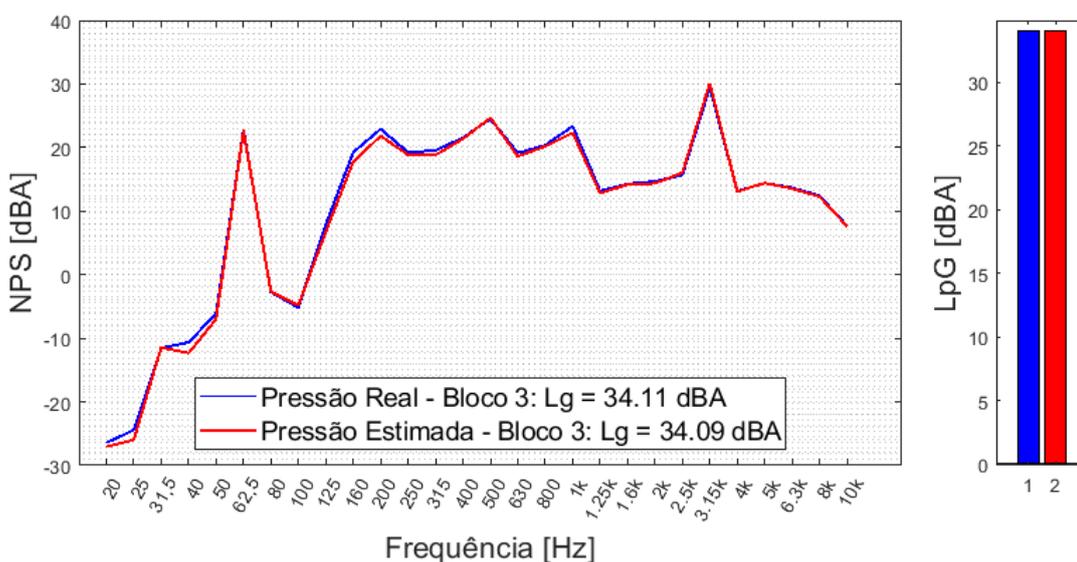


Figura 5.11 – Nível de pressão sonora medida do Bloco 3 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de 12 sinais de aceleração.



Pode-se observar pelas Figuras 5.10 e 5.11 que a estimativa do ruído global apresentou resultados satisfatórios, tanto para as baixas frequências até 125 Hz, como nas altas frequências acima de 1 kHz. Os níveis globais do Bloco 1 apresentaram uma diferença de 0.05 dB entre o nível de pressão real e o estimado. Para o Bloco 3, nota-se uma boa estimativa resultando em uma diferença do nível global de 0.2 dB.

Para o cálculo da pressão estimada do Bloco 1 e do Bloco 3, foram utilizadas as funções de transferência do Bloco 2, o fator $N(f)$ do Bloco 2 e as acelerações do

Bloco 1 e 3, respectivamente. Os blocos foram extraídos em momentos distintos, e ainda assim, apresentaram boa representatividade do modelo.

5.4 INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE SINAIS

Como visto na seção anterior, para o experimento inicial foram utilizados três acelerômetros triaxiais e três acelerômetros uniaxiais, totalizando 12 sinais de vibração. No entanto, nota-se a necessidade de reduzir a quantidade de sensores uma vez que doze sinais tornaria a metodologia dispendiosa. Cabe também destacar que a redução do número de sinais implica em redução dos erros associados à estimativa das funções de transferência, provenientes do decorrelacionamento dos sinais. Por estes motivos, algumas configurações de sinais foram analisadas.

5.4.1 Nove sinais

Para a análise com nove sinais de vibração foram escolhidos os três acelerômetros triaxiais posicionados na junção do compressor com o refrigerador, nos pontos: tubo de sucção, tubo de descarga e na base do compressor. Cada acelerômetro faz aquisição de três sinais de aceleração resultando em um total de nove sinais.

Com os sinais coletados na seção anterior, foram obtidas as funções de transferência somente utilizando a matriz de vibração dos nove sinais citados anteriormente, para os três blocos analisados. O resultado da obtenção da função de transferência entre a pressão sonora e a vibração da base pode ser observada na Figura 5.12. As demais funções de transferência estão no Apêndice C.

Nota-se da Figura 5.13 que as funções de transferência são representativas nas frequências de 60 Hz, apresentando erro de 0.1 dB. Destaca-se também para a frequência de 120 Hz, que apresentou um erro de 0.5 dB. Com as funções de transferência obtidas para cada bloco, foram estimadas as pressões sonoras dos Blocos 1 e 3. Os resultados podem ser observados nas Figuras 5.14 e 5.15.

Nota-se pelas Figuras 5.14 e 5.15 que as funções de transferência do Bloco 2 apresentaram resultados significativos na estimativa da pressão sonora dos Blocos 1 e 3. Destaca-se que as estimativas dos Blocos 1 e 3 apresentaram diferenças ínfimas em relação à pressão real de cada bloco. Destaca-se também que a pequena diferença ocorre na região das médias frequências, região esta que apresenta predominância de outras fontes de ruído. Assim, três acelerômetros triaxiais são suficientes para determinar as funções de transferência do refrigerador e estimar o ruído global.

5.4.2 Seis sinais

Como visto na seção anterior, foi possível reduzir o número total de sinais para nove. A seguir, será realizada uma análise referente à possibilidade da redução para

Figura 5.12 – Função Transferência da pressão sonora/vibração da Base:direção lateral para os três blocos medidos.

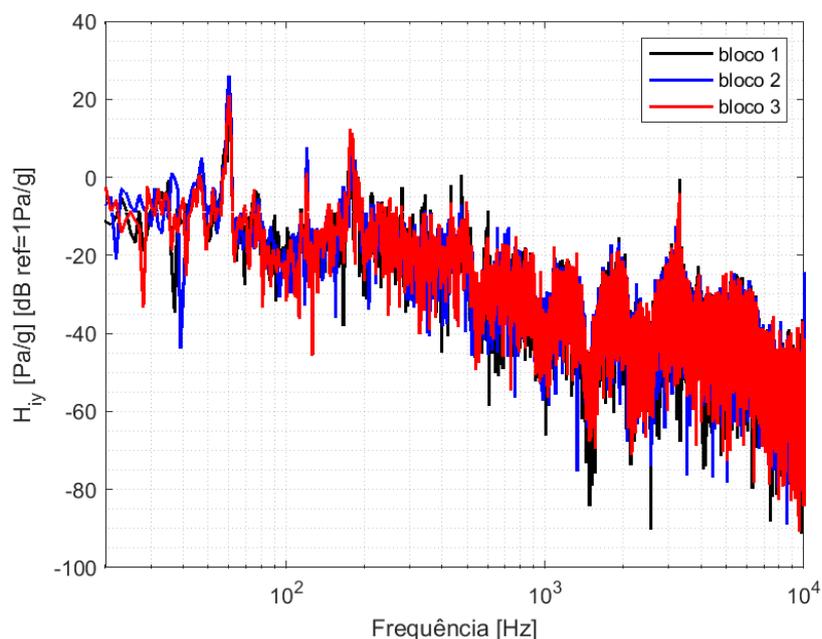
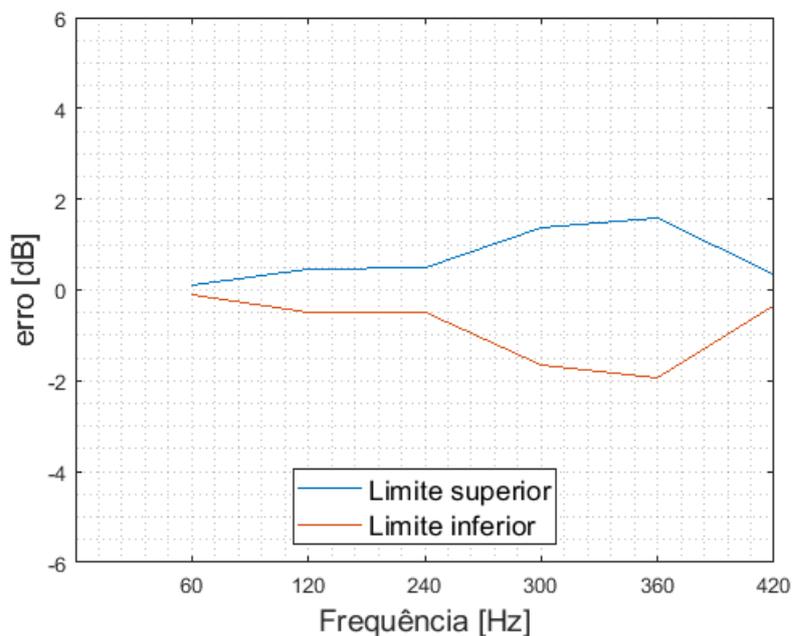


Figura 5.13 – Erro da estimativa da função transferência da pressão sonora/vibração da base:direção lateral com 95% de confiança.



seis sinais, formados pelos seguintes conjuntos: um acelerômetro triaxial posicionado no tubo de sucção e um acelerômetro triaxial no tubo da descarga; também foi analisado, um acelerômetro triaxial no tubo da descarga e os três acelerômetros uniaxiais posicionados na carcaça.

Figura 5.14 – Nível de pressão sonora medida do Bloco 1 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de três acelerômetros triaxiais.

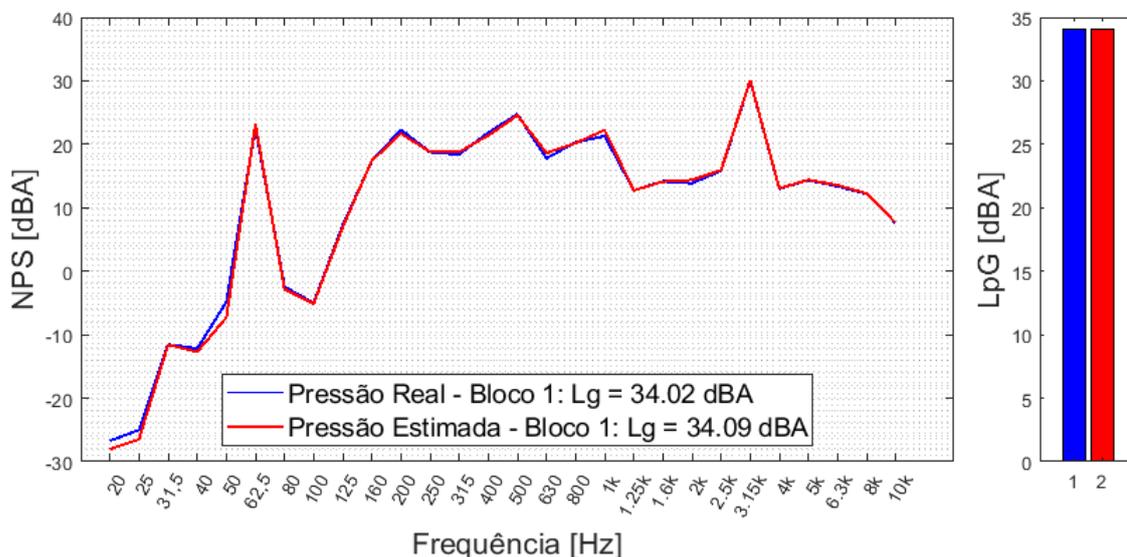
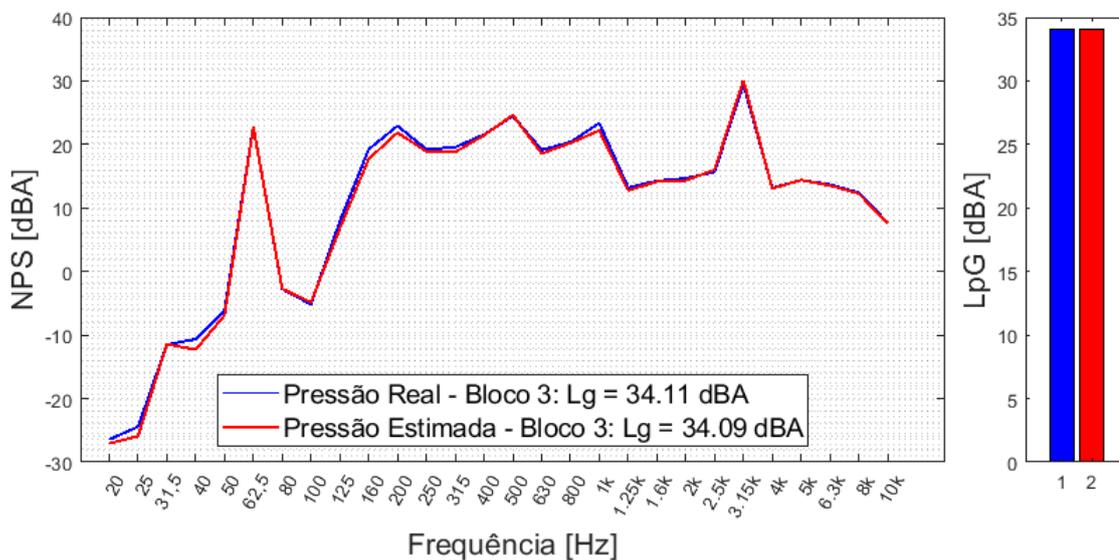


Figura 5.15 – Nível de pressão sonora medida do Bloco 3 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de três acelerômetros triaxiais.



Dispondo dos sinais coletados no tempo para os três blocos, foi feita a separação desses conjunto de seis sinais de aceleração. Com os sinais de aceleração e o sinal de pressão sonora foram obtidas as funções de transferência do refrigerador. Dispondo dessas funções, foram isoladas as funções de transferência do Bloco 2 e estas foram utilizadas para estimar as pressões sonoras dos Blocos 1 e 3. Os resultados podem ser observados nas Figuras 5.16 a 5.18.

Figura 5.16 – Nível de pressão sonora medida do Bloco 1 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de dois acelerômetros triaxiais.

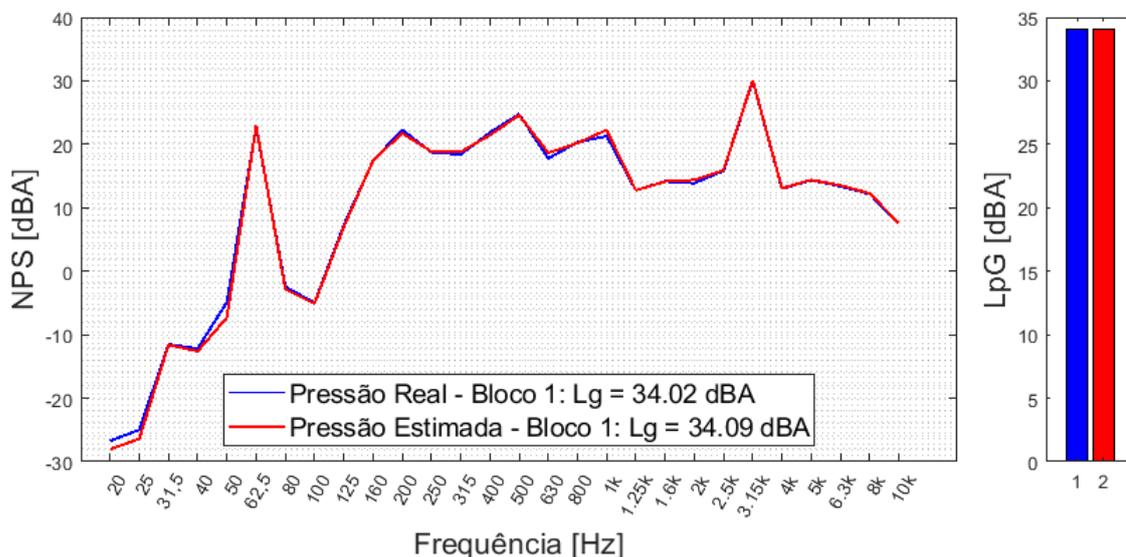
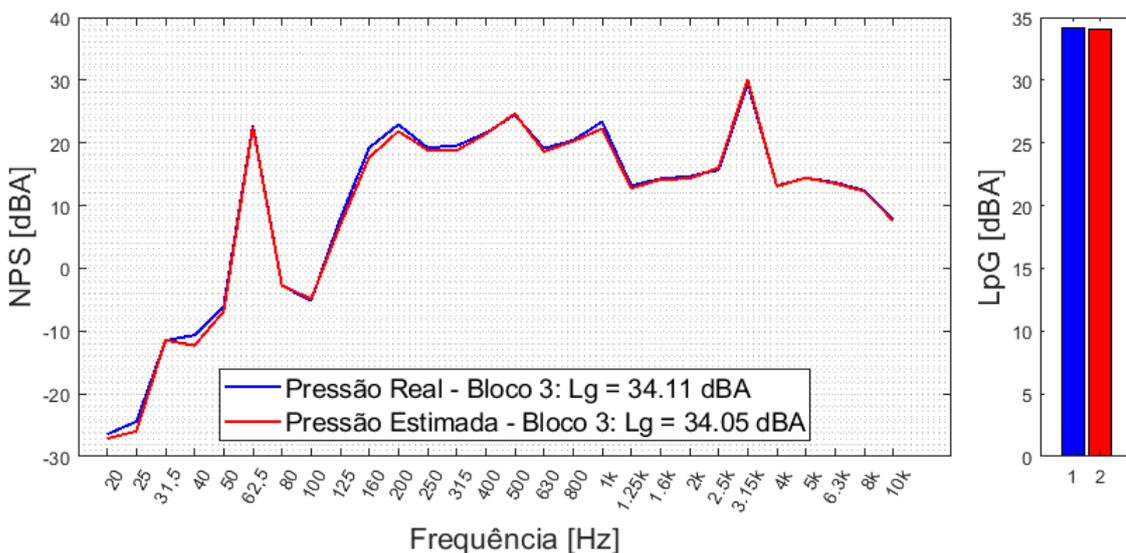


Figura 5.17 – Nível de pressão sonora medida do Bloco 3 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de dois acelerômetros triaxiais.



