

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

**DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS DE VIBRAÇÃO E RUÍDO
PARA ACEITAÇÃO DE CÂMBIOS AUTOMOTIVOS EM
LINHAS DE MONTAGEM**

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE
SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

Renato Antônio Barreto

Florianópolis, Julho 2003

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

**DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS DE VIBRAÇÃO E RUÍDO
PARA ACEITAÇÃO DE CÂMBIOS AUTOMOTIVOS EM
LINHAS DE MONTAGEM**

Renato Antônio Barreto

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.

ESPECIALIDADE EM ENGENHARIA MECÂNICA
SENDO APROVADA EM SUA FORMA FINAL.

Prof. Samir Nagi Yoursri Gerges, Ph.D. – Orientador

Prof. Marcus Antonio Viana Duarte, Dr. Eng. – Co-orientador

Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr.Eng., Coordenador

BANCA EXAMINADORA

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D. – Presidente

Prof. Roberto Jordan, Dr.Eng.

Prof. Edison da Rosa, Dr.Eng.

Aos meus Pais,

Maria do Socorro Rezende Barreto e
Antônio Batista Barreto (in memorian)
pelo carinho, incentivo e apoio.

A minha irmã Valéria, Cassinho, Clara e
a minha namorada Juliana.

Aos meus amigos que sempre me incentivaram.

AGRADECIMENTOS

A Deus pela graça concedida a mim para realizar este trabalho.

Ao professor Samir N. Y. Gerges,
pela orientação, apoio, incentivo e pela coordenação do curso.

Ao professor Marcus Antonio Viana Duarte,
pelo apoio, orientação, dedicação, e amizade demonstrada.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica, coordenação e professores
do curso de mestrado pelo apoio, dedicação e ensinamentos transmitidos.

Aos meus companheiros José Ângelo, Sandro Eustáquio e Tatiana Meola,
pela ajuda significativa em todos os momentos deste projeto de pesquisa.

À FA Powertrain Ltda em especial a Marc Meigs, César Rocha e Mário Lúcio por
toda ajuda e cooperação no desenvolvimento deste projeto.

À FIAT Automóveis S.A. em especial a Silvana Rizzioli pelo apoio e coordenação do
curso.

À todos meus companheiros,
que de uma forma ou de outra contribuíram para a realização deste trabalho.

Barreto, R. A., 2003 “Definição de Parâmetros de Vibração e Ruído para Aceitação de Câmbios Automotivos em Linhas de Montagem” Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis – SC – Brasil.

Resumo

Neste trabalho, é apresentado um estudo sobre o uso de ferramentas de análise de sinais com a finalidade de definição de parâmetros para aceitação dos câmbios automotivos produzidos pela FA Powertrain Ltda dentro da fábrica da FIAT AUTOMÓVEIS S.A em Betim – MG, através do uso de sinais de vibração e ruídos. A técnica de análise utilizada foi a de Demodulação em Amplitude e Fase . Foram coletados sinais reais de vibrações e ruídos em caixas de câmbio testados nos bancos de prova da FA Powertrain LTDA, onde compararam-se os parâmetros de ruído e vibração de câmbios classificados como “bons” pelos peritos dos bancos de prova com câmbios montados com problemas conhecidos, a fim de identificar os parâmetros a serem utilizados como critérios de classificação automática de defeitos de montagem e/ou fabricação em câmbios. Após a definição dos parâmetros, os mesmos foram combinados para gerar um número único a ser utilizado como critério passa-não-passa nos bancos de prova. Testes realizados com 28 câmbios “bons” e 4 com a quinta marcha ruidosa foram utilizados para validar o procedimento desenvolvido.

Palavra-Chave: Câmbios Automotivos, Defeitos de Fabricação, Engrenagens, Parâmetros de Aceitação, Análise de Sinais, Vibrações.

Barreto, R. A., 2003 " Parameters Definition for Acceptance of the Gearbox assembly at FA POWERTRAIN in their test benches" M. Sc. Dissertation, Federal University of Santa Catarina, Florianópolis - SC - Brazil.

Abstract

This work presents a study about signal analysis tools through vibration and noise signals, used to define acceptance parameters for Gearboxes produced at FA Powertrain Ltda inside of the factory of Fiat Automóveis S.A. in Betim – MG.

The analysis technique used was the Amplitude and Phase Demodulation.

In this technique, vibration and noise signals were caught in gearboxes tested at the FA Powertrain test benches, where noise and vibration parameters on gearboxes classified as “good” by the test benches experts where compared to the same parameters with scrapped gearboxes with previously known non conformities. This was done to identify the right parameters to be used as an automatic classification criteria for machining and assembly defects observed on gearboxes.

After having defined the parameters, they were combined to generate a new scale to be used as a pass/no pass criteria on the best benches.

Tests done on 28 gearboxes considered “good” and 4 gearboxes with the 5th speed considered “noisy” were used to validate the developed procedure.

Key word.Gear: Automotive Gearboxes, Production Defects, Gears, Acceptance Parameters, Signals Analysis, Vibrations.

SUMÁRIO

Lista de figuras	vii
Lista de tabelas	xiii
Lista de Símbolos	xiv
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	01
1.1 - Motivação e Contribuição deste trabalho	01
CAPÍTULO 2 – DETECÇÃO DE FALHAS EM ENGRENAGENS VIA MONITORAMENTO DE VIBRAÇÃO DE RUÍDO.....	06
2.1 – Caracterização de Sinais de vibração de Engrenagens e Técnicas Tradicionais Utilizadas na Detecção de Falhas	06
2.2 – Técnicas de Análise no Domínio do Tempo	16
2.2.1 – Médias no Domínio do Tempo.....	17
2.2.2 – Níveis Pico a Pico – Nível Pico – Nível Médio – Nível RMS Fator de Crista	19
2.2.3 – Kurtosis	22
2.2.4 – Cepstrum	23
2.3 – Demodulação em Amplitude e Fase via Procedimento Recursivo de Mínimos Quadrados	25
2.3.1 – Demodulação em Amplitude e Fase	25
2.3.2 – Modelo para Engrenamento	25
2.3.3 – Algoritmo Adaptativo para Demodulação de Amplitude e Fase	26
CAPÍTULO 3 – CARACTERIZAÇÃO DO CÂMBIO FIAT C513 / C510	29
3.1 – Especificação da Caixa de Câmbio	30
3.1.1 – Eixo Primário	33
3.1.2 – Eixo Secundário	33
3.1.3 – Conjunto Eixo da Marcha Ré Completo	34
3.1.4 – Garfo de Comando das Marchas	34
3.1.5 – Engrenagens e Conjuntos Secundário e Primário	35

3.1.6 – Sistema de Sincronização e Funcionamento do Engate de Marchas	38
3.1.7 – Conjunto Diferencial Completo	41
CAPÍTULO 4 – BANCADA EXPERIMENTAL	44
4.1 – Especificações dos Bancos de Prova Câmbio: “Componentes e funcionamento”	44
4.2 – Definições dos Ciclogramas “Atual X Proposto”	48
4.3 – Implantação das Cargas nos Testes dos Bancos de Prova	55
4.4 – Bancada Experimental	56
CAPÍTULO 5 – METODOLOGIA EXPERIMENTAL	60
5.1 – Parâmetros Estudados	60
5.2 – Determinação das Velocidades de Rotação dos Câmbios	62
5.3 - Gráficos Boxplot	68
5.4 - Comparação de Grupos	70
5.5 – Definição de Limites Aceitáveis para os Sintomas de Ruído	71
CAPÍTULO 6 – RESULTADOS	77
6.1 – Gráficos Boxplot de Aceleração	77
6.2 – Gráficos Boxplot de Pressão Sonora	86
6.3 – Gráficos Boxplot Normalizado	94
6.4 – Análise dos Resultados	102
CAPÍTULO 7 – CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS.....	113
7.1 – Conclusões	113
7.2 – Sugestões de Trabalhos Futuros	114
REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS	115

LISTA DE FIGURAS

	Páginas
2.1 – Sinal típico proveniente de uma engrenagem fictícia operando com defeito.....	10
2.2 – Espectro do sinal caracterizando uma falha local no dente da engrenagem.....	10
2.3 – Sinal de uma engrenagem fictícia com uma falha distribuída em um dente.....	11
2.4 – Espectro do sinal típico representando um defeito distribuído em um dente.....	12
2.5 – Cepstrum de Potência de um sinal com periodicidade de 0,02 s.	15
2.6 – Mecanismos básicos de geração de vibração em uma máquina.	16
2.7 – Médias no domínio do tempo.....	18
2.8 – Efeito da média no domínio do tempo TDA sobre um sinal síncrono e um sinal assíncrono	18
2.9 – Quantificação de um sinal harmônico	19
2.10 – Quantificação a vibração no espectro de freqüência	21
2.11 – Ilustração de kurtosis	22
2.12 – Cepstrum e Espectro de uma caixa de câmbio FIAT	24
3.1 – Foto explicativa do câmbio C513	30
3.2 – Foto do eixo primário	31
3.3 – Foto do eixo secundário	32
3.4 – Foto do eixo da marcha ré	32
3.5 – Foto do eixo primário	33
3.6 – Foto do eixo secundário	34
3.7 – Foto do eixo marcha ré completo	34
3.8 – Foto dos garfos comando das marchas	35

3.9 – Foto da engrenagem conduzida 1ª velocidade	35
3.10 – Foto da engrenagem conduzida 2ª velocidade	36
3.11 – Foto das engrenagens conduzida e condutora 3ª velocidade	36
3.12 – Foto das engrenagens conduzida e condutora 4ª velocidade	36
3.13 – Foto das engrenagens conduzida e condutora 5ª velocidade	37
3.14 – Foto do conjunto eixo secundário	37
3.15 - Foto do conjunto eixo primário	38
3.16 – Explicação das guias de engate em engrenagens	39
3.17 – Foto do conjunto sincronizador 1ª /2ª velocidade	40
3.18 - Foto do conjunto sincronizador 3ª /4ª velocidade	40
3.19 - Foto do conjunto sincronizador 5ª velocidade	40
3.20 – Foto do conjunto diferencial completo C513	41
3.21 – Foto das engrenagens satélites C513	43
3.22 – Foto das engrenagens planetárias C513	43
4.1 – Foto dos motores principal e secundários dos bancos de prova	45
4.2 – Foto da estrutura completa dos bancos de prova	46
4.3 – Foto do painel de controle com a tela de comando do banco	46
4.4 – Foto do sistema manual de trocas de marchas	47
4.5 – Foto do braço mecânico de posicionamento do acelerômetro	47
4.6 – Foto do dispositivo de aplicação de óleo no câmbio	47
4.7 – Ciclograma atual dos bancos de prova câmbio	48
4.8 – Comparação de rotação entre o banco de prova câmbio, banco de manobrabilidade e a pista de prova dos veículos	49
4.9 – Comparação de velocidade entre o banco de prova câmbio, banco de manobrabilidade e a pista de prova dos veículos	50

4.10 – Ciclograma proposto para o banco de prova câmbio	51
4.11 – Comparação de velocidade entre o banco de prova câmbio, banco de manobrabilidade e a pista de prova dos veículos com o ciclograma proposto	52
4.12 – Comparativo das rotações entre o ciclograma atual e o ciclograma proposto nos bancos de prova, em comparação com os teste na pista de prova e no banco de manobrabilidade	53
4.13 - Comparativo das velocidades entre o ciclograma atual e o ciclograma proposto nos bancos de prova, em comparação com os teste na pista de prova e no banco de manobrabilidade	54
4.14 – Esquema de montagem dos equipamentos para coleta dos dados	58
5.1 – Exemplo de sinal de aceleração, no domínio no tempo com rotação constante com 5 ^a marcha de um câmbio bom	63
5.2 – Exemplo de sinal de aceleração demarcado no domínio do tempo e respectivo espectro de potência	64
5.3 – Exemplo de Cepstrum (curva superior) calculado, onde se pode observar nitidamente os valores das quefrências relativas às velocidades de rotação do primário e secundário	65
5.4 – Exemplo de sinal de aceleração demodulado em amplitude e fase, nos domínios do tempo (curva superior) e frequência (curva inferior)	66
5.5 – Valor médio quadrático do sinal demodulado em função da rotação	67
5.6 – Exemplo de um gráfico tempo-freqüência dos sinais de aceleração de um câmbio testado no banco de prova (primeira marcha)	67
5.7 – Exemplo de um gráfico boxplot com seus elementos constituintes	69
6.1 – Gráficos Boxplot dos valores RMS de aceleração para câmbios bons e ruins	77
6.2 – Gráficos Boxplot para os valores de pico de aceleração de câmbios bons e ruins	78

6.3 – Gráficos Boxplot com os valores de Kurtosis, Fator de Crista e Cepstrum dos eixos primário e secundário de aceleração para câmbios bons e ruins	79
6.4 – Gráfico Boxplot com os valores de 1°, 2° e 3° harmônicos do sinal global do primário de aceleração para câmbios bons e ruins	80
6.5 – Valores de 1° harmônico do sinal demodulado do primário e respectivas bandas laterais de aceleração para câmbios bons e ruins	80
6.6 – Gráfico Boxplot para os valores de 2° harmônico do sinal demodulado do eixo primário e respectivas bandas laterais de aceleração para câmbios bons e ruins	81
6.7 – Gráfico Boxplot com os valores de 3° harmônico do sinal demodulado do primário e respectivas bandas laterais de aceleração para câmbios bons e ruins	82
6.8 – Gráfico Boxplot para os valores de 1°, 2° e 3° harmônicos do sinal global do eixo secundário de aceleração para os câmbios bons e ruins	83
6.9 – Gráficos Boxplot com os valores de 1° harmônico do sinal demodulado do secundário e respectivas bandas laterais de aceleração para câmbios bons e ruins ..	84
6.10 - Gráficos Boxplot com os valores de 2° harmônico do sinal demodulado do secundário e respectivas bandas laterais de aceleração para câmbios bons e ruins...	85
6.11 - Gráficos Boxplot com os valores de 3° harmônico do sinal demodulado do secundário e respectivas bandas laterais de aceleração para câmbios bons e ruins...	86
6.12 – Gráficos Boxplot para os valores de Kurtosis, cepstrum do primário e secundário de pressão sonora para câmbios bons e ruins	87
6.13 – Gráficos Boxplot para os valores de 1°, 2° e 3° harmônicos do sinal global do eixo primário de pressão sonora para os câmbios bons e ruins	88
6.14 – Gráficos Boxplot com os valores do 1° harmônico do sinal demodulado do eixo primário e respectivas bandas laterais de pressão sonora para câmbios bons e ruins	89
6.15 – Gráficos Boxplot com os valores do 2° harmônico do sinal demodulado do eixo primário e respectivas bandas laterais de pressão sonora para câmbios bons e ruins	90

6.16 – Gráficos Boxplot com os valores do 3 ^o harmônico do sinal demodulado do eixo primário e respectivas bandas laterais de pressão sonora para câmbios bons e ruins	90
6.17 – Gráficos Boxplot com os valores do 1 ^o , 2 ^o e 3 ^o harmônico do sinal global do eixo secundário de pressão sonora para câmbios bons e ruins	91
6.18 – Gráficos Boxplot com os valores de 1 ^o harmônico do sinal demodulado do eixo secundário e respectivas bandas laterais de pressão sonora para câmbios bons e ruins	92
6.19 – Gráficos Boxplot com os valores de 2 ^o harmônico do sinal demodulado do eixo secundário e respectivas bandas laterais de pressão sonora para os câmbios bons e ruins	93
6.20 – Gráficos Boxplot com os valores de 3 ^o harmônico do sinal demodulado do eixo secundário e respectivas bandas laterais de pressão sonora para os câmbios bons e ruins	93
6.21 – Gráficos Boxplot com valores de pico normalizado pelo RMS para os câmbios bons e ruins	94
6.22 - Gráficos Boxplot com os valores de cepstrum do eixo primário normalizado pelo RMS para câmbios bons e ruins	95
6.23 - Gráficos Boxplot com os valores de cepstrum do eixo secundário normalizado pelo RMS para câmbios bons e ruins	95
6.24 – Gráficos Boxplot com os valores do 1 ^o , 2 ^o e 3 ^o harmônicos do sinal global do eixo primário normalizado pelo RMS para câmbios bons e ruins	96
6.25 – Gráficos Boxplot com os valores de 1 ^o harmônico do sinal demodulado do eixo primário e respectivas bandas laterais normalizados pelo RMS para os câmbios bons e ruins	97
6.26 – Gráficos Boxplot com os valores de 2 ^o harmônico do sinal demodulado do eixo primário e respectivas bandas laterais normalizados pelo RMS para os câmbios bons e ruins	98

6.27 – Gráficos Boxplot com os valores de 3 ^o harmônico do sinal demodulado do eixo primário e respectivas bandas laterais normalizados pelo RMS para os câmbios bons e ruins	99
6.28 – Gráficos Boxplot com os valores do 1 ^o , 2 ^o e 3 ^o harmônicos do sinal global do secundário normalizados pelo RMS para câmbios bons e ruins	99
6.29 – Gráficos Boxplot com os valores de 1 ^o harmônico do sinal demodulado do eixo secundário e respectivas bandas laterais normalizados pelo RMS para os câmbios bons e ruins	100
6.30 – Gráficos Boxplot com os valores de 2 ^o harmônico do sinal demodulado do eixo secundário e respectivas bandas laterais normalizados pelo RMS para os câmbios bons e ruins	101
6.31 – Gráficos Boxplot com os valores de 3 ^o harmônico do sinal demodulado do eixo secundário e respectivas bandas laterais normalizados pelo RMS para os câmbios bons e ruins	102
6.32 – Curvas de nível para os sintomas normalizados de aceleração e pressão sonora para os câmbios ruins	107
6.33 – Curvas de nível para os sintomas normalizados de aceleração e pressão sonora para os câmbios bons	108
6.34 – Níveis de pressão sonora NPS vs. frequência para o câmbio 9 e um câmbio padrão do grupo câmbios bons	108
6.35 – Histograma dos valores normalizados dos sintomas para o grupo de câmbios bons e ruins	109
6.36 – Gráficos Boxplot dos valores dos sintomas globais R para o grupo câmbios bons e grupo câmbios com rumorosidade na 5 ^a marcha	110
6.37 – Histograma com a distribuição de R para o grupo de teste câmbios bons	112

LISTA DE TABELAS

	Páginas
6.1 – Notas de 0 a 9 atribuídas aos sintomas de aceleração A, pressão sonora P e aceleração normalizada N.....	103
6.2 – Razão entre t_0 e $t_{\alpha,\gamma}$ para os sintomas de aceleração A, de pressão sonora PS e aceleração normalizada N.....	104
6.3 – Parâmetros de vibração e pressão sonora utilizados para a construção do procedimento passa não passa no quesito rumorosidade.....	106
6.4 – Relação entre as notas N atribuídas pelos peritos e os valores globais de sintoma R.....	111

LISTA DE TABELAS

	Páginas
6.1 – Notas de 0 a 9 atribuídas aos sintomas de aceleração A, pressão sonora P e aceleração normalizada N.....	103
6.2 – Razão entre t_0 e $t_{\alpha,\gamma}$ para os sintomas de aceleração A, de pressão sonora PS e aceleração normalizada N.....	104
6.3 – Parâmetros de vibração e pressão sonora utilizados para a construção do procedimento passa não passa no quesito rumorosidade.....	106
6.4 – Relação entre as notas N atribuídas pelos peritos e os valores globais de sintoma R.....	111

LISTA DE SÍMBOLOS

LETRAS LATINAS

- $a(t)$ – função de modulação em amplitude.
- $A_{k,n}$ - lei de modulação em amplitude
- A_n – amplitudes correspondentes de cada componente harmônico.
- $b(t)$ – função de modulação em fase.
- B_n – amplitude de cada harmônico da frequência de rotação.
- $C(\tau)$ – cepstrum de potência do sinal $s(t)$.
- $e(t)$ – Ruído branco aditivo.
- f – frequência em Hz.
- f_m – frequência de engrenamento em Hz.
- FC – fator de crista.
- $F_{\text{máx}}$ – frequência com as amplitudes máximas do sinal.
- FRF – função resposta em frequência.
- $F(j \cdot \boldsymbol{w})$ - transformada de Fourier
- F_r – frequência de rotação da engrenagem em Hz.
- $H_{kn}(t)$ – representa a função resposta ao impulso de cada caminho de transmissão
- K é o número de harmônicos considerados.
- K – Constante de proporcionalidade
- $\text{Kurt}(x)$ – kurtosis de uma variável
- L – número de dentes da engrenagem de interesse.
- M – representa o número de pontos por período de $s(t)$ que é mantido no $S_{\text{tda}}(t)$.
- M_k – número de caminhos de propagação dos sinais de vibração.
- N – representa uma variável.
- N_g – número de engrenagens do sistema rotativo.
- N_{eh} – número de componentes harmônicos da frequência de engrenamento.
- N_{er} – número de componentes harmônicos da frequência de rotação.
- N_p – número de médias realizadas na TDA.

n – representa um índice inteiro

$n(t)$ – somatório de todos os ruídos atuando externamente ao sistema.

S – é um valor normalizado do sistema.

s_1^2 – estimativa da variância.

$s(t)$ – sinal de aceleração medido experimentalmente no sistema.

$S_{eh}(t)$ – representa o sinal de erro de movimento harmônico no tempo.