Os seis sinais de aceleração utilizados para a estimativa da pressão sonora, mostrada nas Figuras 5.16 e 5.17, são determinadas a partir dos dois acelerômetros triaxiais da sucção e da descarga. As pressões apresentaram uma boa correlação entre os valores medidos e estimados, resultando em uma diferença de 0.2 dB no ruído global. As Figuras 5.18 e 5.19 são as pressões estimadas com o conjunto de um acelerômetro triaxial na descarga e três uniaxiais na carcaça.

Figura 5.18 – Nível de pressão sonora medida do Bloco 1 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de três acelerômetros uniaxiais e um acelerômetro triaxial.

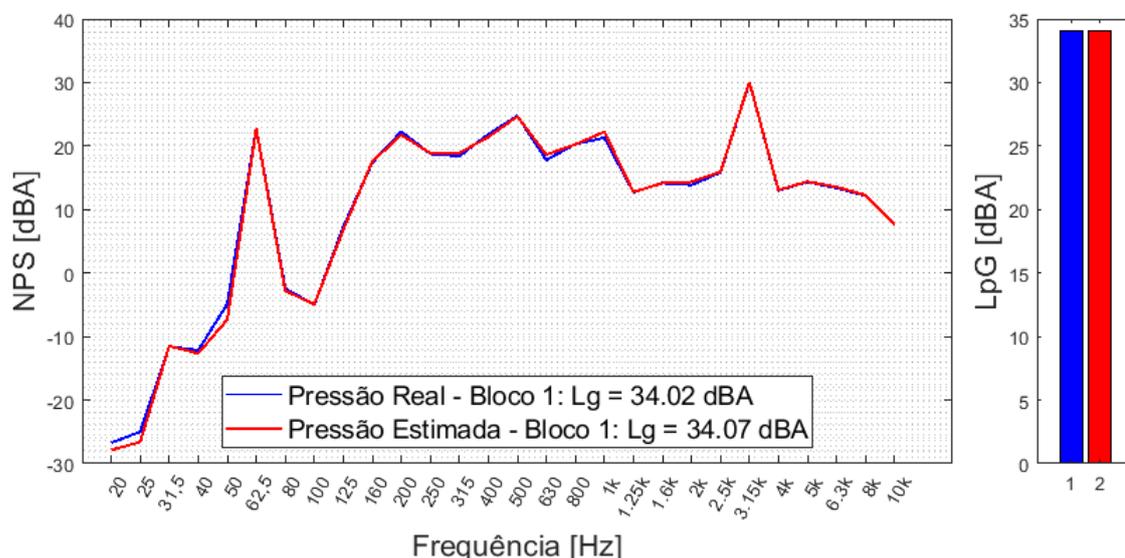
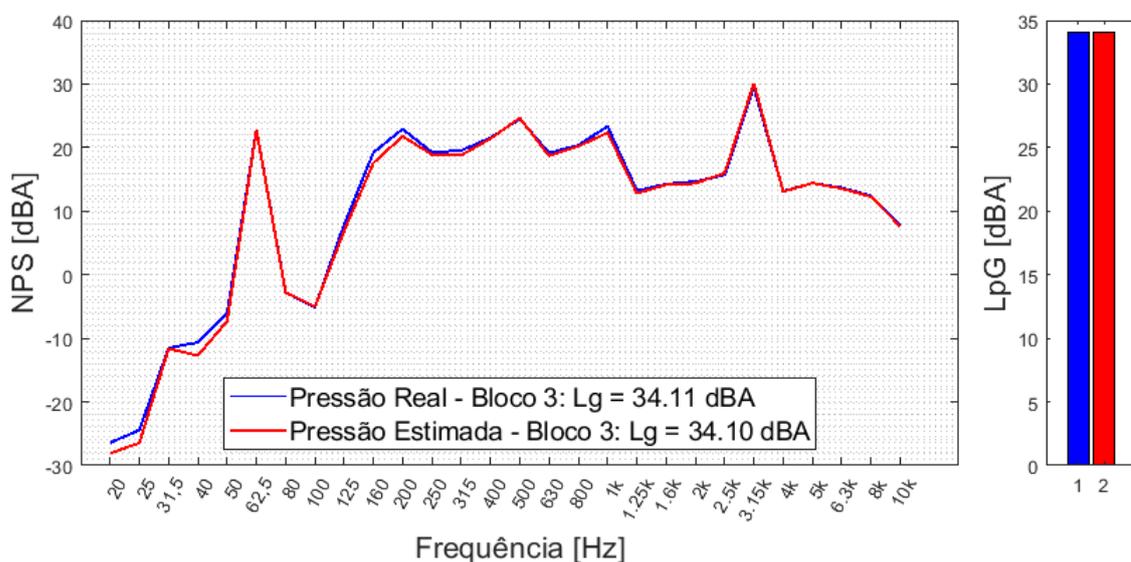


Figura 5.19 – Nível de pressão sonora medida do Bloco 3 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de três acelerômetros uniaxiais e um acelerômetro triaxial.



Diante das duas configurações, nota-se que as configurações apresentaram os resultados mostraram-se satisfatórios. Abre, assim, possibilidade de escolha entre as duas configurações de sinais para a obtenção das funções de transferência do refrigerador.

5.4.3 Três sinais

Por fim, a análise considerando a redução para três sinais mostrou-se uma possibilidade. Para esta análise foram escolhidos apenas os sinais de vibração da carcaça do compressor. No Capítulo 2 foi evidenciado que na região das altas frequências, acima de 1,2 kHz, o ruído está associado à radiação direta da carcaça.

Com os sinais coletados anteriormente, foram processados e analisados somente os sinais dos acelerômetros uniaxiais fixados na carcaça. Os três acelerômetros uniaxiais estão posicionados nas três direções ortogonais da carcaça: frontal, lateral e topo.

Dispondo destes três sinais de aceleração e da pressão sonora medida na frente do refrigerador a uma distância de 1 m e a uma altura de 1,5 m, pode-se obter as funções de transferência. A função de transferência da relação pressão sonora e aceleração no topo da carcaça pode ser observada na Figura 5.20. As demais funções encontram-se no Apêndice C.

Figura 5.20 – Função Transferência da pressão sonora/vibração da Carcaça:direção topo para os três blocos.

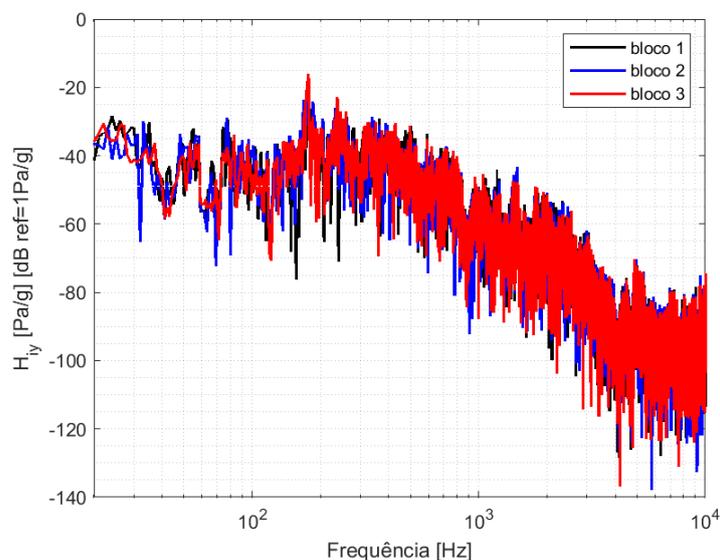
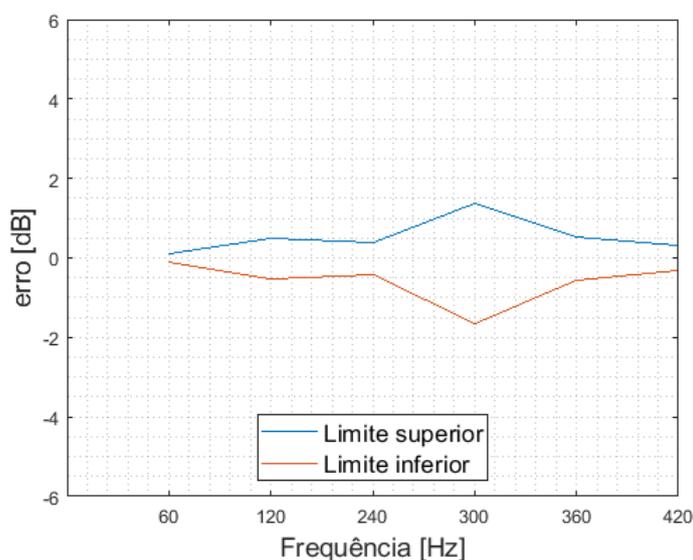


Figura 5.21 – Erro da estimativa da função transferência da pressão sonora/vibração da Carcaça:direção topo para uma confiança de 95%.



Da Figura 5.21 nota-se que a função de transferência apresenta resultados significativos apresentando erro de 0.1 dB, para a frequência de 60 Hz, e 0.5 dB para a frequência de 120 Hz. Com as funções de transferência obtidas para cada bloco, também foram estimadas as pressões sonoras dos Blocos 1 e 3, partindo das funções de transferência do Bloco 2. Os resultados podem ser vistos nas Figuras 5.22 e 5.23.

Figura 5.22 – Nível de pressão sonora medida do Bloco 1 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de três acelerômetros uniaxiais.

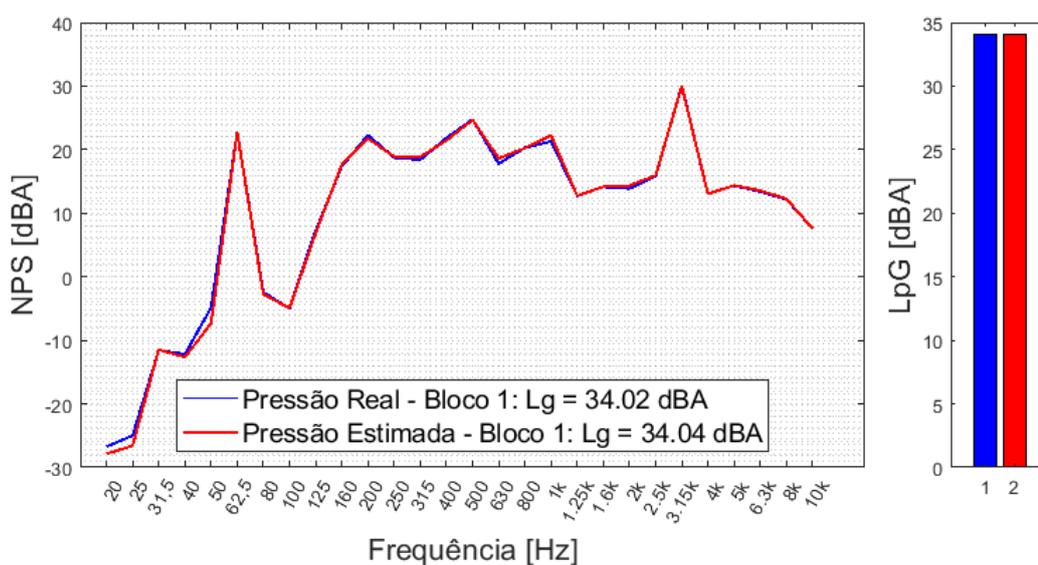
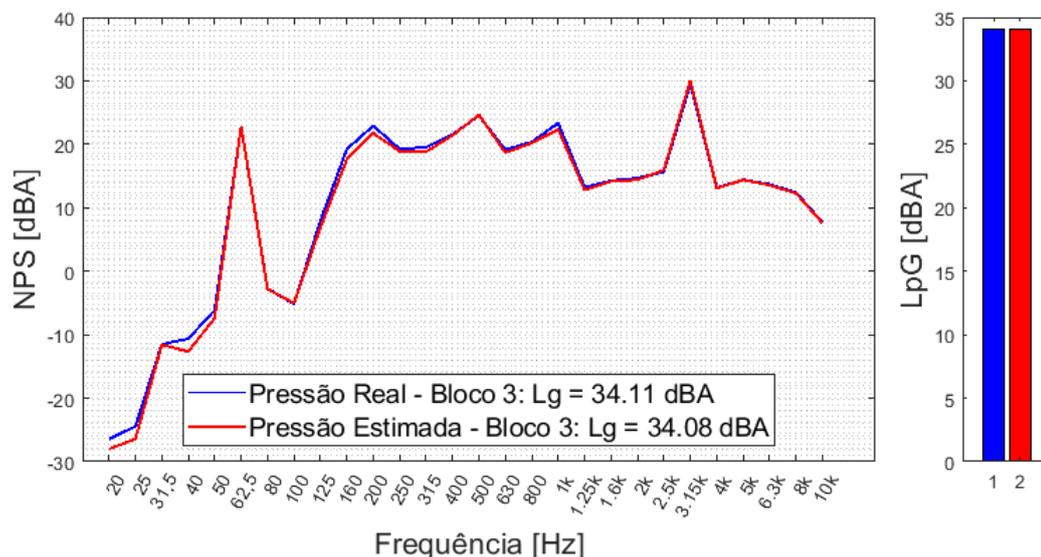


Figura 5.23 – Nível de pressão sonora medida do Bloco 3 e o nível de pressão sonora estimada pelas funções de transferência do Bloco 2 por meio de três acelerômetros uniaxiais.

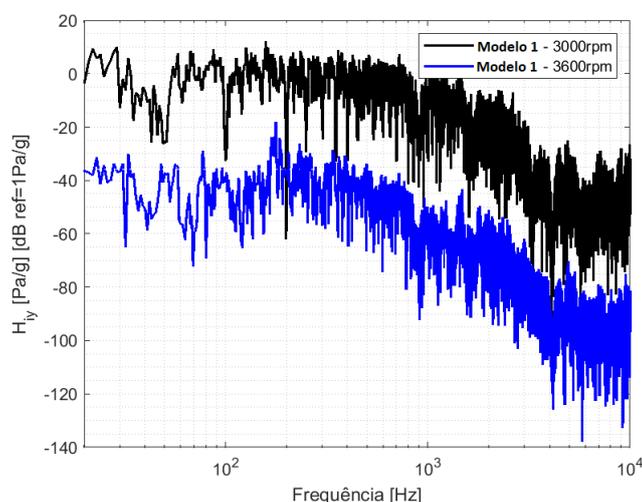


Destaca-se a simplificação da quantidade de sinais utilizados. Inicialmente, foram utilizados sinais aceleração distribuídos nos principais caminhos de vibração. Entretanto, cabe ressaltar que todos os sinais estão fortemente correlacionados, o que contribuiu para a redução do número de sinais sem alterar a estimativa do ruído global. Deve-se mencionar também que os sinais foram adquiridos no regime permanente do compressor, e não houve substituição do modelo do compressor ou alteração da frequência de operação, ou seja, não houve uma grande alteração, o que resultaria em uma possível alteração significativa das funções de transferência e por sua vez, na estimativa da pressão sonora.

5.5 VARIAÇÃO DA FREQUÊNCIA DE ROTAÇÃO

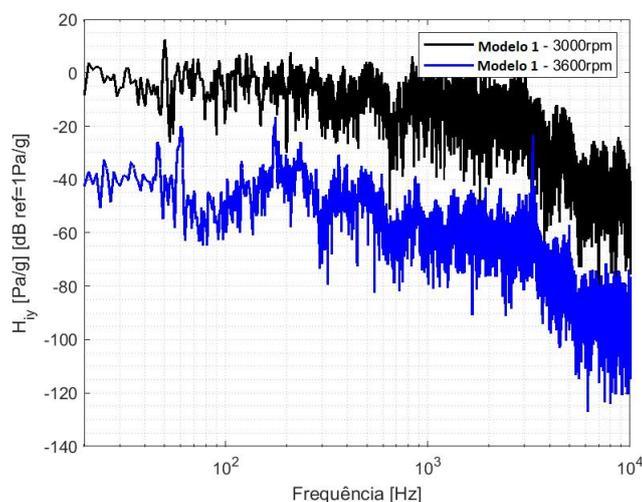
Após a redução do número de sinais para três, alterou-se a frequência de operação para 3000 RPM (50 Hz), para avaliar a sensibilidade das funções de transferência do Bloco 2, obtidas quando operava em 3600 RPM. Utilizou-se o mesmo compressor Embraco, modelo 1, já instalado no refrigerador, e por meio de um inversor de frequência, foi alterada a rotação de operação para 3000 RPM (50 Hz). Nessa configuração, foram obtidas as funções de transferência e comparadas com a função de transferência referentes à frequência de operação de 3600 RPM.