$S_{ek}(t)$ – sinal do erro total de cada engrenagem do câmbio.

$|S(f)|^2$ - função densidade espectral de potência do sinal $s(t)$.

$S_{er}(t)$ – sinal de erro de movimento residual no domínio do tempo.

t – representa tempo em seg.

T – representa o período

TDA – (Time Domain Averaging) médias no domínio do tempo

TDAT – técnicas de análise no domínio do tempo

V_{NR} – redução de ruído em termos de voltagem.

X – variável aleatória

\bar{x}_1 e \bar{x}_2 são as estimativas das médias.

$X(iT)$ – Sinal no domínio do tempo.

$Y(iT)$ – representa média dos períodos do sinal.

LETRAS GREGAS

\mathbf{a}_n - ângulos de fase de cada componente do sinal de erro de movimento harmônico

\mathbf{b}_n - ângulo de fase de cada componente do sinal de erro de movimento residual

$\phi_{k,n}$ - lei de modulação em fase

μ - média

σ - desvio padrão

τ - deslocamento do tempo contínuo em seg.

OPERADORES

\mathfrak{F} - operador Transformada de Fourier

\otimes - operador de convolução

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1 – Motivação e contribuição deste trabalho

A indústria moderna tem como um dos principais desafios o estabelecimento de critérios confiáveis para o controle de qualidade de seus produtos e serviços. A FA POWERTRAIN LTDA, empresa que atualmente fabrica transmissões para praticamente toda linha de veículos produzidos pela FIAT AUTOMÓVEIS S.A, busca e faz investimentos com o objetivo de chegar ao máximo em produtividade com maior a qualidade possível.

Em parceria com a Universidade Federal de Uberlândia, através do Laboratório de Sistemas Mecânicos do Departamento de Engenharia Mecânica, desenvolveu-se uma série de procedimentos analítico-computacionais e experimentais para serem utilizados como ferramenta de apoio para a quantificação e identificação das possíveis fontes de ruídos nos câmbios montados e testados nos bancos de prova de câmbios da fábrica da FIAT Automóveis em Betim - MG. Estes câmbios são produzidos desde a usinagem de engrenagens, eixos, caixa diferencial e outros componentes passando pelo tratamento térmico, retífica e finalizando na montagem e prova de funcionamento do câmbio completo. Atualmente existem 09 bancos de prova câmbio para executar um teste de verificação da qualidade, tanto em relação ao funcionamento do câmbio (engate de marchas) como no que diz respeito aos ruídos do câmbio completo, os quais, no jargão da fábrica, são chamados de rumorosidade em câmbios. Este teste consiste de ensaios de aceleração e desaceleração de câmbios, onde peritos dos bancos de prova tentam identificar, via audição, possíveis problemas nos câmbios

testados. O ouvido humano, apesar de ser uma ferramenta altamente sensível e largamente utilizada em controle de qualidade, é sensível a problemas emocionais e ambientais (ruídos de fundo), além de não resultar em valores mensuráveis, tanto solicitados e exigidos pelas normas atuais de padronização como pelas normas ISO(9000) e QS(9000). Este teste é executado em 100% da produção, onde atualmente têm-se deficiências e parâmetros subjetivos para se classificar e definir se os câmbios são bons ou não, tendo como parâmetro a sensibilidade dos peritos para esta decisão.

Segundo Gerges (1992), a qualidade do projeto e fabricação dos componentes mecânicos constituintes do câmbio é fundamental na geração de vibrações e ruídos. No tocante às engrenagens, quando são bem projetadas e acabadas, vibram menos do que engrenagens mal projetadas e mal fabricadas. Na prática, seria impossível conseguir um par de engrenagens perfeitas, o que ocasiona não uniformidade de transmissão de torque (variação da velocidade relativa entre um par de engrenagens) e esta não uniformidade está diretamente relacionada com o ruído gerado.

No caso de câmbios veiculares, as mesmas técnicas de análise de sinais de vibração usadas na detecção de falhas em engrenagens podem ser empregadas, devido ao fato das engrenagens serem os principais elementos mecânicos constituintes das caixas de câmbio (Menegatti, 1999).

A frequência de engrenamento e seus harmônicos são os principais responsáveis pela vibração em engrenagens. Estes harmônicos são decorrentes dos erros geométricos dos perfis dos dentes que se acoplam periodicamente e de suas deflexões devido ao carregamento durante o contato (Randall, 1982). Um dente de engrenagem com uma trinca inicial localizada sofrerá uma deflexão ligeiramente maior quando

comparada à deformação dos demais, gerando uma série de pulsos superpostos ao sinal periódico. Excentricidades geométricas e falhas distribuídas do diâmetro primitivo da engrenagem são fontes comuns de modulação em amplitude geradas pelo aumento excessivo de deflexão e flutuações da amplitude de carregamento (Randall, 1982). Assim, para o processamento do sinal experimental que contém informações relacionadas com o defeito, deve-se fazer a filtragem das parcelas de interesse do sinal.

Conhecendo a periodicidade da vibração associada com a frequência de rotação da engrenagem defeituosa, pode-se filtrar as suas componentes dominantes, fazendo-se um processo de médias sincronizadas com o padrão de repetição pré estabelecido (TDA). Logicamente, este procedimento só tem sentido para o sistema operando com rotação constante. Executando este procedimento, todos os harmônicos de frequência de engrenamento cuja razão não é um inteiro com relação à frequência de sincronismo, somados a ruídos externos, serão atenuados.

A determinação da(s) causa(s) que gera(m) um defeito em uma caixa de engrenagens é uma tarefa difícil devido à proximidade das frequências de engrenamento de cada par de engrenagem, tornando difícil a definição de qual par apresenta um possível defeito de fabricação e/ou montagem (Guimarães, 2000). Um fator complicador relacionado a este sistema mecânico é que, embora apenas um par de engrenagens esteja efetivamente transmitindo potência, todos os demais permanecem engrenados, fazendo com que um defeito presente em uma marcha se manifeste mesmo que esta não esteja transmitindo potência. O problema torna-se ainda maior quando o defeito é no diferencial, pois o efeito induzido pelo defeito se faz presente em todas as marchas.

Para o caso de caixas de câmbio recém fabricadas, que é o caso da FA Powertrain LTDA, dificilmente um defeito inicial seria diagnosticado por simples inspeção visual do sinal no domínio do tempo. Para conseguir uma melhoria no procedimento de identificação da componente relacionada com a falha, faz-se a análise do sinal vibratório no domínio da frequência. Neste domínio, a modulação gera bandas laterais permitindo a caracterização de uma engrenagem com falha pontual. As bandas laterais são componentes com linhas espectrais equiespaçadas entre si pela velocidade de rotação da engrenagem defeituosa (Randall, 1982), em torno dos harmônicos da frequência de engrenamento. Conhecendo-se o histórico tempo frequência do sinal vibratório, ou seja, em que instantes de tempo existem aumentos em determinadas frequências, pode-se com precisão detectar o comportamento transitório e não estacionário de componentes de sinais vibratórios provenientes de falhas em dentes de engrenagens (Guimarães, 2000).

Teoricamente, sinais de vibração de engrenagens apresentam um período constante, contudo devido à não-linearidades inerentes ao processo de engrenamento, o espectro do sinal contém harmônicos da frequência de malha, além da frequência fundamental (Randall, 1982). Um espaçamento entre dentes não constante resulta em um ponto de contato fora do círculo do diâmetro primitivo e causa modulações em frequência em torno da frequência de malha e seus múltiplos, enquanto irregularidades das superfícies de contato dos dentes ou excentricidade de uma engrenagem podem causar modulação em amplitude, com uma frequência correspondente à velocidade de rotação do eixo (Randall, 1982; Brie, 1997, Ma e Li, 1996). A técnica de demodulação em amplitude e fase mostra-se uma ferramenta útil na determinação qualitativa de causas de ruídos em caixas de câmbio (Pena,2003). Estas ferramentas tempo-

freqüência são técnicas extremamente poderosas mas exigem um conhecimento profundo para sua interpretação (Guimarães, 2000).

Neste trabalho serão utilizados sinais de vibração e de ruído de caixas de câmbio objetivando avaliar a eficácia da metodologia Demodulação em Amplitude e Fase para definição de parâmetros/limites aceitáveis para que não ocorra casos de “PULL's” , que significa a retirada do câmbio completo do veículo após sua montagem final.

A base teórica para entendimento de vibração em engrenagens, bem como das técnicas de análise no domínio do tempo, será descrita no capítulo 2, e posteriormente no capítulo 3, onde é feita a caracterização do câmbio FIAT C513 e C510. No capítulo 4 apresenta-se uma descrição detalhada da bancada experimental e de todas as melhorias desenvolvidas neste trabalho. A metodologia experimental utilizada está inteiramente descrita no capítulo 5. Finalmente, a análise dos resultados obtidos e posteriores conclusões será apresentada nos capítulos 6 e 7.

Capítulo 2

DETECÇÃO DE FALHAS EM ENGRENAGENS VIA MONITORAMENTO DE VIBRAÇÃO E RUÍDO

Neste capítulo é apresentada uma abordagem teórica das técnicas aplicadas a sinais de vibração para caixas de câmbio com o objetivo de determinar qual ou quais os parâmetros são mais promissores quanto à viabilidade de aplicação e à capacidade de detecção e classificação de defeitos em câmbios testados nos bancos de prova.

No sub-capítulo 2.1 são apresentadas a caracterização de sinais de vibração e as técnicas tradicionais utilizadas na detecção de falhas em engrenagens.

Introduz-se uma parte teórica de técnicas de análise no domínio do tempo no sub-capítulo 2.2.

Finalmente, no sub-capítulo 2.3 é apresentada uma metodologia para demodulação da amplitude e da fase de sinais de engrenamento via mínimos quadrados.

2.1 - Caracterização de sinais de vibração de engrenagens e técnicas tradicionais utilizadas na detecção de falhas

Durante o engrenamento, a força de excitação atuante em cada dente é o resultado da interação dos efeitos de inércia entre cada engrenagem somado à cargas estáticas devido ao contato. Conseqüentemente, a força de excitação terá uma característica periódica, com uma freqüência básica, freqüência de engrenamento ou de malha, que é igual ao produto entre a freqüência de rotação e o número de dentes da engrenagem. A incerteza na definição dos parâmetros distribuídos de inércia, rigidez e amortecimento do modelo físico do sistema rotativo dificulta a quantificação da componente dinâmica da excitação (Braun, 1986).

Tem sido observado que o comportamento cinemático é suficiente para o monitoramento da condição dos dentes de engrenagens visto que, qualquer mudança no padrão dos sinais de aceleração, velocidade ou deslocamento com o tempo estará

relacionado a um dado tipo de defeito (Randall, 1982). Em alguns casos, a variação brusca da derivada temporal da aceleração (jerk) possui maior sensibilidade na detecção de falhas (Wang e McFadden, 1995). Na realidade, o sinal de vibração gerado por engrenagens será sempre causado por erros de movimento inevitáveis provocados por desvios dos seus parâmetros geométricos considerando cada dente individualmente e todos os dentes simultaneamente.