Figura 5.24 – Função de transferência (pressão sonora/ aceleração do Topo) para as rotações de 3000 RPM e 3600 RPM.



Fonte: Autor

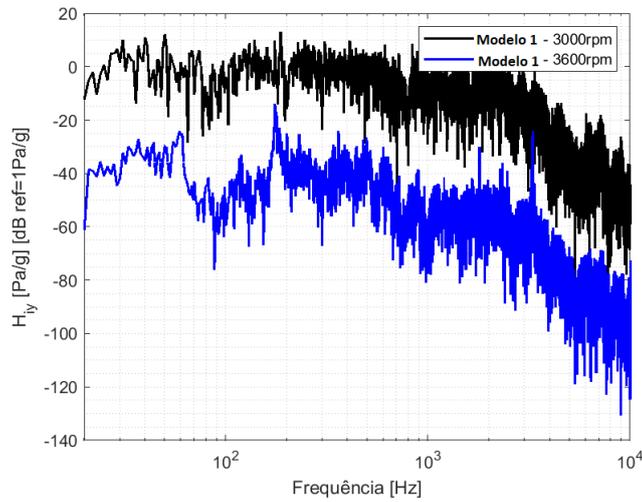
Figura 5.25 – Função de transferência (pressão sonora/ aceleração da lateral) para as rotações de 3000 RPM e 3600 RPM.



Fonte: Autor

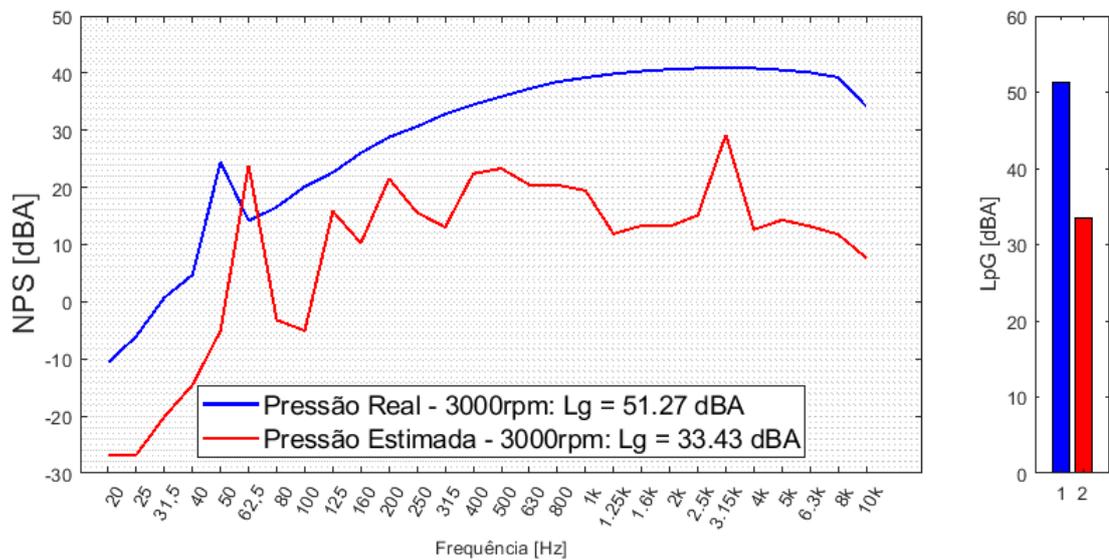
Conforme esperado, nota-se pelas Figuras 5.24 a 5.26 que as funções de transferência apresentaram variações ao alterar a frequência de rotação. Tal resultado é esperado devido à distribuição da energia do sinal que está concentrada nos picos das frequências principais. Pode-se observar da Figura 5.27 que as funções de transferência obtidas em 60 Hz não apresentam sensibilidade suficiente para estimar na frequência de 50 Hz. Ao obter as funções de transferência em 60 Hz, elas identificam que a frequência de 60 Hz é a frequência de interesse, o que resultou em um pico em 60 Hz, mesmo que as acelerações estejam com energia distribuídas em 50 Hz e seus

Figura 5.26 – Função de transferência (pressão sonora/ aceleração do Frontal) para as rotações de 3000 RPM e 3600 RPM.



Fonte: Autor

Figura 5.27 – Nível de pressão sonora real com rotação 3000 RPM e o nível de pressão sonora estimada com as funções de transferência de 3600 RPM.



harmônicos.

Pode-se concluir que o tipo de excitação e de resposta influência de forma significativa nestas funções de transferência, de tal modo que as excitações harmônicas apresentam a energia do sinal distribuída nas frequências de interesse: a fundamental e as suas múltiplas.

5.6 TESTE COM COMPRESSOR DE MODELO DIFERENTE

Após quantificar e obter as funções de transferência do refrigerador com o compressor marca Embraco, modelo 1, mostrado na Figura 5.28, foi instalado no refrigerador um segundo modelo de compressor, marca Embraco, modelo 2, mostrado na Figura 5.29. Este compressor foi instrumentado da mesma forma que o anterior e foi submetido a um regime de operação com rotação de 3600 RPM. Depois de instalado e instrumentado com os três acelerômetros uniaxiais foram feitas aquisições de sinais de aceleração e pressão sonora. E por fim, foram obtidas as novas funções de transferência do refrigerador.

Figura 5.28 – compressor marca Embraco, Modelo 1.



Fonte: Autor

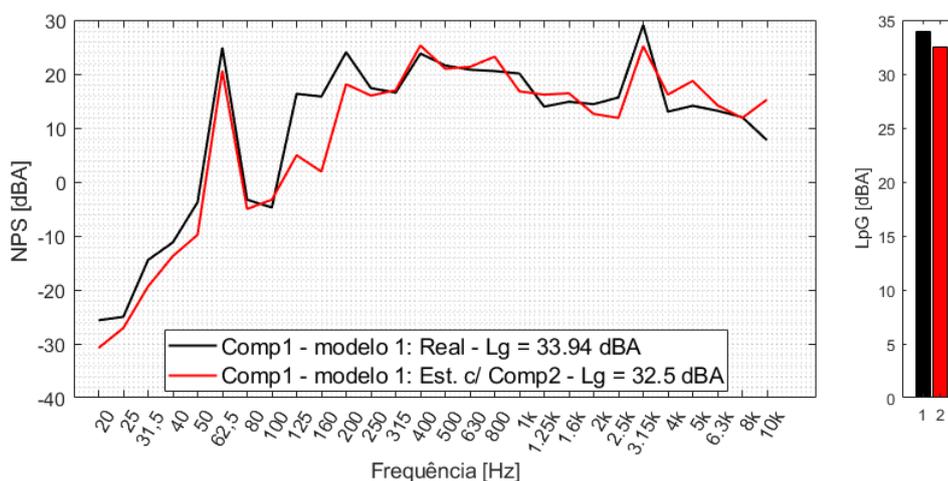
Dispondo dos sinais de aceleração do compressor 1 e das funções de transferência com o compressor 2, foi estimada a pressão sonora do compressor 2 e o resultado pode ser observado na Figura 5.30.

Figura 5.29 – compressor marca Embraco, Modelo 2.



Fonte: Autor

Figura 5.30 – Nível de Pressão Sonora medida do compressor 1 e o nível pressão sonora estimada com as funções de transferência obtidas com o compressor 2

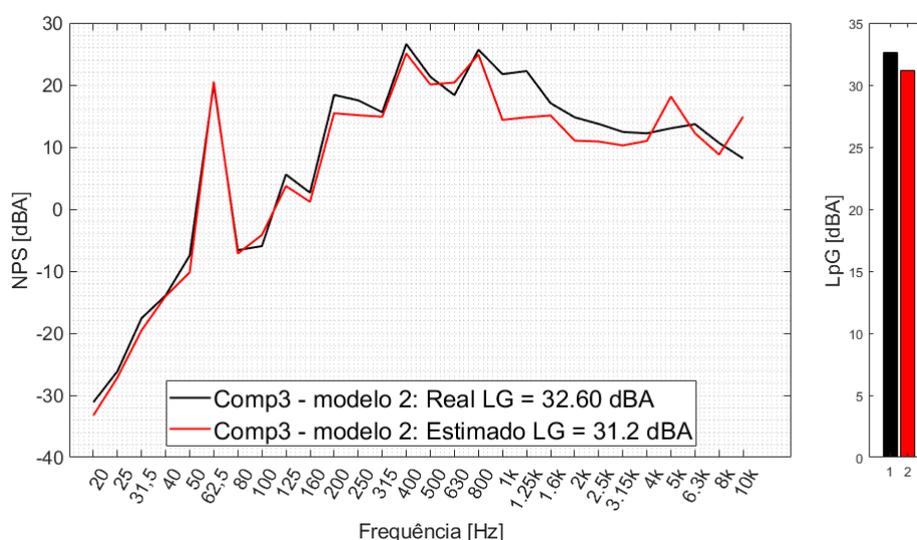


Nota-se pela figura que o nível de pressão sonora estimado apresentou pequena diferença quando comparada com o nível de pressão sonora medido de 1.4 dB no ruído global. Destaca-se que foram utilizados compressores de modelos diferentes e a precisão de localização dos pontos de medição da vibração pode ter influência quando comparada às medições envolvendo somente um compressor, uma vez que o compressor 1 teve que ser retirado do sistema e posto um segundo, o compressor 2, resultando na retirada dos acelerômetros nos pontos em que foram obtidas as funções de transferência. A maior diferença está na região das médias frequências, região esta

tem a contribuição de outras fontes de ruído.

Com o objetivo de analisar a variabilidade devido ao uso de outro compressor nominalmente idêntico, um terceiro compressor marca Embraco, modelo 2 foi instalado no sistema. Assim, são usados dois compressores nominalmente idênticos. Instrumentou-se o compressor de maneira semelhante ao segundo e foram obtidos os sinais de vibração e pressão sonora. Com os sinais de aceleração do terceiro compressor juntamente às funções de transferência do segundo compressor pôde-se estimar o nível de pressão sonora e o resultado encontra evidenciado na Figura 5.31.

Figura 5.31 – Nível de Pressão Sonora medida do terceiro compressor modelo 2 e o nível pressão sonora estimada com as funções de transferência obtidas do segundo compressor 2



Observa-se uma boa estimativa do nível de pressão sonora gerado pelo terceiro compressor. Nota-se, também, que a diferença da estimativa é 1.4 dB. Esse resultado evidenciou que as funções de transferência do segundo compressor mostraram-se representativas, como também evidencia a estimativa do primeiro compressor. Das Figuras 5.31 e 5.30 destacam-se que ambas as estimativas apresentaram aproximadamente a mesma diferença em relação ao nível global.

5.7 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Este capítulo mostrou-se importante para compreender o efeito da substituição do compressor em um mesmo sistema de refrigeração. Inicialmente, o primeiro compressor foi instrumentado com 12 sinais. Este número foi escolhido com o objetivo de adquirir bastante informações do compressor.

Após analisar a montagem estrutural, inicialmente foi posicionado um acelerômetro triaxial em cada caminho de transmissão de vibração. Estudos anteriores, destacaram a influência da radiação direta da carcaça nas regiões de altas frequências no espectro de ruído, sendo assim, mostrou-se necessário posicionar três acelerômetros uniaxiais nas três direções ortogonais da carcaça.

Com os sinais de aceleração e pressão sonora pôde-se analisar as funções de transferência na medida que alteram algumas configurações. Pode-se concluir que, para estimar as funções de transferência, basta o uso de três acelerômetros uniaxiais posicionados nas direções ortogonais da carcaça. Destaca-se também que, as funções de transferência não apresentam sensibilidade em velocidades rotacionais diferentes, ou seja, na estimativa do nível global deve-se manter a mesma frequência de rotação do compressor.

6 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como principal objetivo estimar o ruído global de um refrigerador por meio de funções de transferência obtidas em pontos de conexão do compressor com o refrigerador e dos níveis de vibração medidos nestes mesmos pontos. A metodologia *Impadance Coupling* apresentou inicialmente potencial para aplicação do modelo. Entretanto, após desenvolvimento do método, notou-se a necessidade de obter de forma precisa 36 FRFs, o que inviabilizou a sua aplicação por ser excessivamente laboriosa.

O princípio da reciprocidade também foi utilizado como método para obter as funções de transferência. Contudo, após processar os dados, observou-se que a fonte dodecaédrica, utilizada para obter as funções de transferência, não conseguiu excitar satisfatoriamente o compressor, sofrendo interferência do ruído de fundo.

O método TPA foi estudado para a obtenção das funções de transferência. Todavia, a obtenção destas funções tornaria laboriosa necessitando de retirar o compressor do sistema, e aplicar forças pontuais nos pontos de conexão. Tal experimento, além de alterar a impedância do acoplamento do compressor com o refrigerador, necessitaria de precisão suficiente na aplicação das forças para não excitar nas demais direções. O método possui alguns inconvenientes relacionados aos erros na estimativa da FRFs (SILVA, 2018).

O método OTPA é uma nova abordagem do método TPA. Mais prático e menos laborioso, não necessita da retirada da fonte, o que não altera as impedâncias dos pontos de conexão do compressor com o refrigerador. O princípio baseia-se em dados operacionais e no algoritmo de SVD para obter as funções de transferência. Contudo, o método não consegue estimar o ruído global, pois um dos inconvenientes reside na necessidade de quantificar todos os caminhos de transmissão da energia vibratória.

Dentre as metodologias estudadas, a metodologia MISO apresentou resultados significativos para a obtenção das funções de transferência e da estimativa do ruído global. O método não necessita da quantificação de todos os caminhos de transmissão, entretanto, alguns pré-requisitos devem ser respeitados, entre eles, os sinais de entrada devem ser descorrelacionados (BENDAT; PIERSOL, 2010). Este baseia-se nas formulações matemáticas aplicadas em álgebra linear de funções linearmente dependentes e independentes. Um sinal de referência é definido e os demais sinais devem ser descorrelacionados. Após a descorrelação dos sinais, tornou-se viável a obtenção das funções de transferência pelo método.

Após instrumentar o compressor instalado no sistema e alcançar as condições de operação, foram realizadas aquisições simultânea dos sinais de vibração e pressão sonora. Dispondo desses sinais, foi possível a estimativa da pressão sonora para o número de médias: 50, 100, 150, e por último, 180 médias. Após analisar os resultados,

notou-se que a estimativa da pressão sonora não sofreu variação com o número de médias. Tal resultado foi esperado devido ao fato da aquisição dos sinais ser obtida em regime permanente do compressor. As funções de transferência e os intervalos de confiança de 95% foram obtidos. O erro encontrado para cada média apresentou resultados significativos nas quatro médias, principalmente, nas frequências de 60 Hz e 120 Hz. Enfim, após análise do intervalo de confiança de concluiu-se que 50 médias seriam suficientes para uma boa estimativa.

Após análise do número de médias, outra análise tornou-se necessária, a repetibilidade das funções de transferência. Para tal, o experimento foi realizado em três momentos distintos. Cada momento está associado a um bloco de matrizes de vibração e pressão sonora. Dispondo destas matrizes, foi possível a obtenção das matrizes de funções de transferência do refrigerador para cada bloco. As três matrizes de funções de transferência não apresentaram variação entre elas. O intervalo de confiança de 95% foi calculado e o erro apresentou uma variação de 0.1 dB e 0.2 dB nas frequências de 60 Hz e 120 Hz, para os três blocos.

Uma variação também analisada, foi o número de sinais. Inicialmente, o compressor foi instrumentado com 6 acelerômetros: 3 triaxiais e 3 uniaxiais, totalizando 12 sinais. Após análise, foi analisada a redução para nove, seis e três sinais. Para cada análise, as funções de transferência, o erro da estimativa e o ruído foram estimados. E em todos os casos, os resultados se mostraram satisfatórios.

Ainda analisando a sensibilidade das funções de transferências mensuradas, foi avaliada a alteração de rotação do compressor, de 3600 RPM para 3000 RPM. Os resultados foram totalmente discrepantes, pois as funções de transferência não conseguiram ter sensibilidade na alteração da frequência fundamental. Ao alterar a fundamental, toda a distribuição da energia é alterada e, assim, onde antes existia sinal, frequência de 60 Hz, torna-se puramente ruído de fundo.

Por ultimo, foi avaliado um compressor de modelo diferente. Inicialmente, o compressor em estudo era um Embraco modelo 1. Em seguida, trocou-se o compressor para um modelo 2, e para avaliar a alteração dentro da mesma família, foi instalado um segundo modelo 2. Utilizando, segundo compressor como referência, foram obtidas as funções de transferência. Dispondo das acelerações do primeiro compressor e do terceiro compressor foi possível estimar o ruído global. Para modelos de família diferente, apresentou uma diferença de 1,4 dB do ruído global e para modelo de mesma família, apresentou a mesma diferença no ruído global, o que evidência a boa estimativa das funções de transferência do segundo compressor.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para os trabalhos futuros tem-se as seguintes sugestões:

1. Realizar o experimento com um compressor que possuí características estruturais diferentes ao modelo estudado para avaliar a sensibilidades dessas funções de transferência;
2. Aprimorar a metodologia para o compressor em um calorímetro, sem a necessidade de acoplar fisicamente o compressor a um refrigerador;
3. Alterar o refrigerador para outro nominalmente idêntico para analisar a sensibilidade das funções de transferência a alteração do refrigerador;
4. Estimar com precisão as baixas frequências do nível de pressão sonora com métodos alternativos, caracterizando o compressor isolado.
5. Estimar com precisão as altas frequências com acelerômetros uniaxiais e/ou microfones próximo a carcaça.

REFERÊNCIAS

- ARAGONÈS, Àngels; GUASCH, Oriol. Conditions for transmission path analysis in energy distribution models. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 68-69, p. 245–251, 2016. ISSN 0888-3270. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.07.017>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0888327015003362>.
- BENDAT, Julius; PIERSOL, Allan. **Engineering applications of correlation and spectral analysis**. 2. ed. [S.l.: s.n.], 1993. ISBN 0-471-57055-9.
- BENDAT, Julius; PIERSOL, Allan. **Random Data**. 4. ed. [S.l.: s.n.], 2010. ISBN 978-0-470-24877-5.
- BERANEK, Leo L.; VÉR, Istaván L. **Noise and Vibration Control Engineering**. 1. ed. [S.l.: s.n.], 1997. ISBN 0-471-61751-2.
- CAETANO, A. L. G. **Estudo da propagação do ruído gerado por escoamento bifásico em refrigeradores**. 2013. Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- CANCILIER, D. D. L. **Avaliação de fontes de ruído em ventiladores axiais usados em refrigeradores domésticos**. 2017. Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- CARVALHO, R. S. T. **Métodos de identificação de fontes de ruído em um refrigerador**. 2008. Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- FAHY, F. Some applications of the reciprocity principle in experimental vibroacoustics. **Acoustical Physics**, v. 49, p. 217–229, 2003.
- HENSE, A. **Análise do ruído de um refrigerador excitado pelo condensador**. 2015. Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- KIM, Ba-Leum; JUNG, Jin-Young; OH, Il-Kwon. Modified transfer path analysis considering transmissibility functions for accurate estimation of vibration source. **Journal of Sound and Vibration**, v. 398, p. 70–83, 2017. ISSN 0022-460X. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2017.03.019>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X17302596>.
- LLADÓ J.; SÁNCHEZ, B. Evaluation of the noise emitted by the condenser of a household refrigerator. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 272, p. 2372, 2002.

MARCON, J. C. **Análise do comportamento dinâmico do conjunto bloco e motor elétrico de um compressor hermético**. 2016. Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

MARTINEZ, J. A. O. **Fluxo de energia Vibratório do compressor ao gabinete de um refrigerador típico**. 2014. Doutorado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

MARTINS, L. O. **Análise da influência da rigidez da estrutura de suporte de um compressor em um refrigerador doméstico típico na emissão global de ruídos em operação**. 2016. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

SILVA, G. H. D. **Análise das incertezas na identificação dos caminhos de propagação da energia vibratória em refrigeradores domésticos usando o método Transfer Path Analysis**. 2018. Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

VAN DER SEIJS, Maarten V.; DE KLERK, Dennis; RIXEN, Daniel J. General framework for transfer path analysis: History, theory and classification of techniques. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 68-69, p. 217–244, 2016. ISSN 0888-3270. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.08.004>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0888327015003647>.

VERHEIJ, J.W. Inverse and reciprocity methods for machinery noise source characterization and sound path quantification part1: sources, 1997.

APÊNDICE A – FUNÇÕES DE TRANSFERÊNCIA AVALIANDO O NÚMERO DE MÉDIAS

A.1 NÚMERO DE MÉDIAS

Figura A.1 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Lateral).

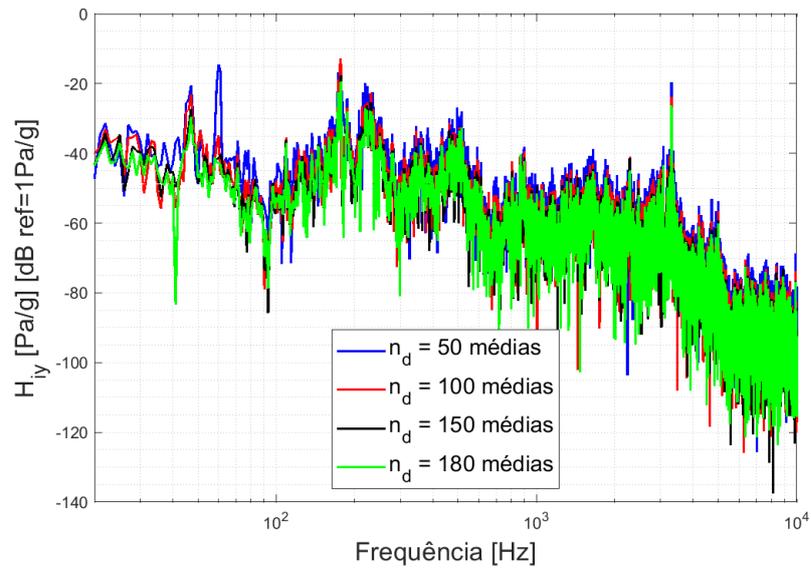


Figura A.2 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Frontal).

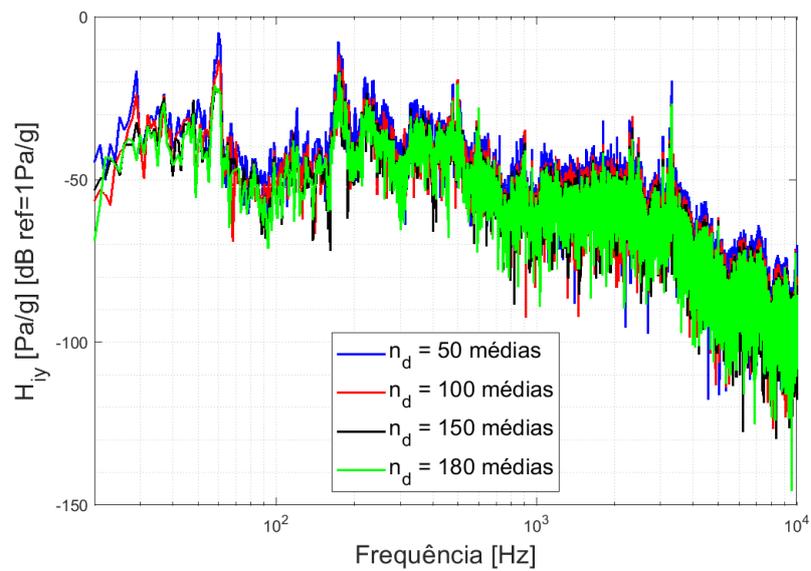


Figura A.3 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Descarga: +Z).

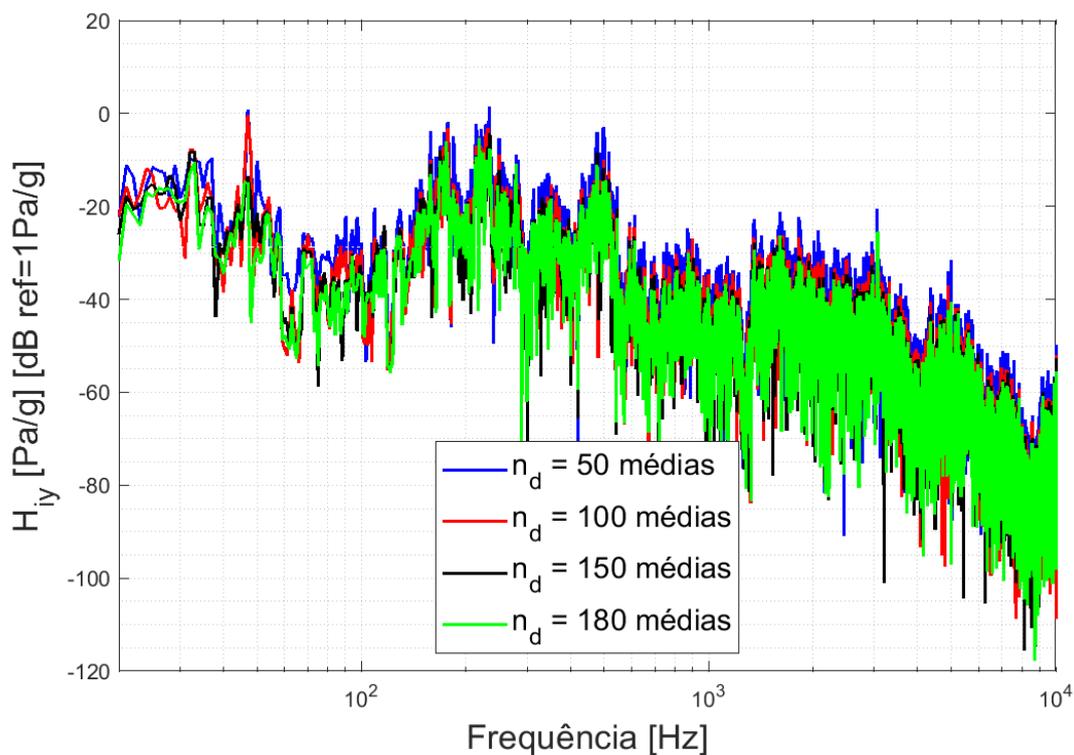


Figura A.4 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Descarga: +Y).

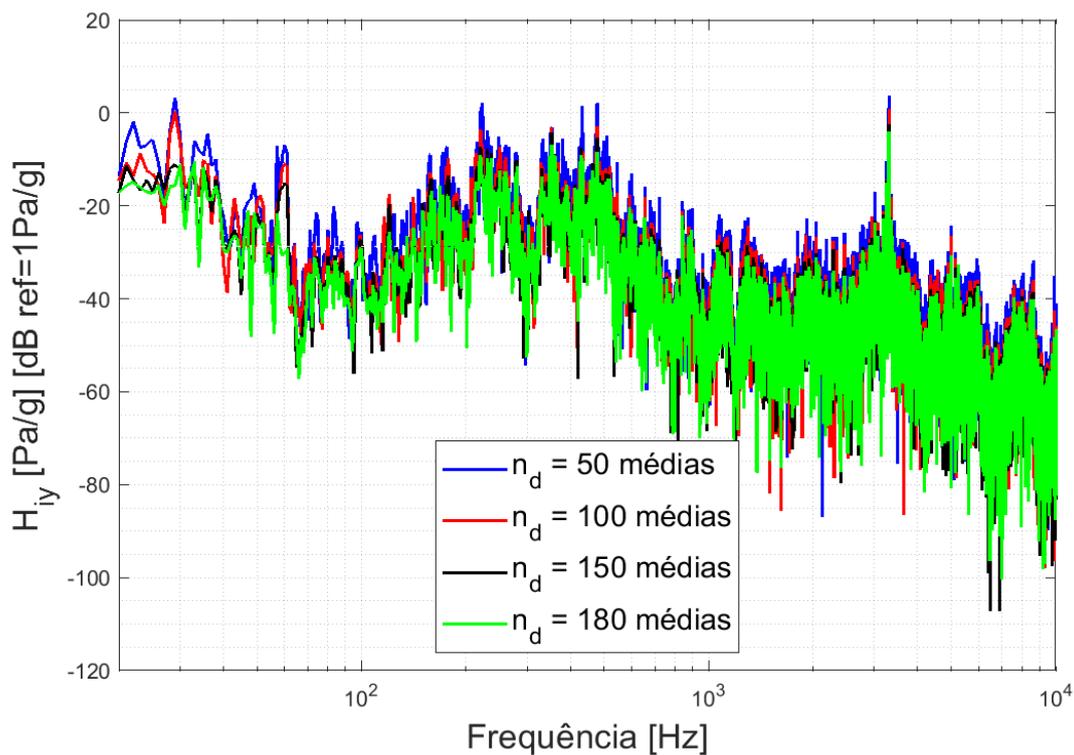


Figura A.5 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Descarga: +X).

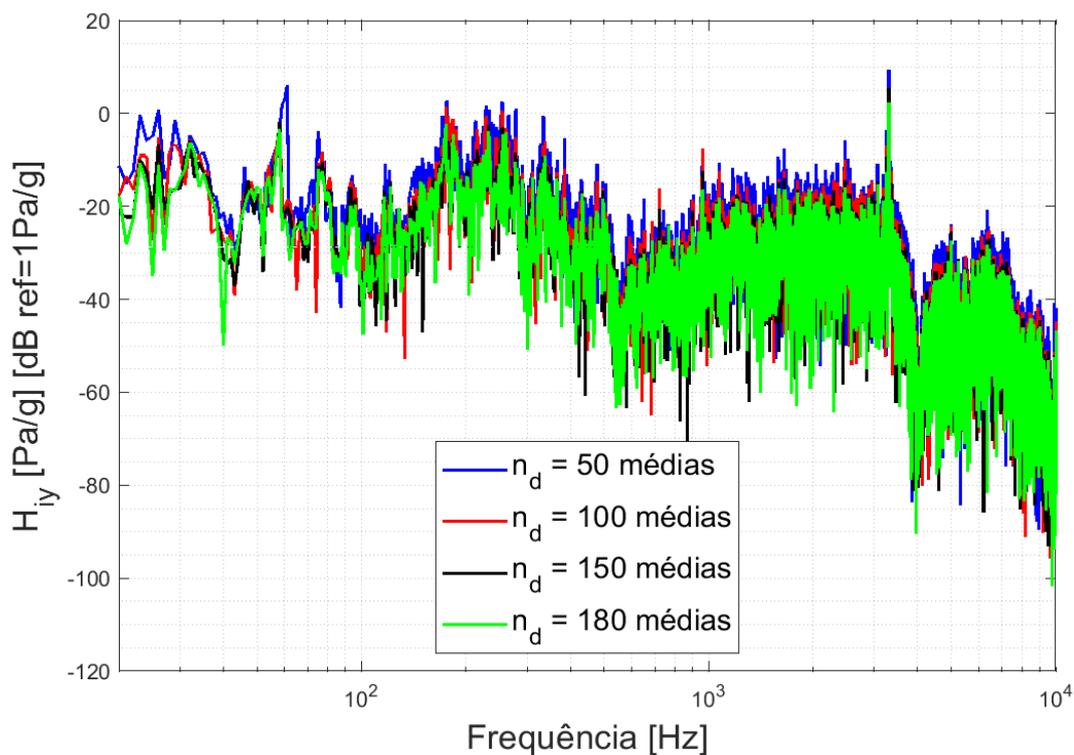


Figura A.6 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Sucção: +Z).

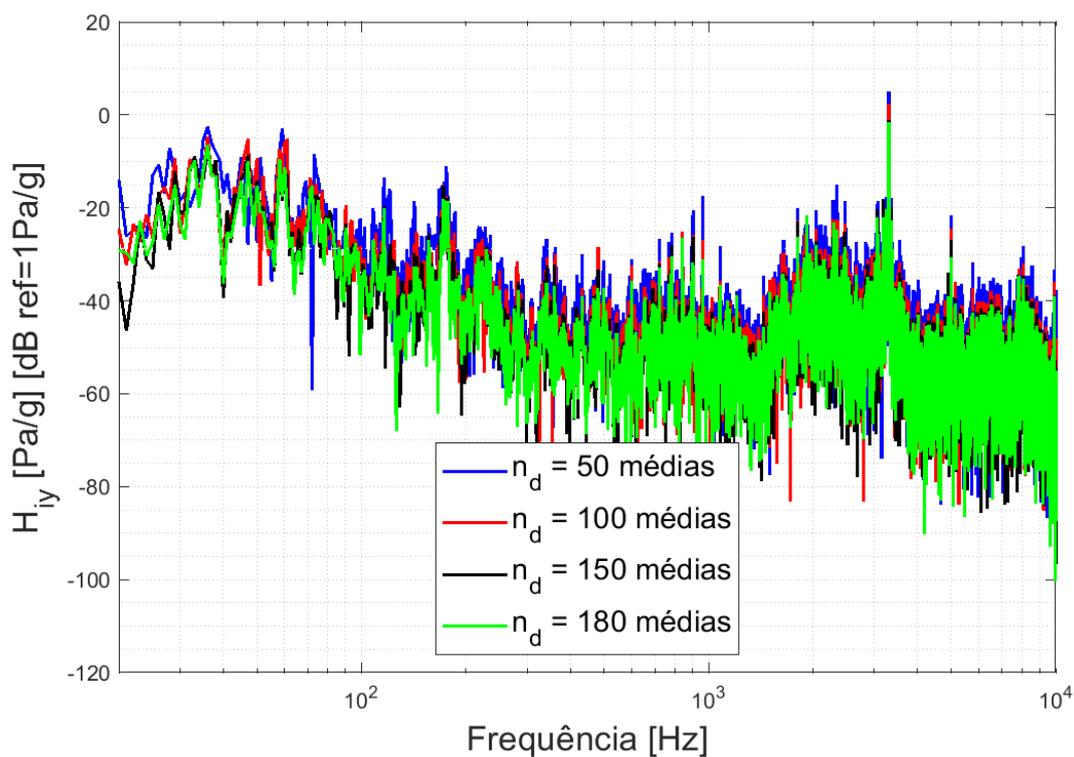


Figura A.7 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Sucção: +Y).