A vibração de deflexão do dente sob carregamento, devido à transmissão de potência, ocorrerá nos harmônicos da frequência de engrenamento (f_m), representando igualmente, os mesmos efeitos de deformação para cada dente acoplado. Desvios do perfil geométrico de cada dente em relação à curva envolvente ideal, que aparece de forma aproximadamente idêntica em todos os dentes recém fabricados da engrenagem, também produzem componentes múltiplos inteiros de f_m . Se o efeito da ação de escorregamento entre os flancos dos dentes provocada por desgaste for maior que as suas deformações elásticas de flexão, então componentes serão geradas preferencialmente nos harmônicos mais altos de f_m (Randall, 1982). Todos estes efeitos, levando em conta os erros de movimento de um único dente, definem o erro harmônico modelado pela Equação (2.1) (Wang e McFadden, 1995):

$$s_{eh}(t) = \sum_{n=0}^{N_{eh}} A_n \cos(2\pi n L f_r t + \alpha_n) \quad (2.1)$$

Onde: $s_{eh}(t)$ representa o sinal de erro de movimento harmônico no tempo;

n é um índice inteiro;

N_{eh} é o número de componentes harmônicos da frequência de engrenamento;

A_n são as amplitudes correspondentes de cada componente harmônico;

L é o número de dentes da engrenagem de interesse;

f_r denota a frequência de rotação da engrenagem em Hz;

t representa tempo em s;

α_n são os ângulos de fase de cada componente;

A parcela restante do modelo do erro de movimento vibratório global de engrenagens é dada, basicamente, por uma discrepância entre os perfis de todos os dentes considerados ao mesmo tempo, gerando componentes harmônicos da frequência de rotação (f_r). Os erros de perfil geométrico de um único dente, que não é idêntico para os demais, provocam harmônicos de f_r chamados de “componentes fantasmas” (Randall, 1982). Falta de cilindricidade do diâmetro primitivo da engrenagem, provocada por erros de fabricação e desalinhamento (causado por montagem inadequada), comumente geram componentes múltiplos inteiros de f_r . A soma destas parcelas define o erro residual dado na equação (2.2) (Wang e McFadden, 1995):

$$s_{er}(t) = \sum_{n=0, n \neq kL}^{N_{er}} B_n \cos(2\pi n f_r t + \beta_n) \quad (2.2)$$

Onde: $s_{er}(t)$ é o sinal de erro de movimento residual no domínio do tempo;

k representa um índice inteiro;

N_{er} é o número de componentes harmônicos da frequência de rotação;

B_n são as amplitude de cada harmônico da frequência de rotação;

β_n denota o ângulo de fase de cada componente.

Nas caixas de câmbio automotivas que são inspecionadas no processo de controle de qualidade, dificilmente ocorreria um deslizamento pronunciado dos perfis dos flancos dos dentes causado por desgaste, visto que as engrenagens ainda se encontram no começo de sua vida útil. Deformações lineares e angulares do perfil helicoidal de cada dente em relação ao perfil ideal fora das tolerâncias especificadas provocados ou pelo processo de usinagem ou por tratamento térmico (têmpera superficial), são as fontes mais prováveis de geração de componentes harmônicos de f_m . Desvios geométricos (falta de linearidade, folgas, etc.) dos mancais das carcaças das caixas de câmbio, causando desalinhamentos e acoplamentos inadequados das engrenagens e excentricidades geométricas dos seus diâmetros primitivos, ambos devido aos erros de fabricação, geram as parcelas constituintes do erro residual com componentes múltiplos inteiros da f_r (Guimarães, 2000).

Infelizmente, do ponto de vista prático, sinais de vibração de engrenagens sempre serão contaminados pelas ressonâncias estruturais e por ruídos experimentais (Wang e McFadden, 1995). Em um sistema com várias engrenagens, tal como em uma caixa de câmbio, além de ruídos devido à instrumentação e vibrações externas ao sistema, o sinal de vibração de cada engrenagem, incluída a de interesse, chegará ao ponto de medição por variados caminhos de propagação, sujeito aos ganhos e ressonâncias locais da estrutura mecânica. Uma defasagem em cada parcela do sinal experimental devido à distância entre a fonte de vibração e o local de medição pode ainda ocorrer. Claramente, um sistema linear com estas características, possuindo um único ponto de medição, é do tipo múltiplas entradas com uma única saída, e pode ser representado pela equação (2.3).

$$s(t) = \sum_{k=1}^{N_g} \sum_{n=1}^{M_k} h_{kn}(t) \otimes s_{ek}(t) + n(t) \quad (2.3)$$

Onde: $s(t)$ é o sinal de aceleração medido experimentalmente no sistema;

N_g é o número de engrenagens do sistema rotativo;

M_k é número de caminhos de propagação dos sinais de vibração;

\otimes denota o operador de convolução;

$h_{kn}(t)$ representa a função resposta ao impulso de cada caminho de transmissão;

$s_{ek}(t)$ é o sinal de erro total de cada engrenagem dado pela soma de (2.1) e (2.2);

$n(t)$ é o somatório de todos os ruídos atuando externamente ao sistema.

Do exposto, fica evidenciada a necessidade do uso de técnicas de filtragem para maximização da relação sinal/ruído, visto que pequenas variações na amplitude causadas por uma falha dificilmente seriam detectadas. Em estágios iniciais, um dente com um defeito localizado (trinca, perda de massa, etc.), sofrerá uma deflexão no carregamento substancialmente maior que os demais, devido à redução da distribuição local de rigidez à flexão. Como consequência, o sinal no tempo contendo os harmônicos da frequência de rotação, estará superposto por pulsos repetitivos

espaçados entre si por um período igual ao inverso da frequência de rotação da engrenagem defeituosa. A título de exemplo, o sinal simulado no domínio do tempo e seu espectro mostrados nas Figuras 2.1 e 2.2, representam qualitativamente o fenômeno.

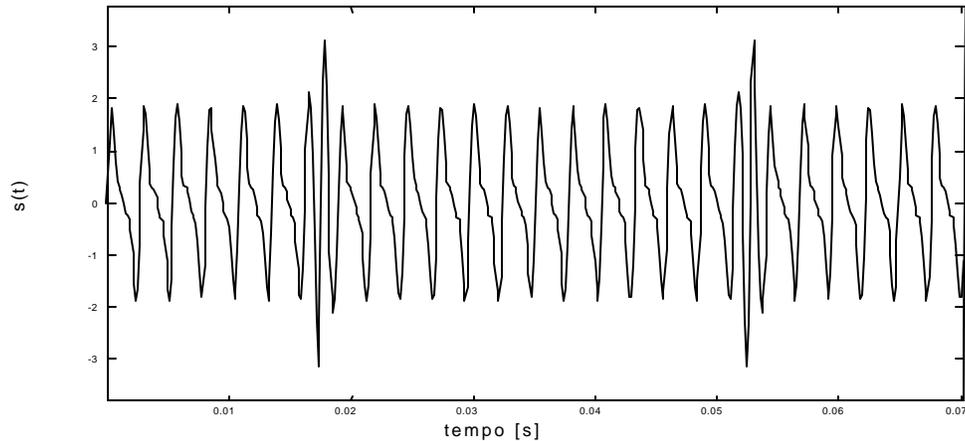


Figura 2.1 – Sinal típico proveniente de uma engrenagem fictícia operando com defeito.

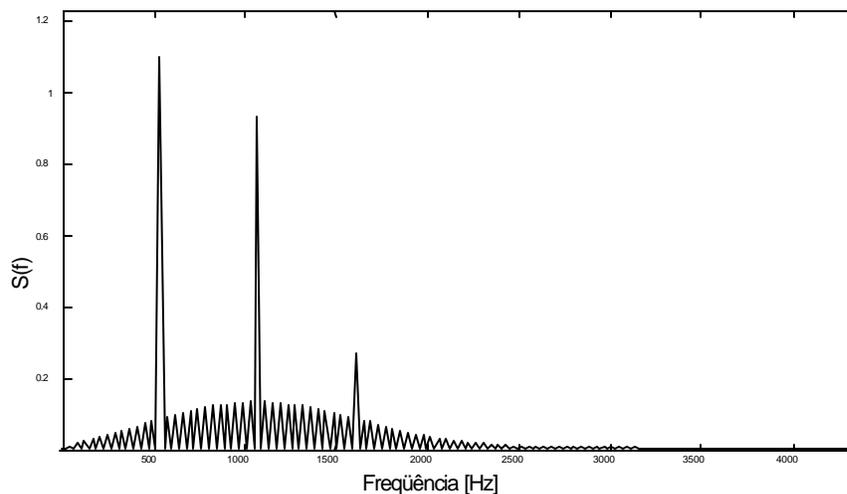


Figura 2.2 – Espectro do sinal caracterizando uma falha local no dente da engrenagem.

Os picos de amplitude no espectro do sinal simulado, na Figura 2.2, mostram a predominância dos harmônicos da f_m . É observada, no entanto, a presença de bandas laterais de baixa amplitude situados em torno dos múltiplos inteiros de f_m , devido aos pulsos que se repetem periodicamente. Como o espectro da função impulso unitário ideal abrange todas as frequências dentro da faixa de interesse, quanto menor o tempo de duração das componentes impulsivas causadas pela falha, mais frequências serão

excitadas dentro da banda de análise de acordo com a Figura 2.2. As linhas espectrais das bandas laterais encontram-se igualmente espaçadas entre si pela freqüência de rotação da engrenagem deteriorada (Randall, 1982).

Com a deterioração natural da engrenagem decorrente do tempo continuado de uso, uma trinca originalmente pontual tende a se espalhar ao longo do flanco do dente, resultando numa drástica redução da sua distribuição de rigidez à flexão. Neste caso, mantendo-se constante a força de contato durante o engrenamento, a deflexão sofrida pelo dente será excessivamente grande, aumentando-se o tempo de duração do transiente do movimento do dente defeituoso. Gradativamente, o período de duração dos impulsos iniciais causado pela falha original passa a exceder o período de rotação da engrenagem, causando modulação em amplitude superposta pelos harmônicos da freqüência de engrenamento e cujo exemplo está mostrado na Figura 2.3 (Randall, 1982).

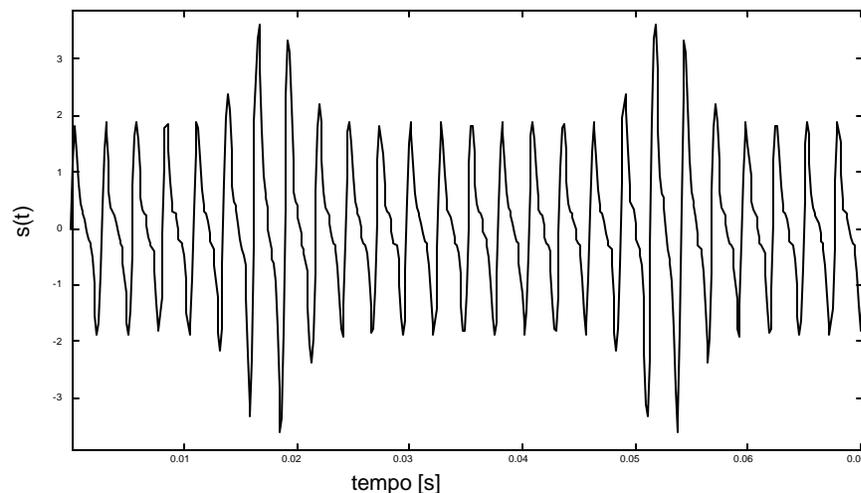


Figura 2.3 – Sinal de uma engrenagem fictícia com uma falha distribuída em um dente.

O comportamento temporal e o espectro do sinal mostrados nas Figura 2.3 e Figura 2.4, representando os efeitos de uma falha distribuída, as amplitudes das bandas laterais agrupadas em torno dos harmônicos da freqüência de engrenamento equiespaçadas pela freqüência de rotação da engrenagem defeituosa tornaram-se maiores, devido ao aumento da energia de deformação do dente sob carregamento (Randall, 1982). Naturalmente, o acréscimo de deflexão sofrida pelo dente defeituoso,

causará um atraso de fase no sinal vibratório coincidente com o mesmo instante de tempo em que ocorreu o engrenamento do mesmo. Neste caso, a representação do sinal de vibração da engrenagem no domínio do tempo na forma complexa (sinal analítico), permite visualizar o comportamento da modulação de fase e amplitude com o tempo (demodulação), obtendo-se uma melhoria da sensibilidade para a identificação do defeito (McFadden, 1986).

Devido à variação do acoplamento durante o engrenamento considerando todos os dentes de uma mesma engrenagem para cada volta completa, causada por excentricidades e desalinhamentos do seu eixo, a amplitude do carregamento necessária para transmitir a potência do eixo motor, será máxima nos instantes de tempo onde a perda na transmissão de potência for mínima e vice versa. Como resultado, a amplitude do sinal de vibração terá um comportamento similar à relação da variação da força de excitação com o tempo. O espectro deste sinal, com modulação em amplitude, será constituído de bandas de freqüências de modulação dada pela freqüência portadora que é, teoricamente, igual à freqüência de engrenamento separada pela freqüência de rotação da engrenagem defeituosa (Randall, 1982; Wang e McFadden, 1993).

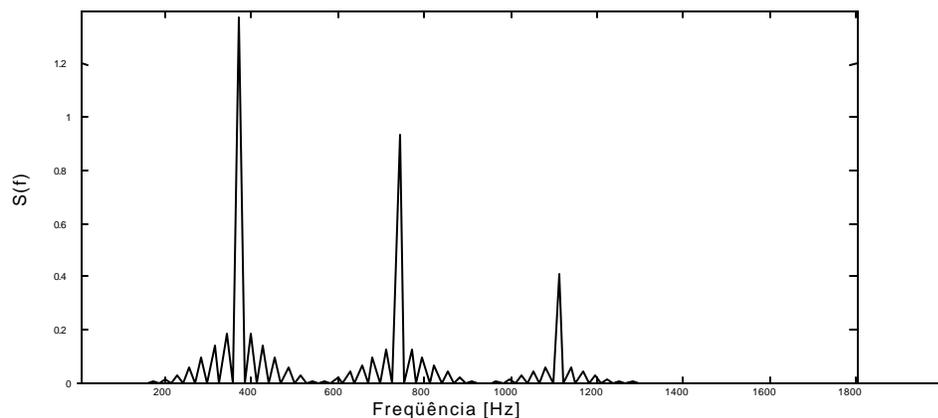


Figura 2.4 – Espectro do sinal típico representando um defeito distribuído em um dente.

É sempre conveniente, sob o ponto de vista da análise espectral, realizar a medição da vibração de engrenagens considerando o sistema operando à rotação constante, para que a condição de estacionariedade do sinal vibratório resultante não seja violada. Mesmo que a freqüência de rotação fornecida à caixa de engrenagens seja teoricamente invariante, é impossível, na prática, evitar a presença de flutuações na

velocidade de rotação do sistema de acionamento, causando a presença indesejada de modulação em frequência. Outra fonte possível deste tipo de efeito, é provocado no espaçamento irregular entre os dentes da engrenagem, devido à erros de fabricação. Analogamente ao espectro da Figura 2.2, bandas laterais serão também geradas, havendo uma interação com as bandas provocadas por modulação em amplitude (Randall, 1982).

A presença de harmônicos da frequência de rotação no movimento vibratório gerado por engrenagens, cria uma tendência ao aparecimento de um padrão de repetição pré definido no seu sinal de vibração, tornando o processo de médias sincronizadas (TDA) com esta periodicidade, uma ferramenta viável para maximização da relação sinal/ruído contendo a componente de interesse (Pena,2003). Cada ponto do sinal resultante deste processo de filtragem, é obtido somando-se todos os pontos adjacentes do sinal original espaçados entre si pelo padrão de repetição e dividido pelo número de vezes em que a periodicidade se repete. Todo o procedimento encontra-se resumido na equação (2.4) (Braun, 1986).

$$s_{tda}(n\Delta t) = \frac{1}{N_p} \sum_{k=0}^{N_p-1} s(n\Delta t - kM\Delta t) \quad (2.4)$$

Onde: $s_{tda}(n\Delta t)$ representa o sinal resultante do processo de médias sincronizadas.

Δt é o intervalo de amostragem;

N_p é o número médias realizadas;

$s(t)$ é o sinal original medido experimentalmente no domínio do tempo;

M representa o número de pontos por período de $s(t)$ que é mantido no $s_{tda}(t)$;

n e k são índices inteiros, com n variando de 1 até M .

A próxima etapa da metodologia de detecção de falhas em engrenagens no contexto de sinais estacionários, será a extração das componentes de frequência relacionadas com a provável fonte do defeito, via Transformada de Fourier. Todavia, este procedimento torna-se inadequado no caso da identificação da periodicidade de bandas laterais de baixa amplitude presentes no espectro geradas por modulação em

amplitude. O Cepstrum de Potência, dado pelo espectro de potência do logaritmo do espectro de potência do sinal, foi criado originalmente para solucionar o problema geral de deconvolução de dois ou mais sinais e permite que o período de repetição das bandas de modulação seja obtido. Uma definição alternativa desta técnica de análise de sinais está definida na equação (2.5) (Braun, 1986).

$$c(\hat{\omega}) = \mathfrak{F}^{-1} \left\{ \ln |S(f)|^2 \right\} \quad (2.5)$$

Onde: $c(\tau)$ representa o Cepstrum de Potência do sinal;

τ denota deslocamento no tempo em s;

\mathfrak{F} representa o operador Transformada de Fourier;

$|S(f)|^2$ é a função densidade espectral de potência do sinal $s(t)$.

A princípio, existem dificuldades na reconstrução do sinal original devido à perda de informações de fase contida em $c(\tau)$. O parâmetro τ é usualmente chamado quefrência mas tem unidades de tempo, informando somente a periodicidade observada no espectro, devido à escala logarítmica enfatizando a estrutura harmônica de $s(t)$. Alta quefrência representa um pequeno espaçamento entre as frequências repetitivas e baixa quefrência indica uma flutuação lenta do padrão de repetição, possuindo nenhuma relação com as frequências absolutas de $s(t)$. Estas características fazem do Cepstrum de Potência uma ferramenta de apoio interessante à análise espectral, sendo particularmente útil em sinais contendo atrasos de fase, ecos, famílias de harmônicos equiespaçados, etc. (Braun, 1986).

Convolução no tempo equivale ao produto no domínio da frequência e então, se o sinal $s(t)$ é a convolução das parcelas $s_1(t) \otimes s_2(t)$, a sua função densidade espectral $|S(f)|^2$ será igual à $|S_1(f)|^2 |S_2(f)|^2$. Aplicando-se logaritmo em ambos os lados desta equação de acordo com o Cepstrum de Potência e utilizando-se a propriedade do logaritmo do produto, tem-se que $\ln |S(f)|^2 = \ln |S_1(f)|^2 + \ln |S_2(f)|^2$, obtendo-se a deconvolução desejada. Assim, se $s_1(t)$ é considerado um eco ou reflexão da componente $s_2(t)$ no sistema físico, de acordo com a equação (2.5), $c(\tau)$ exibirá uma

seqüência de picos de quefrência igual à periodicidade da reflexão, superpostos pela componente $\mathfrak{S}^{-1}\{\ln|S_2(f)|^2\}$ (Braun, 1986).

Em sinais com bandas laterais de modulação em amplitude, comumente encontrado em vibração de engrenagens, a quefrência correspondente aos picos obtidos no Cepstrum de Potência representa o período de modulação e o seu inverso, a freqüência portadora (Randall, 1982), facilitando a identificação da possível fonte geradora do defeito. As amplitudes dos picos de $c(\tau)$ diminuem exponencialmente com o aumento da quefrência, como ilustrado na Figura 2.5 (Braun, 1986).

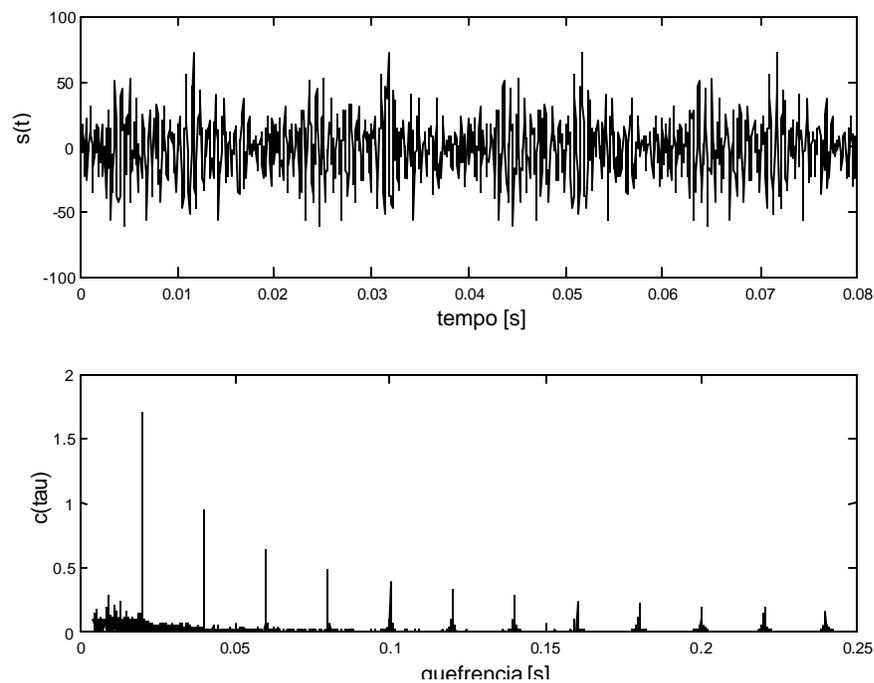


Figura 2.5 – Cepstrum de Potência de um sinal com periodicidade de 0,02 s.