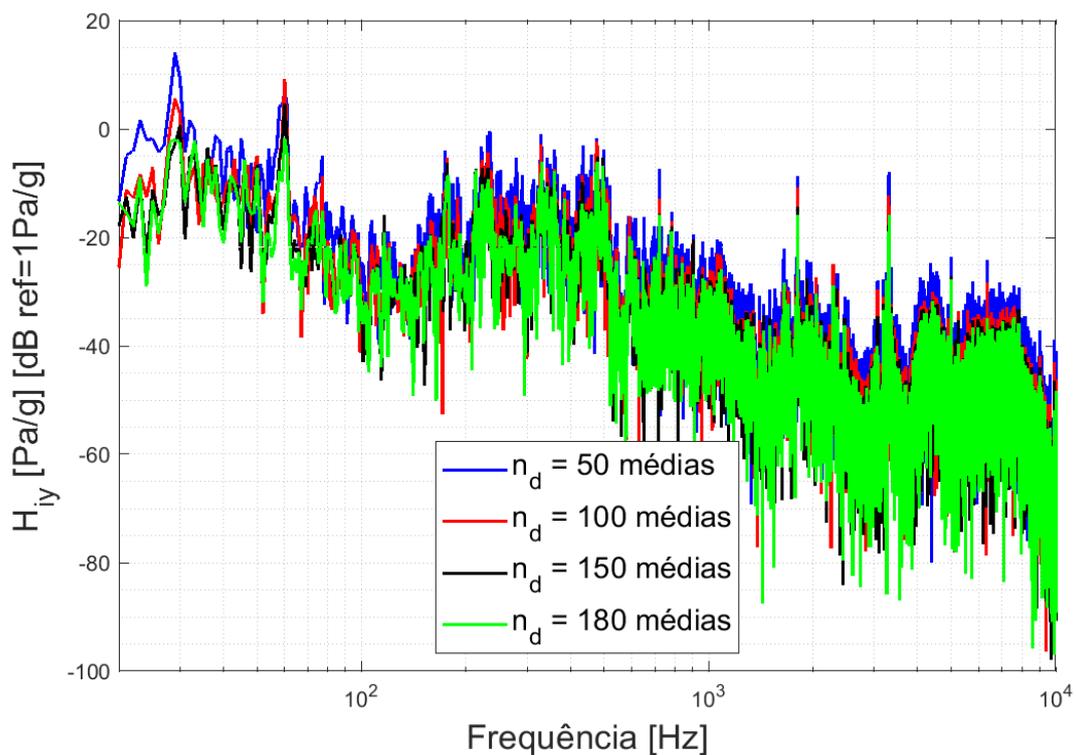


Figura A.8 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Sucção: +X).

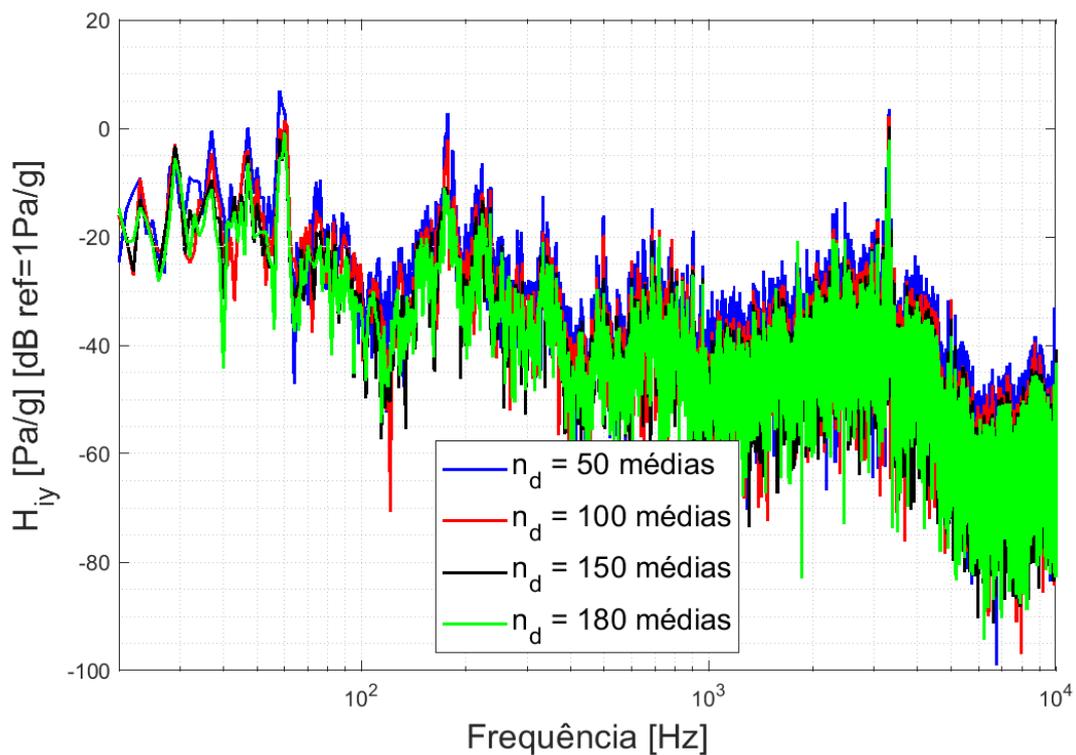


Figura A.9 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Base: +Z).

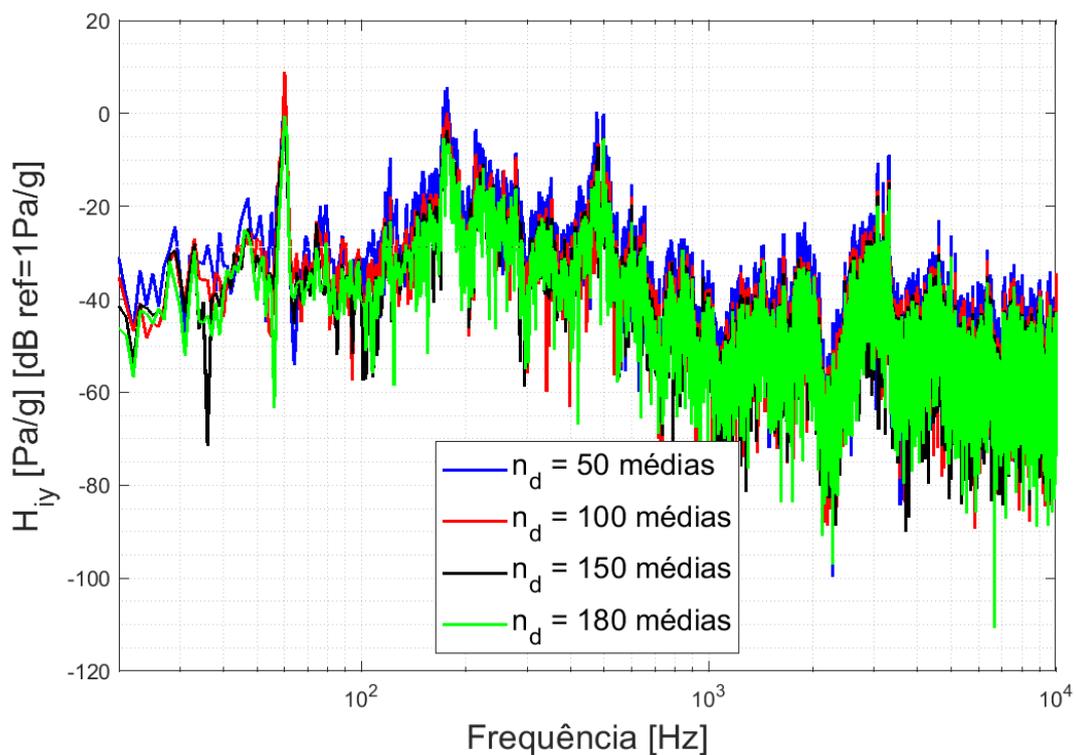


Figura A.10 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Base: +Y).

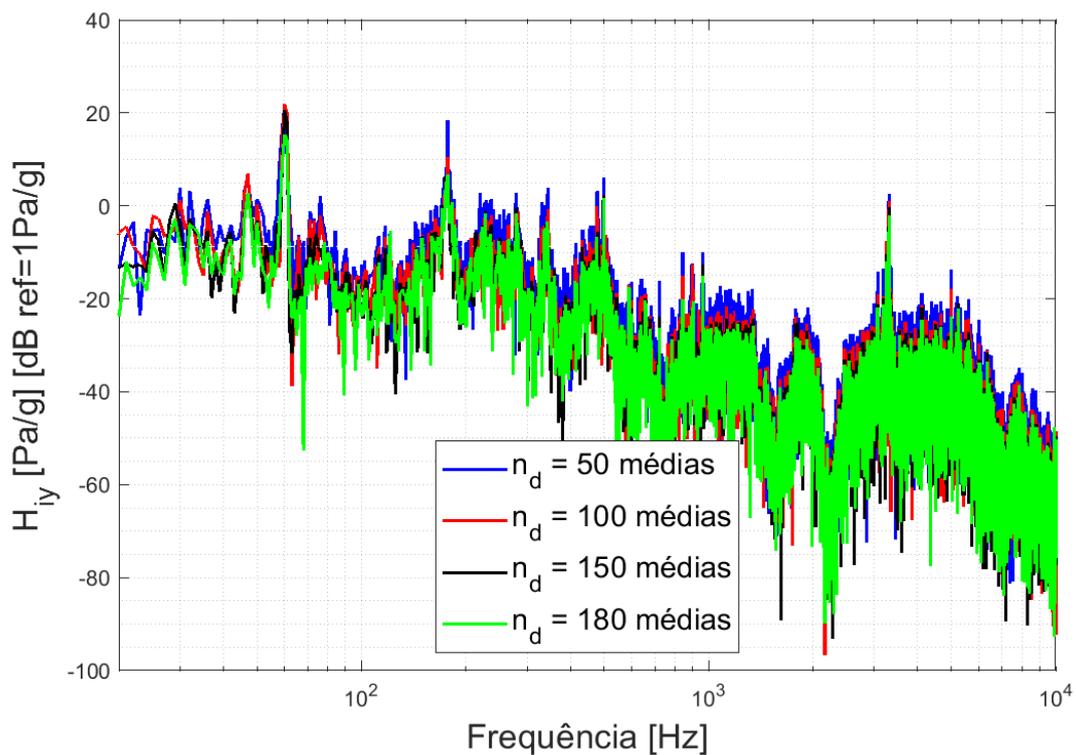
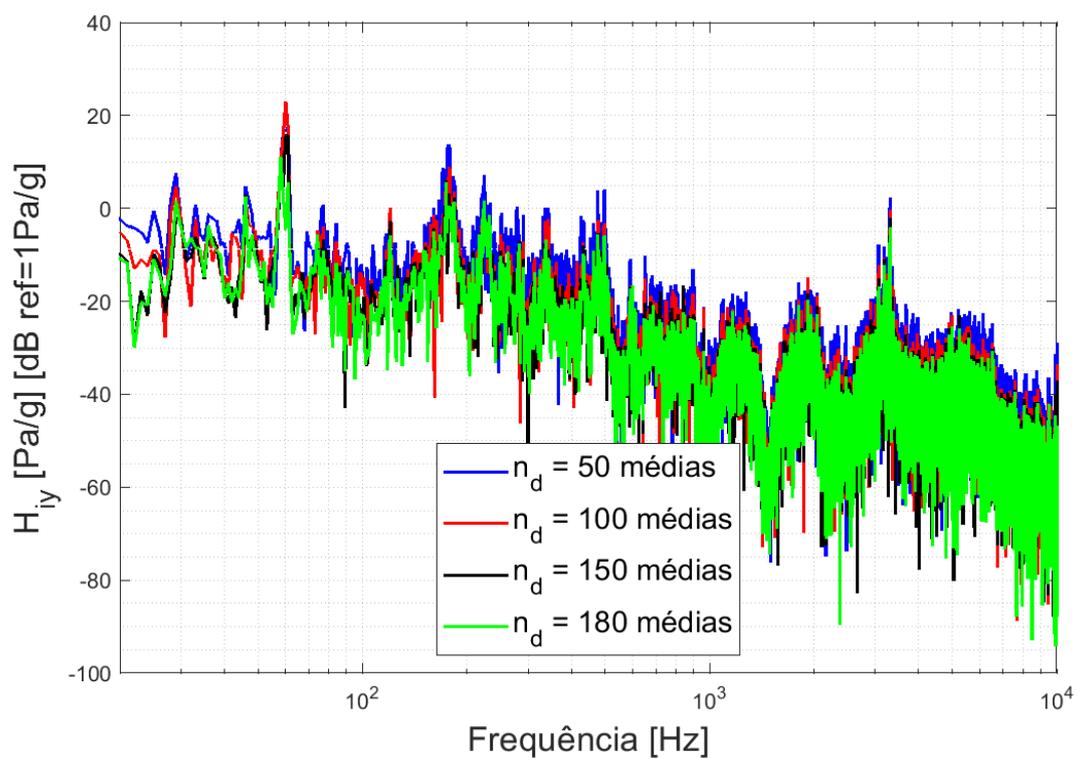


Figura A.11 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Base: +X).



APÊNDICE B – FUNÇÕES DE TRANSFERÊNCIA AVALIANDO A REPETIBILIDADE DOS TRÊS BLOCOS

Figura B.1 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Lateral) para os três blocos de 100 s.

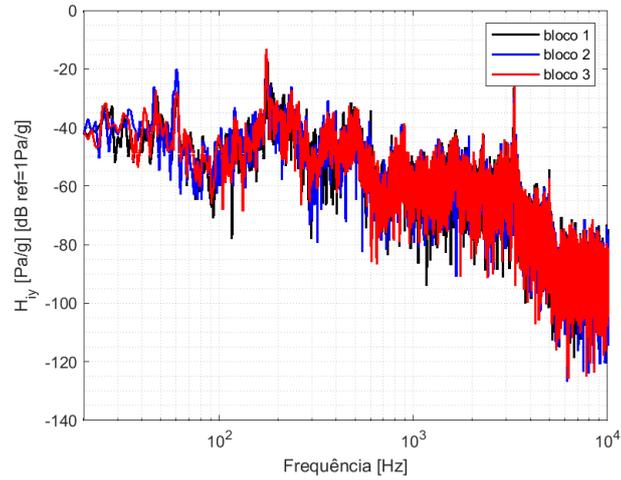


Figura B.2 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Frontal) para os três blocos de 100 s.

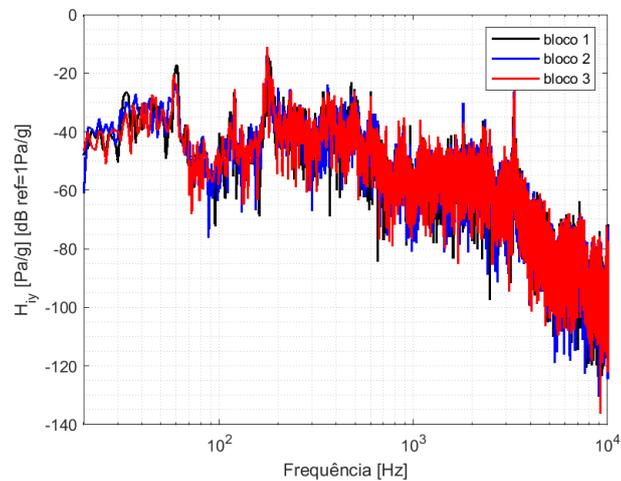


Figura B.3 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Descarga: +Z) para os três blocos de 100 s.

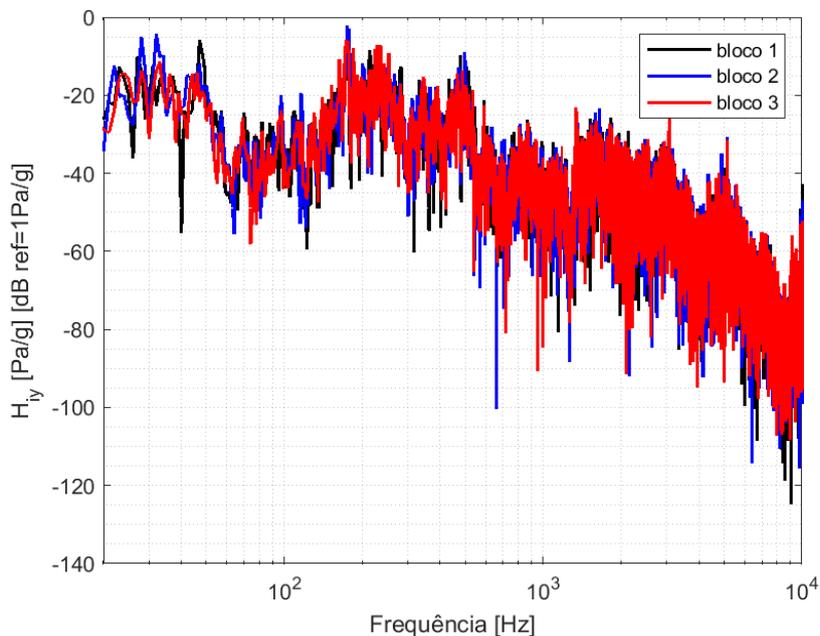


Figura B.4 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Descarga: +Y) para os três blocos de 100 s.