2.2 - Técnicas de Análise no Domínio do Tempo

A Figura 2.6 fornece uma visão geral das características de vibrações de uma máquina, quando um de seus componentes girantes possui uma falha pontual (rolamento estragado, dente de engrenagem desgastado, etc.). Observa-se que, juntamente com o sinal oriundo do defeito, o sensor também capta ecos, ruídos e sinais provenientes de outras fontes de vibração. A combinação de todos estes fatores podem mascarar completamente o espectro de vibração, tornando necessária a utilização de técnicas de análise de sinal mais sofisticadas para que a fonte da vibração possa ser identificada. Dentre estas técnicas, as técnicas de análise no domínio do tempo TADT se destacam, devido às características de periodicidade dos defeitos comumente encontrados em máquinas e equipamentos.

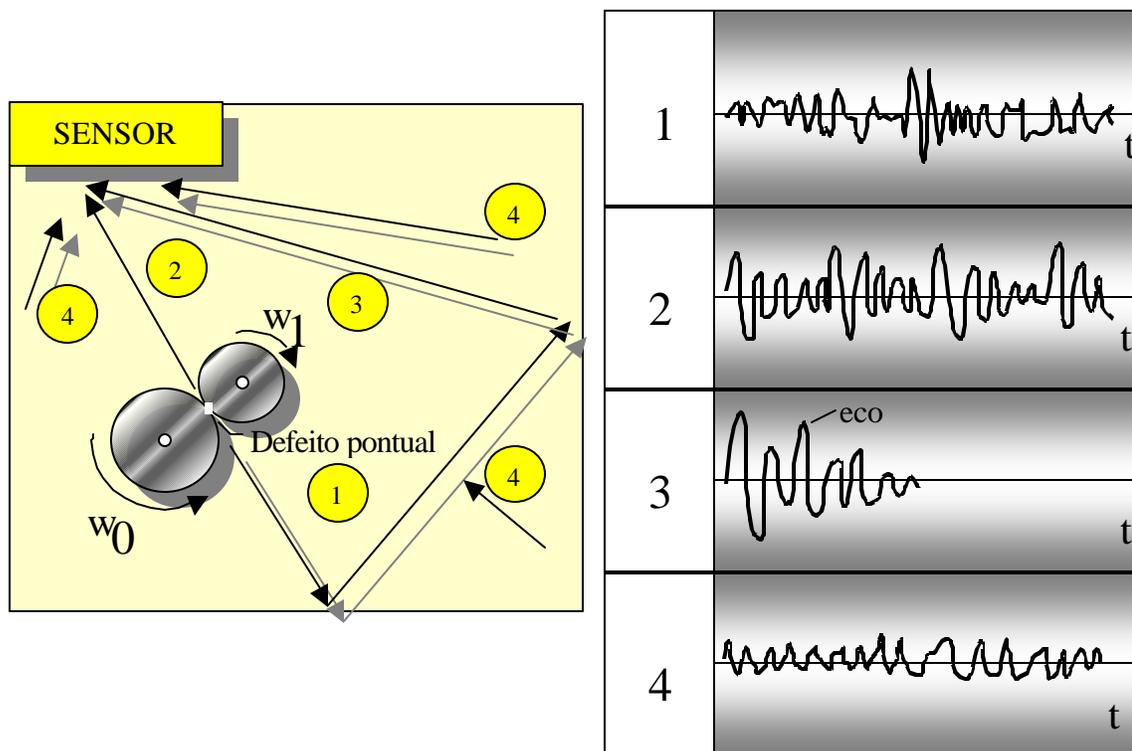


Figura 2.6 - Mecanismos básicos de geração de vibração em uma máquina.

Tendo em mente a Figura 2.6, pode-se fazer uma análise simplificada, das características das vibrações captadas pelo sensor, e adiantar as técnicas de TADT no domínio do tempo usadas:

1. A existência da falha pontual ocasiona, por um curto período de tempo, um aumento dos níveis de vibração global. Estas excursões nos níveis de vibrações são observados no cálculo da kurtosis.
2. Devido às características de transmissão do sistema e a periodicidade da falha, o sinal captado pelo sensor é modulado pela resposta impulsiva do sistema $h(t)$, sendo o sinal resultante da forma $g(t) \text{sen}(2\pi ft)$. O sinal composto pode ser demodulado via transformada de Hilbert ou análise Cepstral.
3. Reflexões múltiplas do sinal resultam em ecos sobrepostos ao sinal principal. Os ecos podem ser detectados e eliminados na análise Cepstral.
4. Devido à complexidade do sistema mecânico, o sinal resultante é caracterizado por um nível de ruído normalmente elevado. A influência do ruído pode ser reduzida fazendo-se médias no domínio do tempo.

2.2.1 - Médias no Domínio do Tempo (TDA)

A TDA (Time Domain Averaging) consiste do cálculo da média de N segmentos de dados periódicos (conforme Figura 2.10), ou seja:

$$y(idt) = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} x(idt - rMdt) \quad (2.6)$$

Onde: $Mdt = T =$ período do sinal;

$y(idt) =$ Média dos períodos do sinal;

$X(idt) =$ Sinal no domínio do tempo;

$N =$ número de períodos usados para a média;

$M =$ número de pontos por período.

Na forma recursiva:

$$y_r(idt) = y_{r-1}(idt) + \frac{(x_r(idt) - y_{r-1}(idt))}{r} \quad (2.7)$$

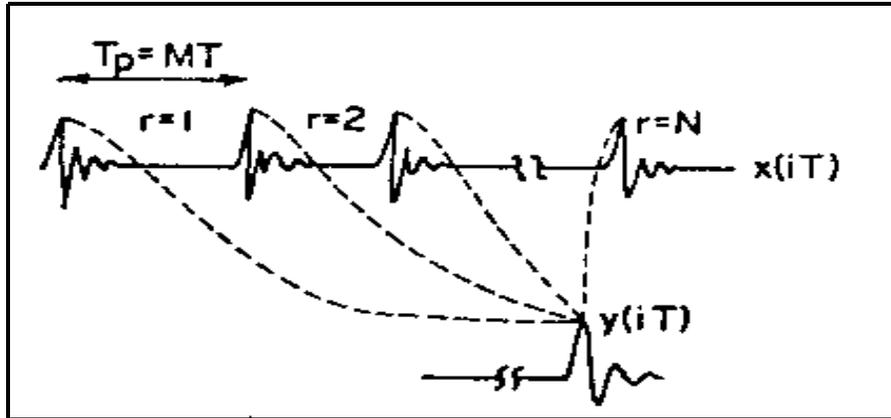


Figura 2.7 - Média no domínio do tempo

Observa-se na Figura 2.8 o comportamento de um sinal síncrono e um sinal assíncrono com o efeito da TDA.

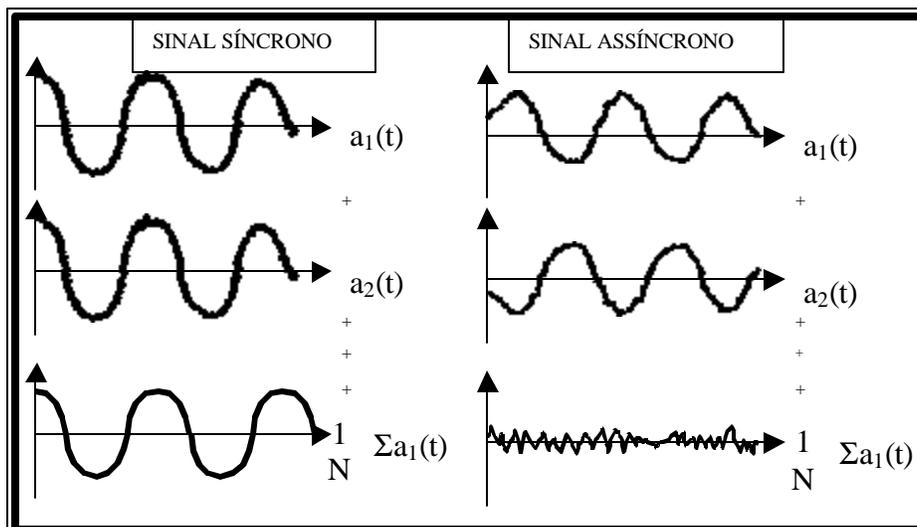


Figura 2.8 - Efeito da média no domínio do tempo TDA sobre um sinal síncrono e um sinal assíncrono.

2.2.2 - Nível Pico a Pico – Nível Pico – Nível Médio – Nível RMS – Fator de Crista

A amplitude de vibração é a característica que descreve a severidade da mesma , podendo ser quantificada de diversas maneira. Na Figura 2.9 é mostrada a relação entre o nível pico-a-pico, o nível pico, o nível médio (Equação 2.8) e o nível eficaz ou nível RMS (Equação 2.9), de um sinal harmônico.

$$NívelMédio = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt \quad (2.8)$$

$$NívelRMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (2.9)$$

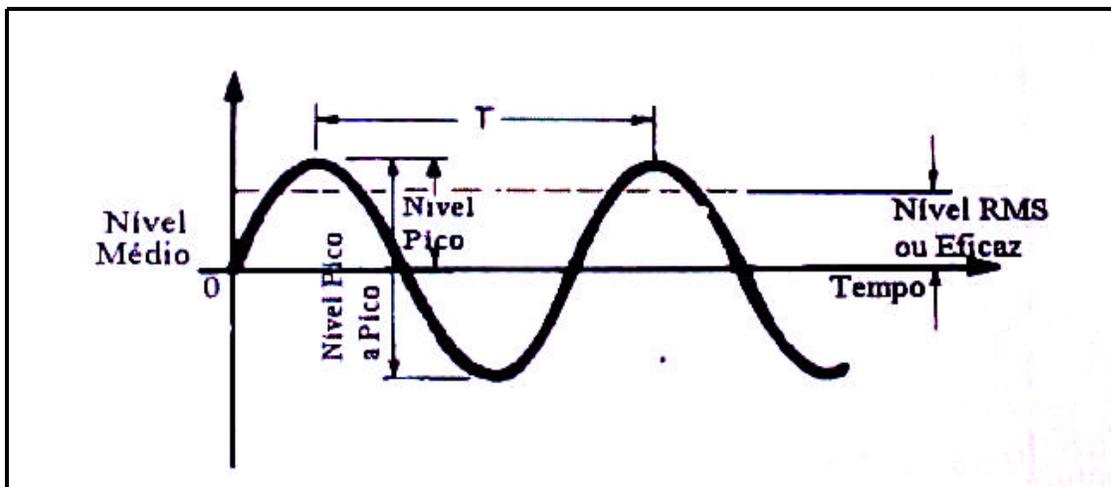


Figura 2.9 – Quantificação de um sinal harmônico

O valor pico a pico é muito útil porque indica a excursão máxima da onda, uma quantidade importante para definir, por exemplo, quando uma peça da máquina atinge valores críticos quando da consideração de tensões máximas ou de folga mecânica.

O valor de pico é usado para indicar níveis máximos de sinais transientes (de curta duração) em choques. Porém, os valores de pico só indicam o nível máximo que ocorreu, sem contar a cronologia da onda.

O valor médio, indica o quanto o sinal está deslocado em relação à referência (nível zero por exemplo), tendo pouca, ou nenhuma, utilidade no monitoramento de vibrações.

O valor eficaz (RMS) é uma das medidas mais importantes de amplitude, porque leva em conta tanto a cronologia da onda, como também considera o valor de amplitude que está diretamente ligado à energia (grandeza física ao quadrado) contida na onda, e, por conseguinte, indica o poder destrutivo da vibração.

O nível RMS de um sinal harmônico é igual ao nível de pico dividido por raiz quadrada de 2 ($\cong 1,4142$). Como a amplitude do espectro em frequência, em uma determinada frequência f , é igual ao nível médio quadrático da frequência que compõe o sinal, pode-se concluir que a soma das amplitudes do espectro de frequência estão diretamente relacionados com a energia do sinal em função da frequência (Teorema de Parseval).

A Figura 2.10 mostra como quantificar um sinal utilizando o seu espectro. O valor de amplitude para a frequência de 0 Hz é igual ao Nível médio do sinal. Já a área sobre a curva $x^2(f)$ está diretamente relacionada com a energia total do sinal, sendo relacionado com o nível RMS pela Equação 2.10. $F_{máx}$ é a frequência, com as amplitudes significativas, máximas do sinal.

$$NívelRMS = \sqrt{\frac{1}{F_{máx}} \int_0^{F_{máx}} x^2(f) df} \quad (2.10)$$

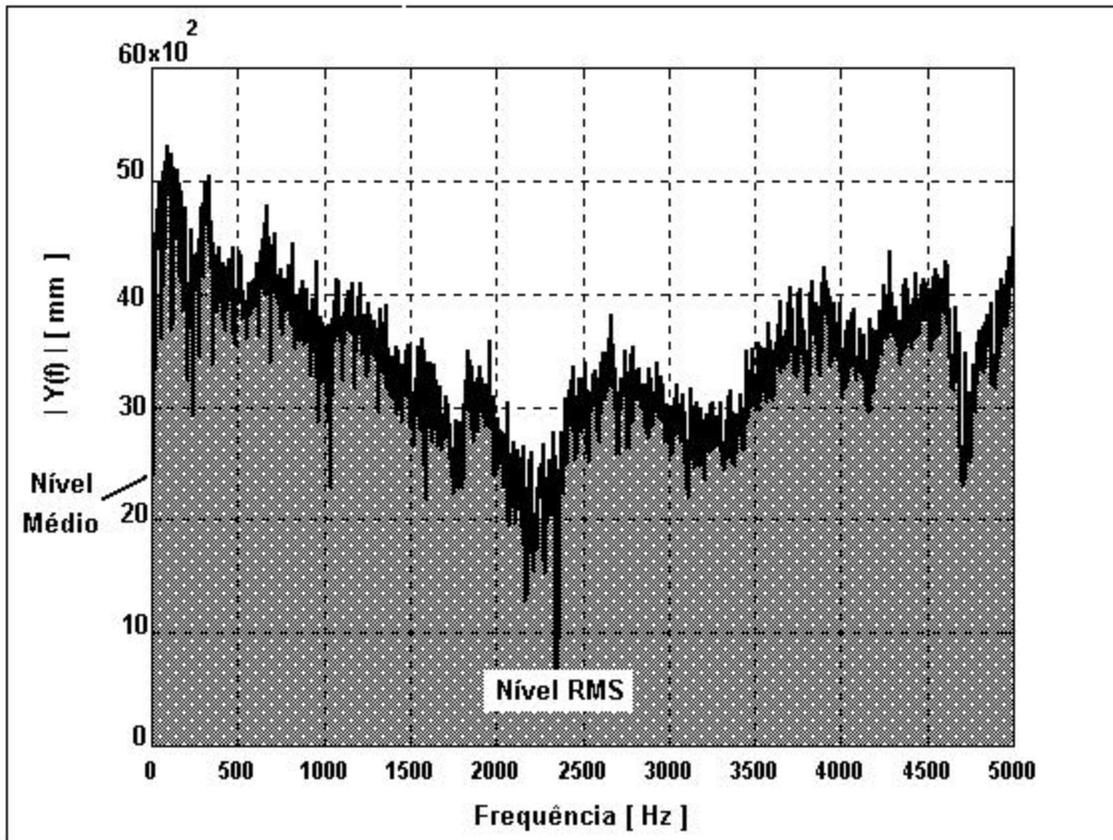


Figura 2.10 – Quantificação da vibração no espectro da frequência

O Fator de crista (FC), definido pela Equação 2.11, é muito utilizado para detecção de falhas em rolamentos e, assim como kurtosis, é um indicador de ocorrências fora da normalidade.

$$FC = 10 \log_{10} \frac{\text{ValorPico}}{\text{ValorRMS}} \quad (2.11)$$

2.2.3 - Kurtosis (Kurt(X))

O kurtosis é um parâmetro que descreve a forma de uma distribuição aleatória da probabilidade de uma variável. Considere as duas funções da densidade da probabilidade conforme a Figura 2.11. Estes gráficos ilustram a noção do kurtosis. O gráfico da direita tem um kurtosis maior do que o da esquerda, pois o pico está mais no centro, e tem caudas mais elevadas.

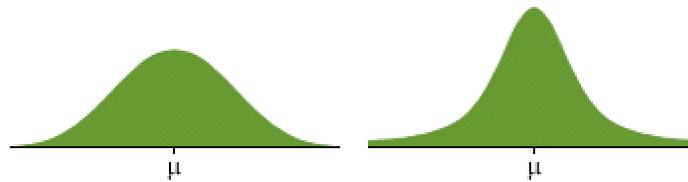


Figura 2.11 – Ilustração de Kurtosis

O Kurtosis é baseado no tamanho das caudas de uma distribuição. As distribuições com as caudas relativamente grandes são chamadas de “leptokurtic”; aqueles com caudas pequenas são chamados “platykurtic”. Uma distribuição com o mesmo kurtosis que a distribuição normal é chamada de “mesokurtic”.

O kurtosis de uma variável aleatória X é denotado $kurt(x)$. É definido como

$$kurt(X) = \frac{E[(X - \mu)^4]}{\sigma^4} \quad (2.12)$$

onde μ é a média e σ é o desvio padrão de X .

O kurtosis de uma distribuição normal é igual a 3. Valores de kurtosis muito maiores do que 3 indicam o início de uma falha pontual. Com o crescimento da falha o valor da kurtosis tende a diminuir, enquanto o valor RMS aumenta.

2.2.4 - Cepstrum

Uma definição alternativa desta técnica de análise de sinais está definida na equação (2.13) (Braun, 1986).

$$c(\hat{\omega}) = \mathfrak{F}^{-1} \left\{ \ln |S(f)|^2 \right\} \quad (2.13)$$

Onde: $c(\tau)$ representa o Cepstrum de Potência do sinal;

τ denota deslocamento no tempo em s;

\mathfrak{F} representa o operador Transformada de Fourier;

$|S(f)|^2$ é a função densidade espectral de potência do sinal $s(t)$.

A análise cepstral pode ser utilizada como ferramenta para detecção de periodicidade em um espectro, detecção de ecos, recuperação de onda e identificação de fontes de sinal. Devido à sua escala logarítmica, ocorre uma ênfase da estrutura harmônica de um espectro e a redução da influência dos vários caminhos entre a fonte do sinal e o ponto de medição deste. Defeitos típicos em engrenagens e engrenamento são caracterizados por um espectro composto pelas frequências de engrenamento (e suas harmônicas) em conjunto com uma família de bandas laterais, provenientes de modulações de amplitude e frequência devido à pequenas variações na linha de contato do engrenamento. Estas modulações tendem a mostrar um espectro em frequência bastante rico e, conseqüentemente, confuso, como pode ser observado na Figura 2.12, que mostra o cepstrum e o espectro de uma caixa de câmbio com um defeito em uma engrenagem. Ao contrário do espectro, com o cepstrum é possível identificar claramente a frequência de rotação.