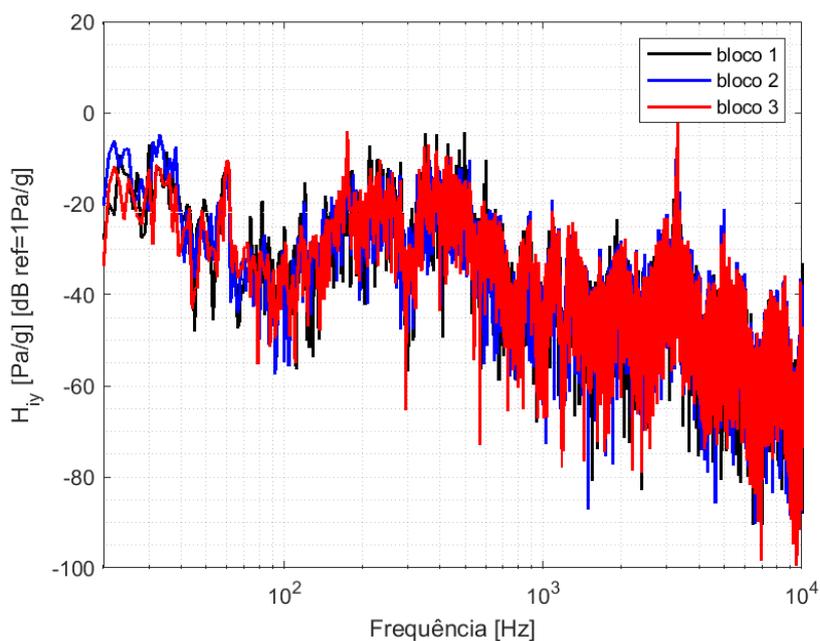


Figura B.5 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Descarga: +X) para os três blocos de 100 s.

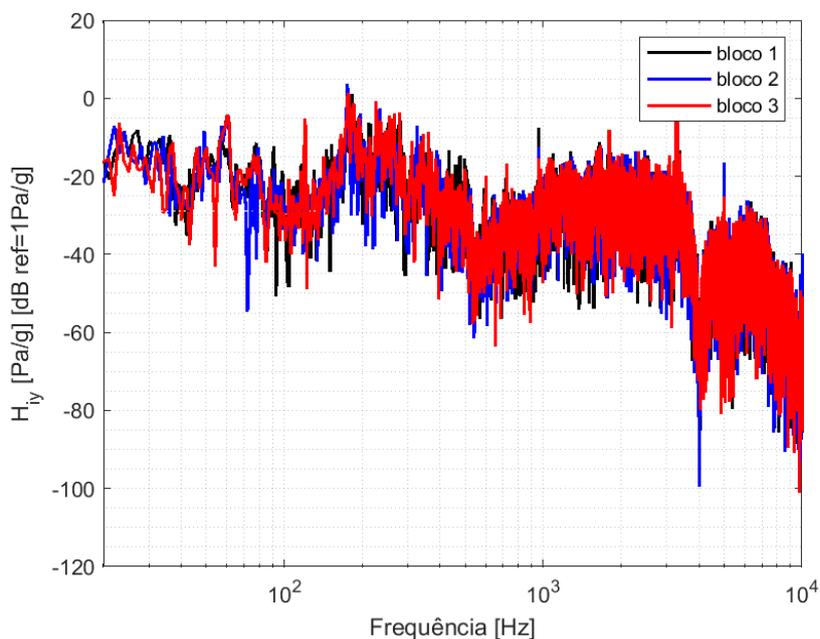


Figura B.6 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Sucção: +Z) para os três blocos de 100 s.

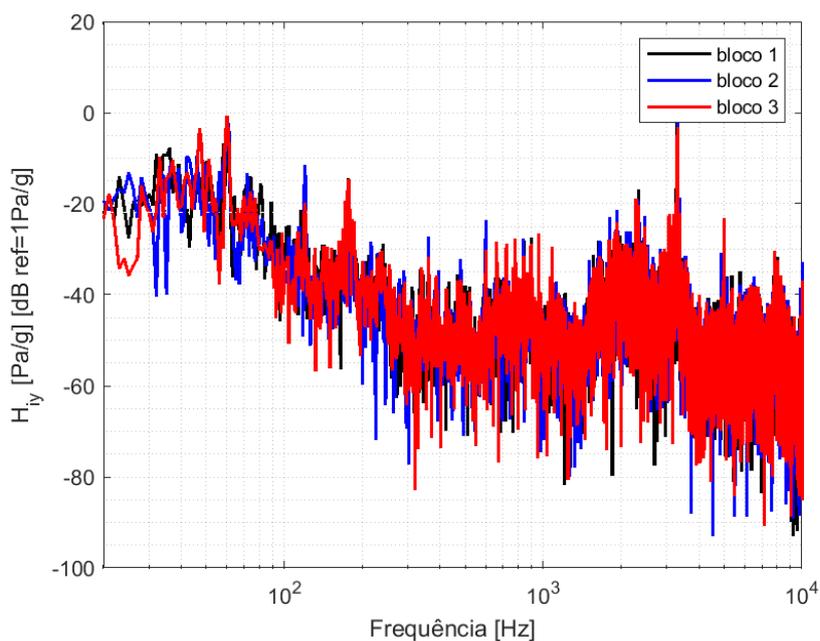


Figura B.7 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Sucção: +Y) para os três blocos de 100 s.

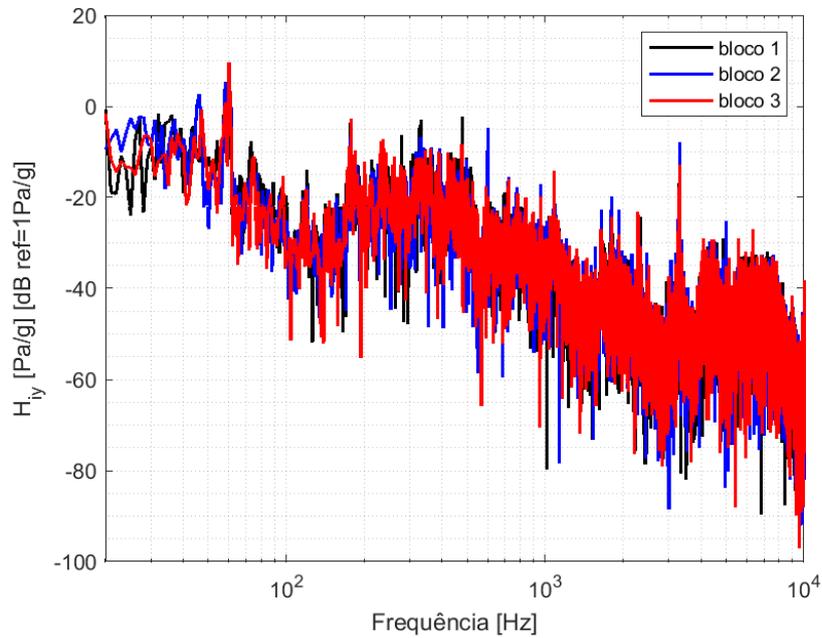


Figura B.8 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Sucção: +X) para os três blocos de 100 s.

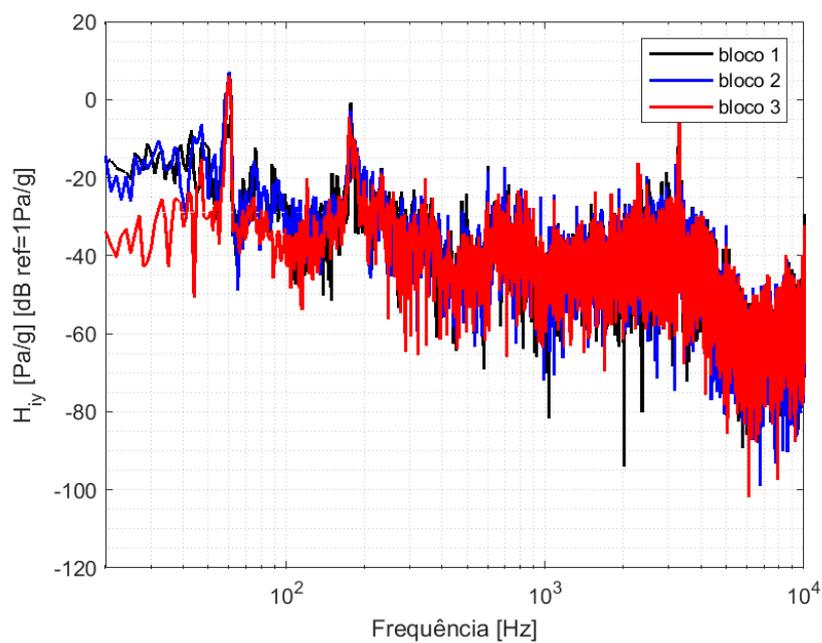


Figura B.9 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Base: +Z) para os três blocos de 100 s.

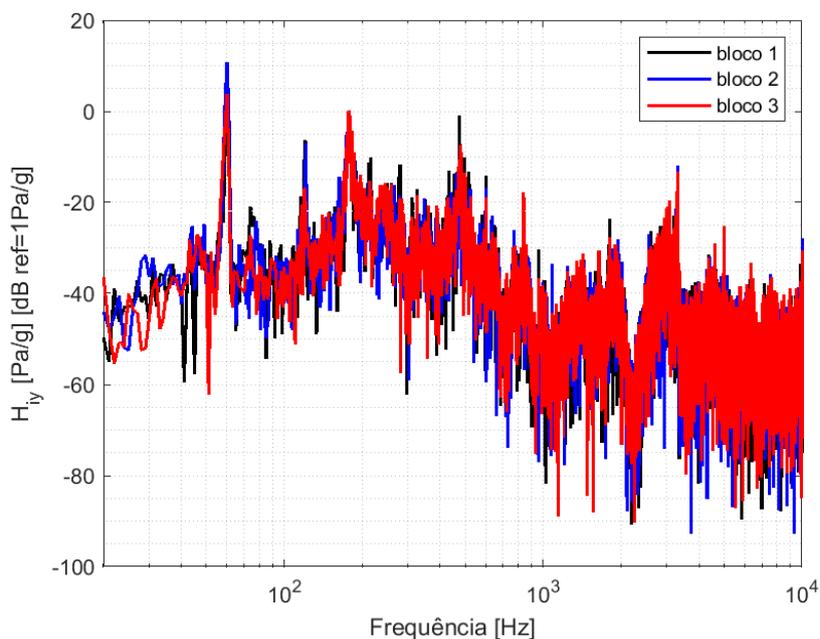


Figura B.10 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Base: +Y) para os três blocos de 100 s.

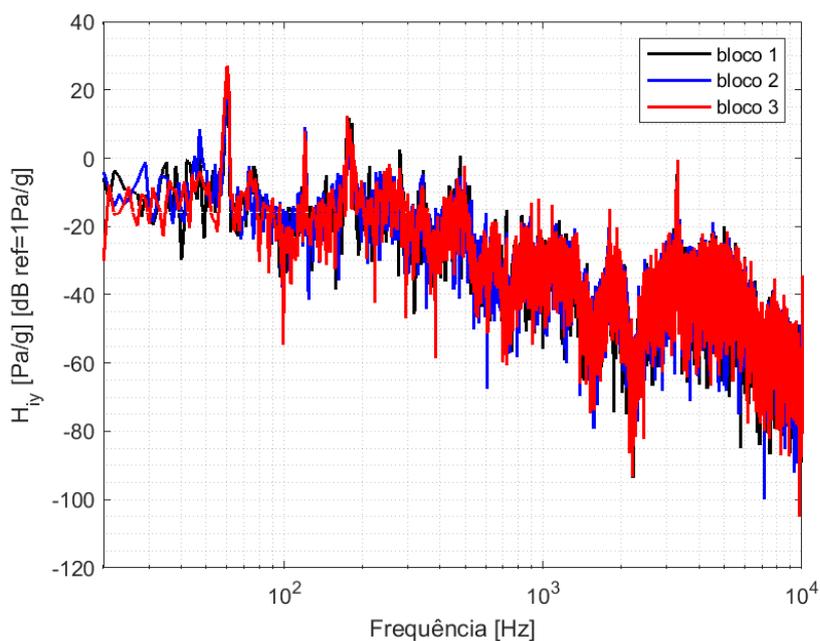
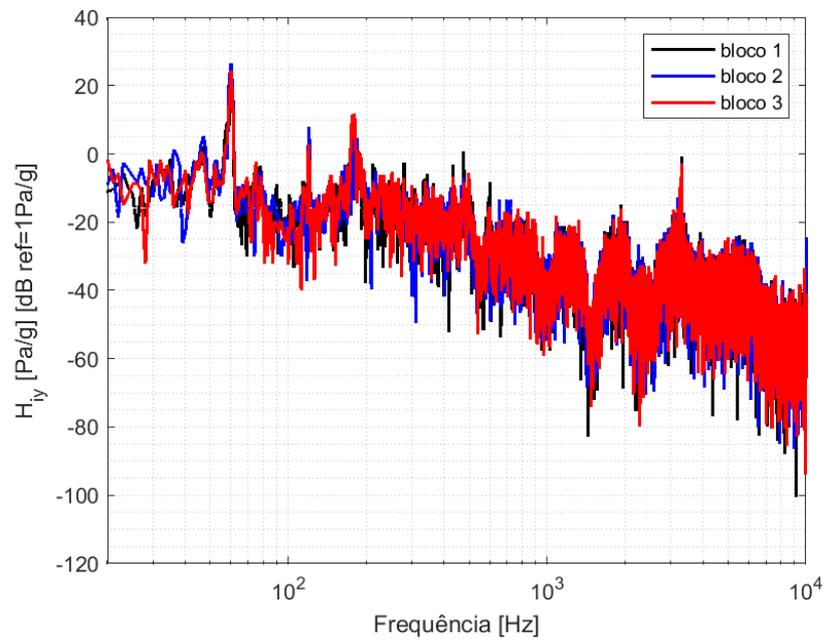


Figura B.11 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Base: +X) para os três blocos de 100 s.



APÊNDICE C – FUNÇÕES DE TRANSFERÊNCIA AVALIANDO A INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE SINAIS

C.1 NOVE SINAIS

As funções de transferência obtidas pela relação pressão sonora/vibração podem ser observadas nas Figuras C.1 a C.23.

Figura C.1 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Descarga: +Y) para os três blocos de 100 s.

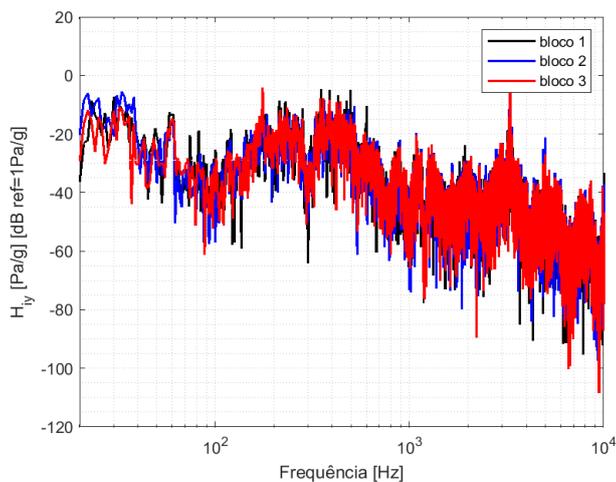


Figura C.2 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Descarga: +X) para os três blocos de 100 s.

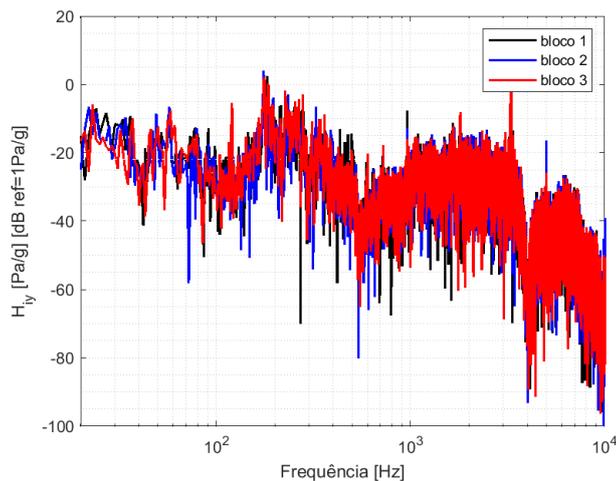


Figura C.3 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Sucção: +Z) para os três blocos de 100 s.

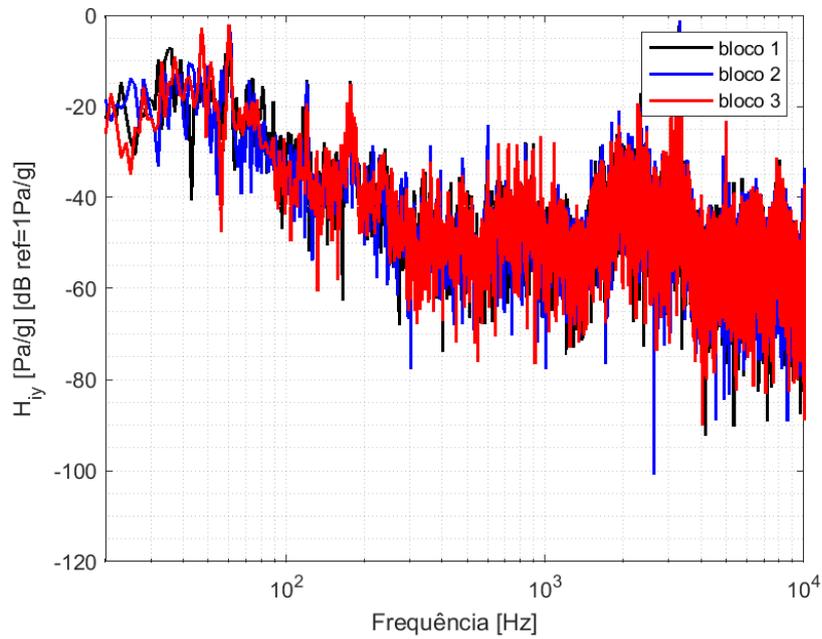


Figura C.4 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Sucção: +Y) para os três blocos de 100 s.

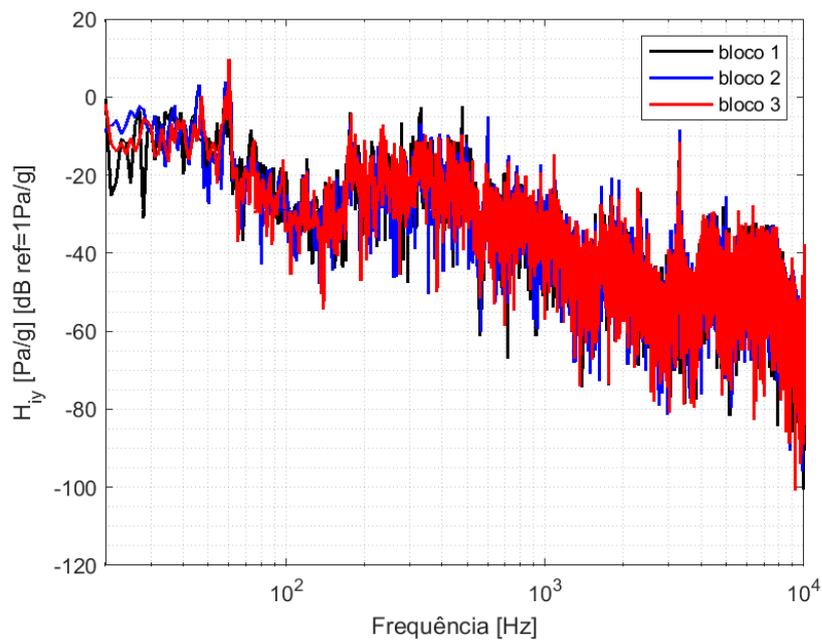


Figura C.5 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Sucção: +X) para os três blocos de 100 s.

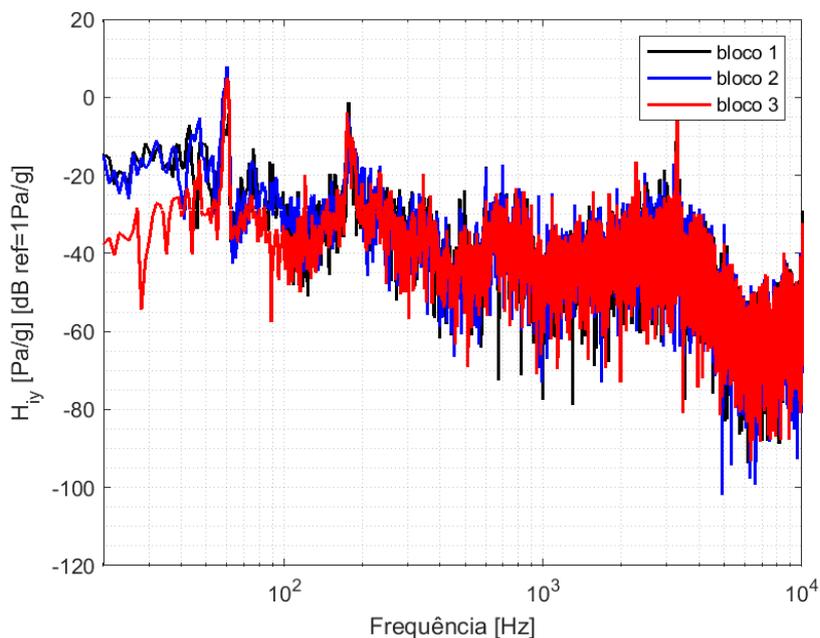


Figura C.6 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Base: +Z) para os três blocos de 100 s.

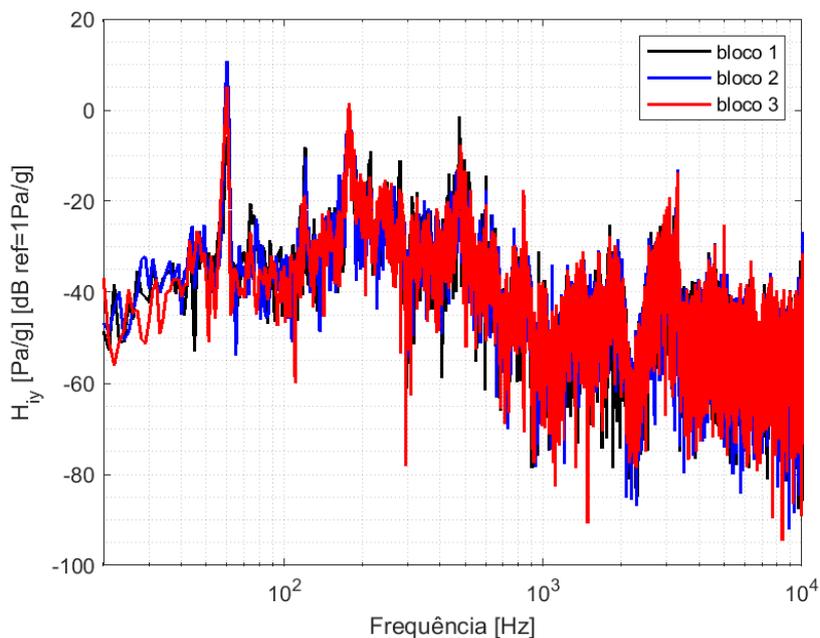


Figura C.7 – Função de transferência (Pressão sonora/Vibração Base: +Y) para os três blocos de 100 s.

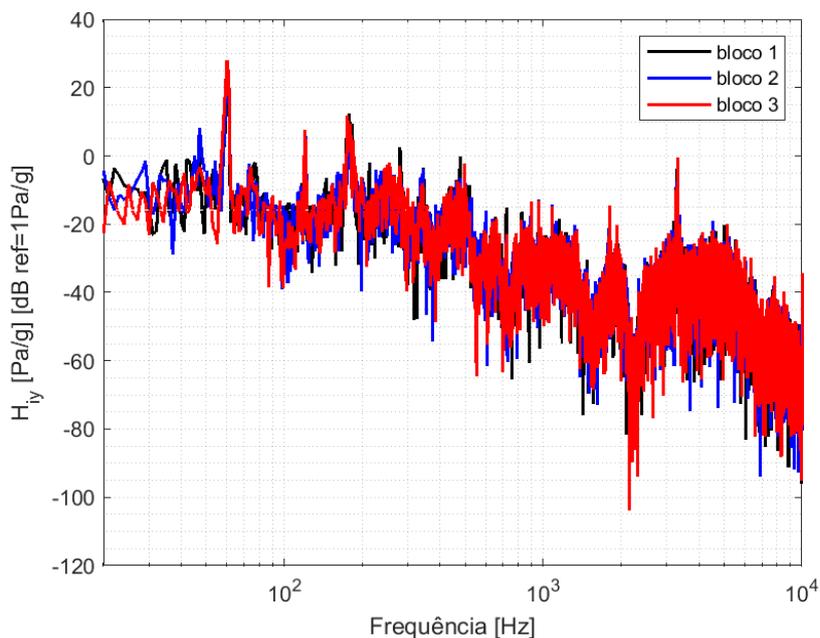
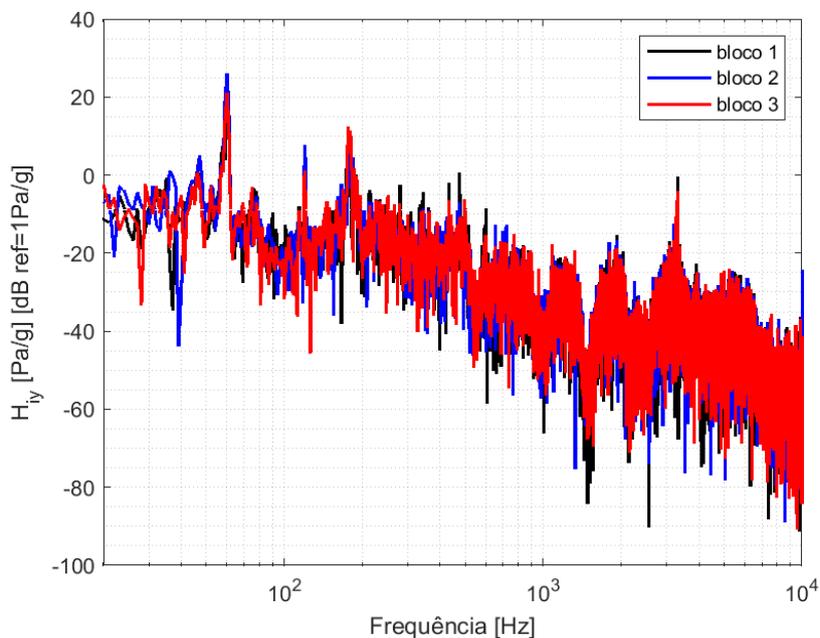


Figura C.8 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Base: +X) para os três blocos de 100 s.



C.2 SEIS SINAIS - 01 TRIAXIAL NA DESCARGA E 01 - TRIAXIAL NA SUCÇÃO

Figura C.9 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Descarga: +Z) para os três blocos de 100 s.

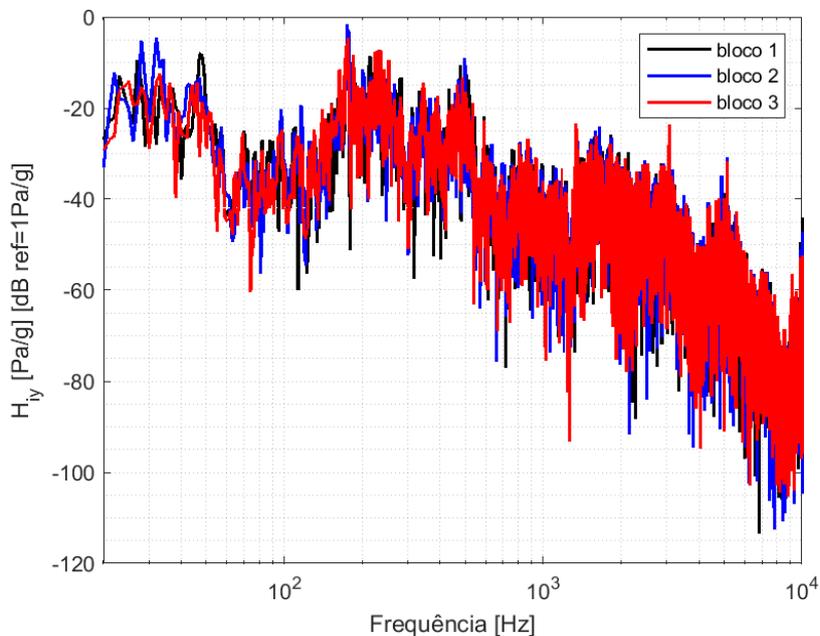


Figura C.10 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Descarga: +Y) para os três blocos de 100 s.

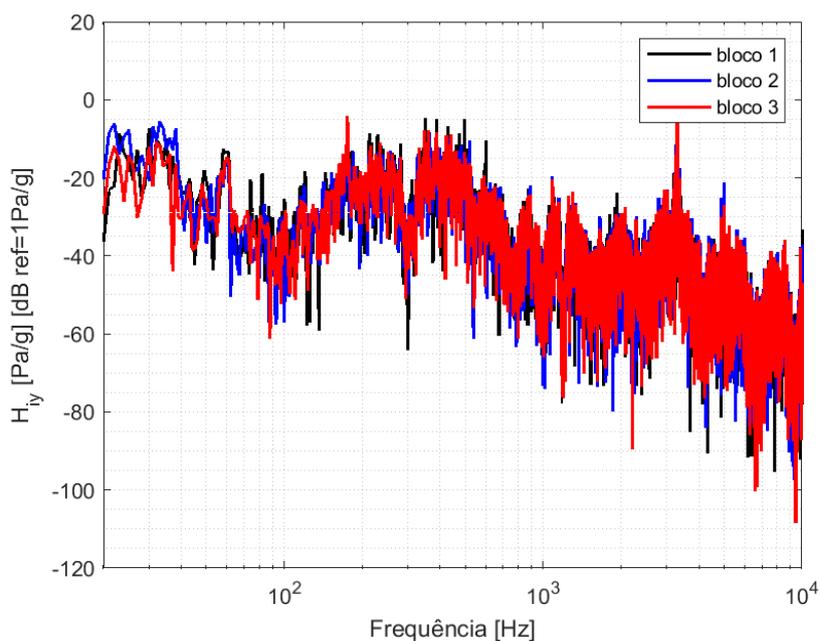


Figura C.11 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Descarga: +X) para os três blocos de 100 s.

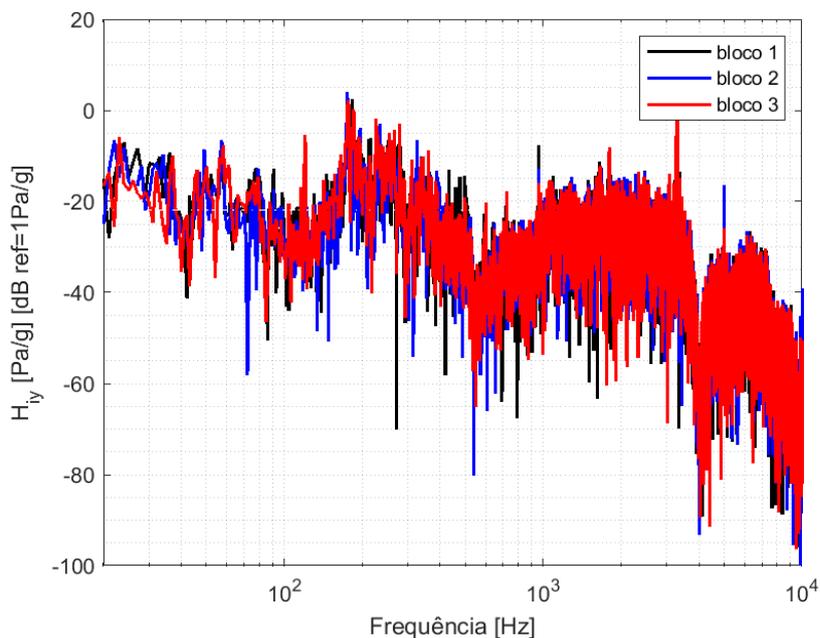


Figura C.12 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Sucção: +Z) para os três blocos de 100 s.

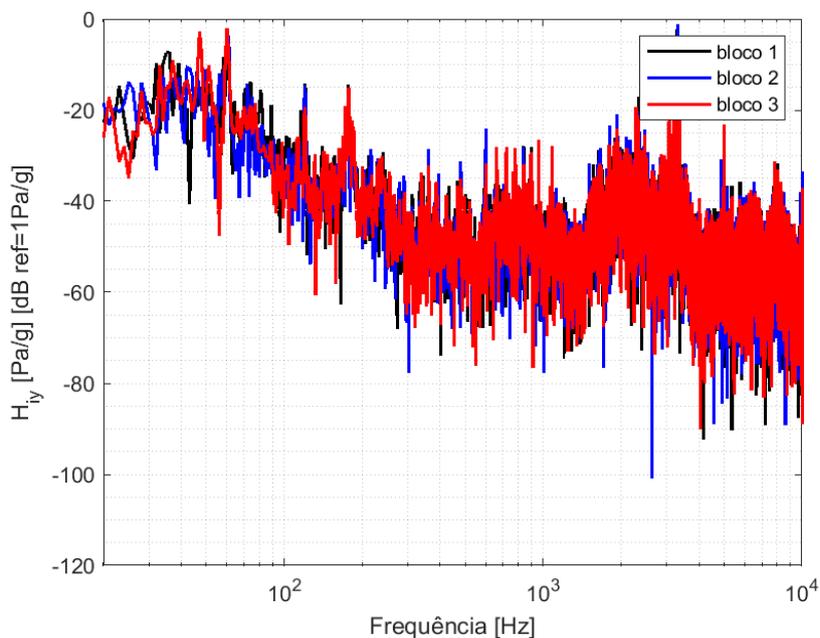


Figura C.13 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Sucção: +Y) para os três blocos de 100 s.

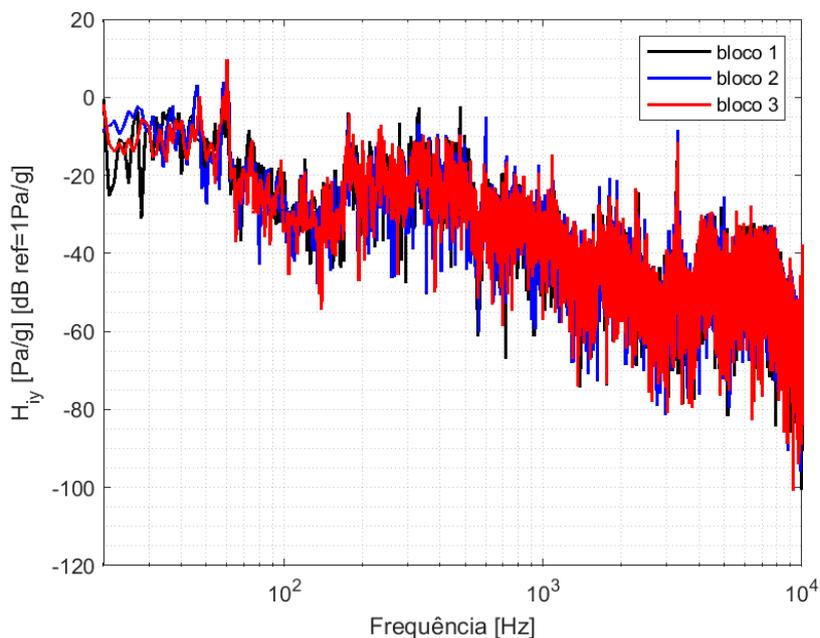
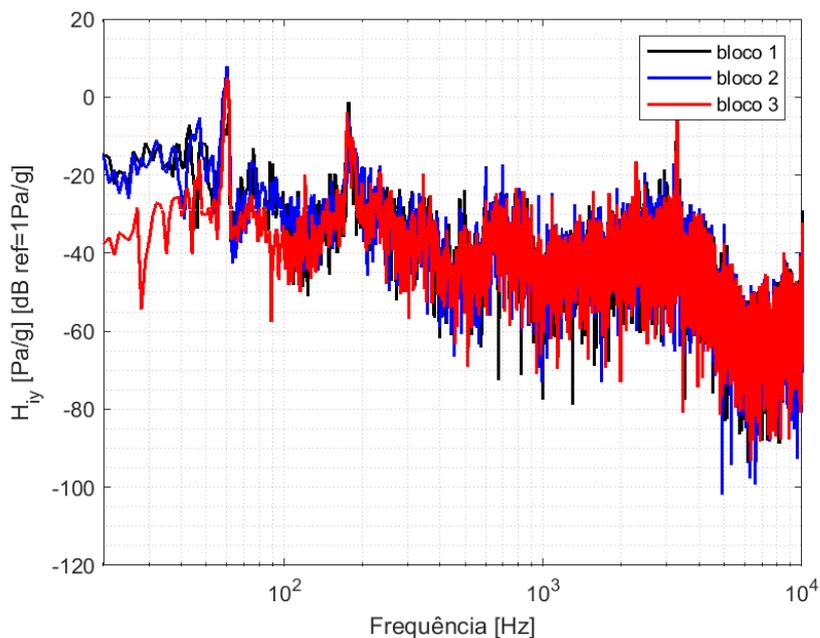


Figura C.14 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Sucção: +X) para os três blocos de 100 s.



C.3 SEIS SINAIS - 01 TRIAXIAL NA DESCARGA E 03 - UNIAXIAIS NA CARÇAÇA

Figura C.15 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Topo) para os três blocos de 100 s.

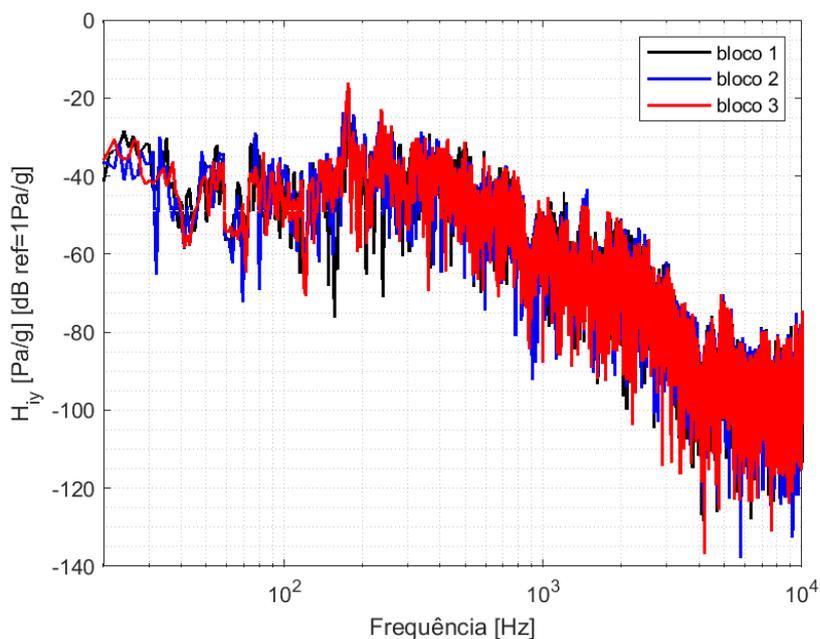


Figura C.16 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Lateral) para os três blocos de 100 s.

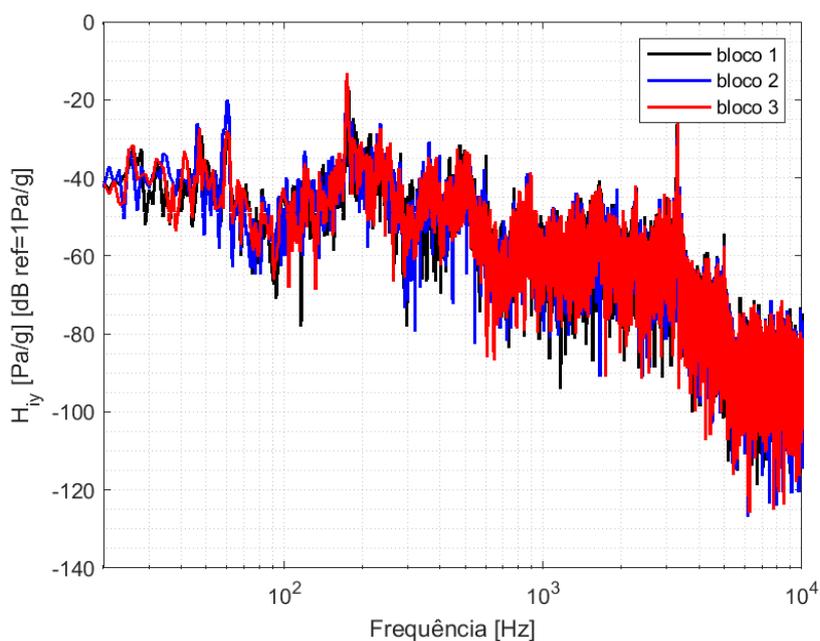


Figura C.17 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Frontal) para os três blocos de 100 s.

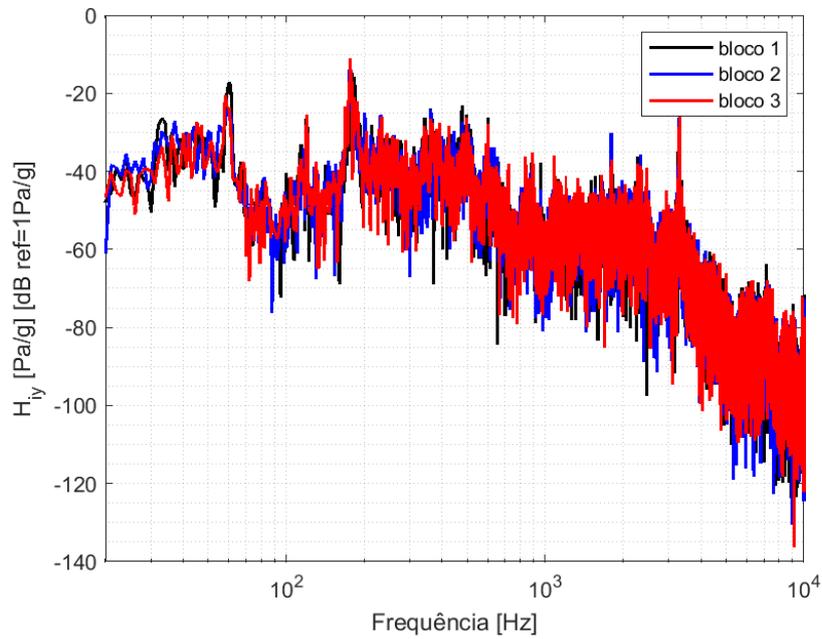


Figura C.18 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Descarga: +Z) para os três blocos de 100 s.

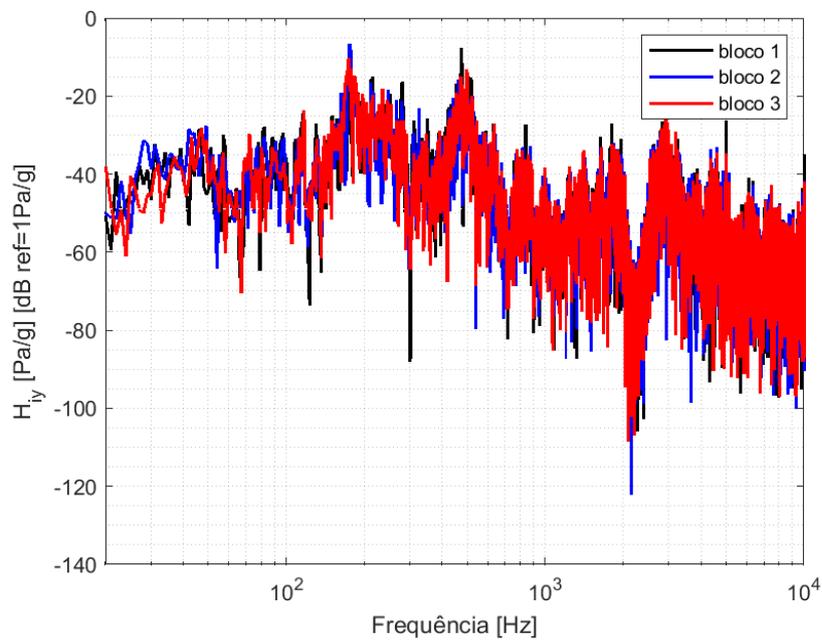


Figura C.19 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Descarga: +Y) para os três blocos de 100 s.

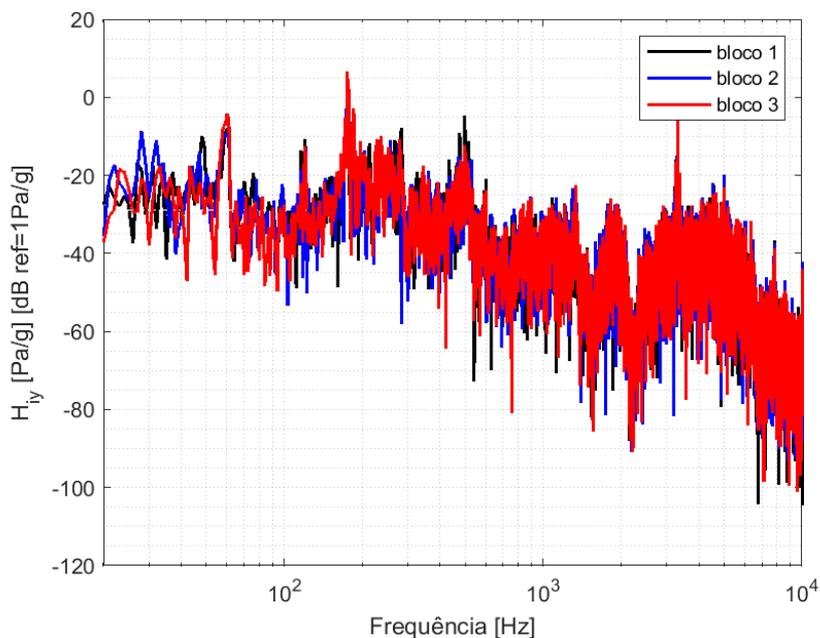
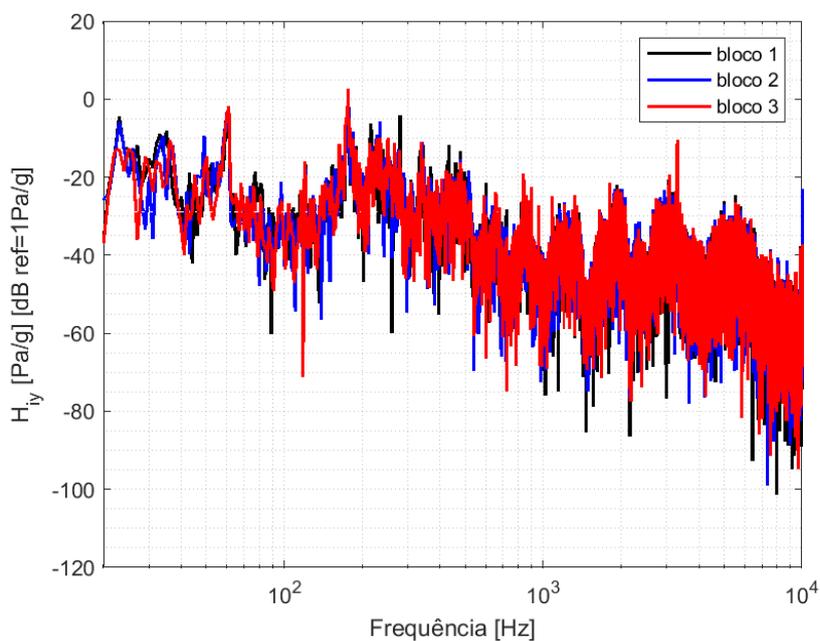


Figura C.20 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Descarga: +X) para os três blocos de 100 s.



C.4 TRÊS SINAIS - 03 - UNIAXIAIS NA CARÇAÇA

Figura C.21 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Topo) para os três blocos de 100 s.

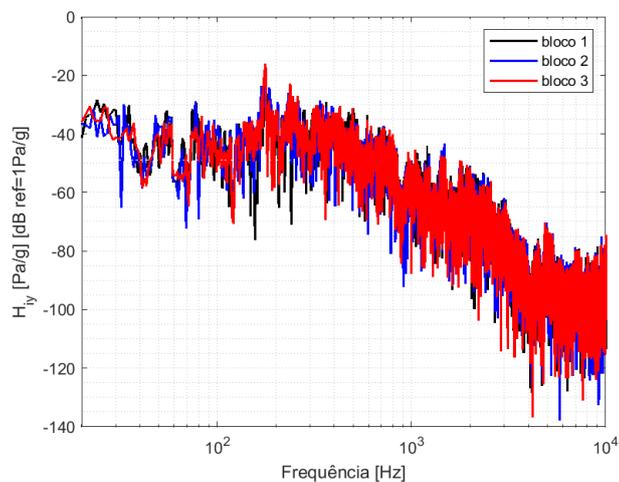


Figura C.22 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Lateral) para os três blocos de 100 s.

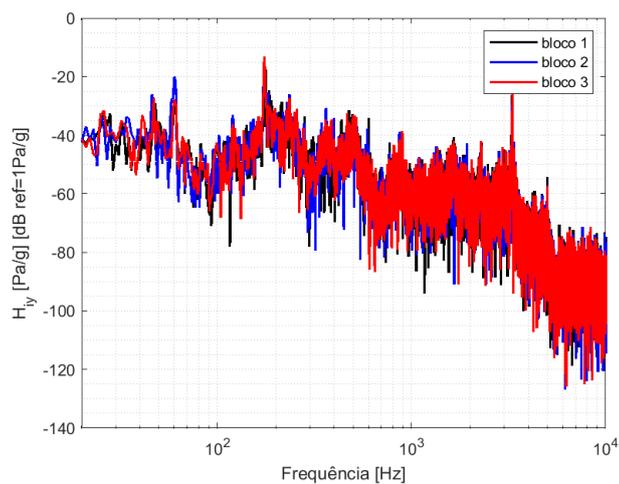


Figura C.23 – Função de transferência (pressão sonora/vibração Frontal) para os três blocos de 100 s.