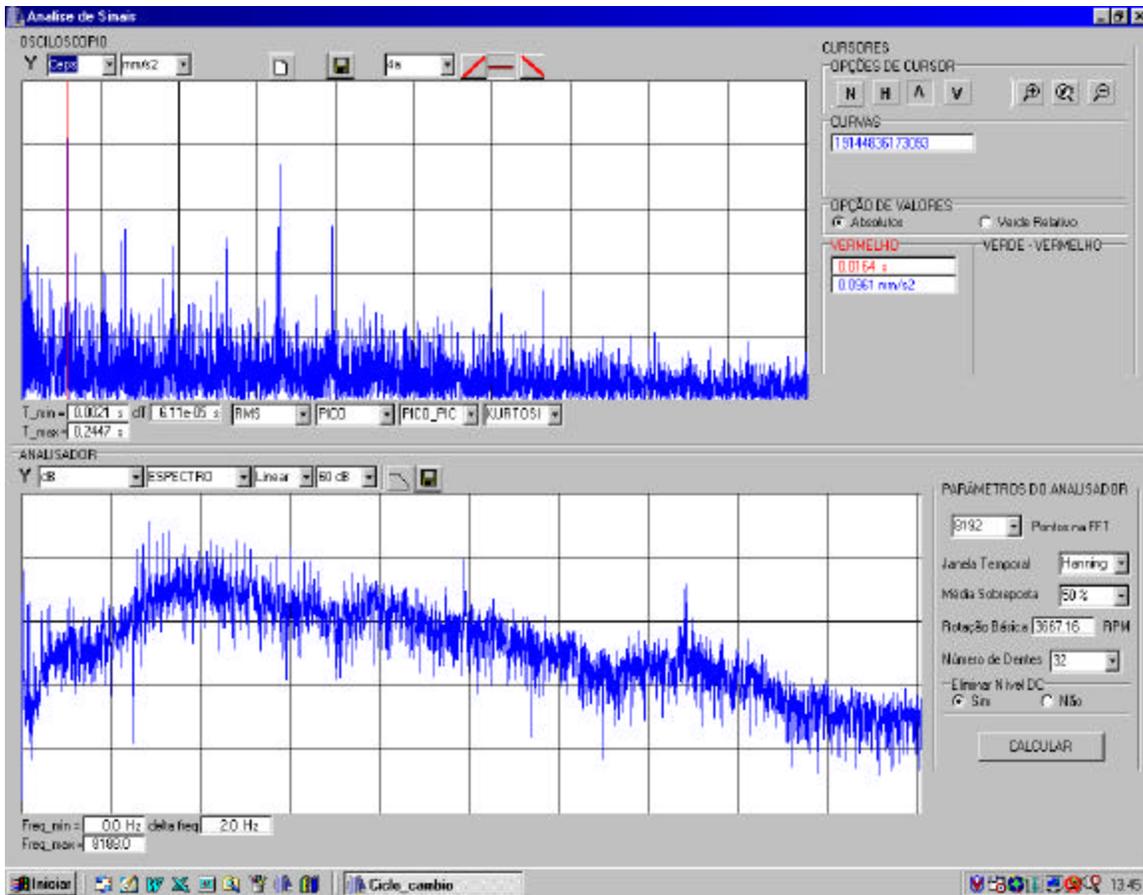


Figura 2.12 – Cepstrum e Espectro de uma caixa de câmbio FIAT

Através do cepstrum consegue-se uma redução de dados, apresentando a informação do sinal de maneira mais eficiente; assim pode-se considerá-lo como uma ferramenta que ajuda a interpretar o espectro, em particular com respeito às famílias de bandas laterais. Pequenas mudanças no posicionamento de um acelerômetro podem ter grande influência na função de transferência, e conseqüentemente, podem mascarar completamente o nível do sinal em uma dada freqüência específica. Por outro lado, a componente cepstral de uma família de bandas laterais é uma média de todas as suas componentes, portanto muito menos afetada por modificações localizadas (Duarte, 1999).

2.3 - Demodulação em Amplitude e Fase via Procedimento Recursivo de Mínimos Quadrados

2.3.1 - Demodulação em amplitude e fase.

Teoricamente os sinais de vibrações de pares engrenados são periódicos, sendo este período igual ao inverso da frequência de engrenamento f_m . Contudo, a usinagem de dentes idênticos com espaçamento constante entre estes necessitaria que o processo de usinagem fosse perfeito, o que elevaria os custos de produção, tornando esta operação economicamente inviável.

Devido a não linearidades existentes no processo de engrenamento, o espectro do sinal contém harmônicos da frequência fundamental de malha. As imperfeições geradas no processo de fabricação e montagem fazem com que o contato dos dentes não aconteça exatamente no diâmetro primitivo da engrenagem, originando modulações em frequência em torno da frequência de engrenamento e seus harmônicos. As diferenças nos dentes da engrenagem provocam variações da carga mecânica, as quais podem se manifestar no sinal vibratório como modulações em amplitude.

Sabendo que as modulações manifestam os desvios da condição ideal do par engrenado quanto ao aspecto geométrico, técnicas de demodulação podem ser utilizadas não apenas para detecção de defeitos causados por falhas localizadas, mas também como uma ferramenta auxiliar na avaliação da qualidade das peças produzidas.

2.3.2 - Modelo para o engrenamento

Considerando um par de engrenagens cujos dentes não sejam perfeitamente rígidos, e que não apresentem desvios geométricos decorrentes do processo de fabricação e montagem, pode-se representar o sinal de vibração deste par, no domínio

do tempo, como uma série trigonométrica que é função da frequência de engrenamento e seus harmônicos:

$$x(t) = \sum_{k=0}^K X_k \cos(2\mathbf{p} k f_m t + \mathbf{f}_k), \quad (2.14)$$

onde \mathbf{K} é o número de harmônicos considerados.

Levando-se em conta o erro de perfil do dente ou o erro de espaçamento entre os dentes ou outros defeitos que possam produzir mudanças na amplitude e na fase do sinal de vibração na frequência de engrenamento e seus harmônicos, a Equação (2.14) passa a representar o sinal vibratório, incorporando ao modelo as funções de modulação em amplitude, $a(t)$ e fase, $b(t)$.

$$x(t) = [1 + a_k(t)] \sum_{k=0}^K X_k \cos[2\mathbf{p} k f_m t + \mathbf{f}_k + b_k(t)] + e(t), \quad (2.15)$$

onde $e(t)$ representa um ruído branco aditivo.

O acompanhamento do comportamento das modulações em amplitude e fase tem-se mostrado uma abordagem promissora para a detecção de problemas em engrenagens, tanto para as não-estacionariedades lentas, induzidas por falhas distribuídas (desgaste, desalinhamento do eixo); ou nos casos de não-estacionariedades abruptas, representadas por falhas localizadas (quebras) (Ma e Li, 1996). Para tanto, pode ser empregado um algoritmo baseado no procedimento recursivo de mínimos quadrados para estimar as variações temporais de amplitude e fase, permitindo avaliar o estado do par engrenado.

2.3.3 - Algoritmo adaptativo para demodulação de amplitude e fase.

O procedimento seqüencial para estimação de parâmetros, ou o método de estimação recursivo via mínimos quadrados, apresenta duas vantagens importantes: uma é a não necessidade de inversão da matriz, outra é a possibilidade de se estimarem parâmetros de processos dinâmicos em tempo real (Beck e Arnold, 1976).

Considerando a versão discreta do modelo representado pela Equação (2.15), onde $A_{k,n}$ e $\phi_{k,n}$ são as leis de modulação em amplitude e fase, respectivamente, tem-se:

$$x_n = \sum_{k=0}^K A_{k,n} \cos(2\mathbf{p}k f_m n + \Phi_{k,n}) + e_n. \quad (2.16)$$

Nas Equações (2.17), (2.17.1) e (2.17.2) se introduz uma modificação, possibilitando a linearização do modelo dado pela Equação (2.16),

$$x_n = H_n^T \Theta_n + e_n, \quad (2.17)$$

$$H_n^T = [\cos(2\mathbf{p}f_m n) \quad \text{sen}(2\mathbf{p}f_m n) \quad \cdots \quad \cos(2\mathbf{p}k f_m n) \quad \text{sen}(2\mathbf{p}k f_m n)]^T, \quad (2.17.1)$$

$$\Theta_n^T = [A_{1,n} \cos \Phi_{1,n} \quad A_{1,n} \text{sen} \Phi_{1,n} \quad \cdots \quad A_{k,n} \cos \Phi_{k,n} \quad A_{k,n} \text{sen} \Phi_{k,n}]^T, \quad (2.17.2)$$

sendo Θ_n o vetor de parâmetros a ser estimado. Estas Equações representam um modelo linear em relação aos parâmetros (Aguirre, 2000), os quais podem ser estimados recursivamente utilizando as Equações (2.18.1) a (2.18.4):

$$K_n = (H_n^T P_{n-1} H_n) P_{n-1}^{-1} H_n = (\text{é a } n\text{-ésima matriz do ganho}), \quad (2.18.1)$$

$$\mathbf{e}_n = x_n - H_n^T \hat{\Theta}_n = (\text{função erro}), \quad (2.18.2)$$

$$\hat{\Theta}_n = \hat{\Theta}_{n-1} + K_n \mathbf{e}_n = (\text{valor estimado}), \quad (2.18.3)$$

$$P_n = (I - K_n H_n^T) P_{n-1} = (\text{matriz dos valores estimados para a inversa da covariância de } \hat{\Theta}_n). \quad (2.18.4)$$

A escolha dos valores dos elementos da matriz \mathbf{P} é de fundamental importância para o êxito do procedimento. Uma matriz \mathbf{P} com elementos nulos indica que o inverso da variância dos parâmetros é nula, ou seja, a adição de mais pontos não altera os

parâmetros estimados. O uso de uma matriz \mathbf{P} que contenha elementos com valores pequenos em relação aos parâmetros a serem estimados implica em dizer que se conhece com certeza informações anteriores a respeito dos mesmos, conduzindo a estimativas incorretas. Valores acima do ideal, também acarretam estimativas incorretas. Segundo Beck e Arnold, (1976); dois procedimentos podem ser adotados para avaliar os valores ideais dos elementos de \mathbf{P} :

- 1) A ordem de grandeza dos valores dos elementos da diagonal principal de \mathbf{P}_{n-1} deve ser aproximadamente mil vezes superior ao quadrado dos parâmetros a serem estimados;
- 2) Outra forma consiste em verificar se a ordem do maior elemento da diagonal principal é mil vezes maior que o maior termo diagonal de \mathbf{P} para a iteração de número igual ao total de elementos a serem estimados.

A adoção de um modelo alternativo, como dado pela Equação (2.17) tem como inconveniente a impossibilidade da obtenção direta da fase, sendo necessário para isto a utilização de uma técnica de desempacotamento. O desempacotamento é deverás simples, e é feito de acordo com as Equações 2.19.1 e 2.19.2.

$$A_{i,n}^2 = A_{i,n}^2 \cos^2 \Phi_{i,n} + A_{i,n}^2 \text{sen}^2 \Phi_{i,n} \quad (2.19.1)$$

e

$$\Phi_{i,n} = \text{tg}^{-1} \left[\frac{A_{i,n} \text{sen} \Phi_{i,n}}{A_{i,n} \cos \Phi_{i,n}} \right] \quad (2.19.2)$$

Capítulo 3

CARACTERIZAÇÃO DO CÂMBIO FIAT C513 / C510

Neste capítulo é apresentada uma caracterização do câmbio C513 / C510 produzido pela FA Powertrain LTDA, o qual equipa praticamente todos os veículos produzidos pela fábrica da FIAT Automóveis S.A em Betim – MG.

Inicialmente será apresentada a função do câmbio dentro do veículo, e quais são seus componentes, juntamente com as relações de marcha do câmbio C510.5.18.34, que é o câmbio do Palio com motorização 1800 cc fabricação GM, utilizado no desenvolvimento deste trabalho.

Primeiramente serão apresentadas as fotos dos eixos primário, secundário e eixo da marcha ré completo, em seguida dos garfos de comando das marchas, engrenagens conduzidas e condutoras. Serão mostradas fotos explodidas dos conjuntos secundário, primário e será explicado o sistema de sincronização e o funcionamento no engate de marchas juntamente com os conjuntos sincronizadores 1ª /2ª , 3ª /4ª e 5ª velocidade.

Finalizando será apresentada uma foto explodida do conjunto diferencial completo e a descrição de seu funcionamento.

3.1 - Especificações da Caixa de Câmbio

Na Figura 3.1 é mostrada uma foto do câmbio sob estudo, com a indicação de seus elementos constituintes.

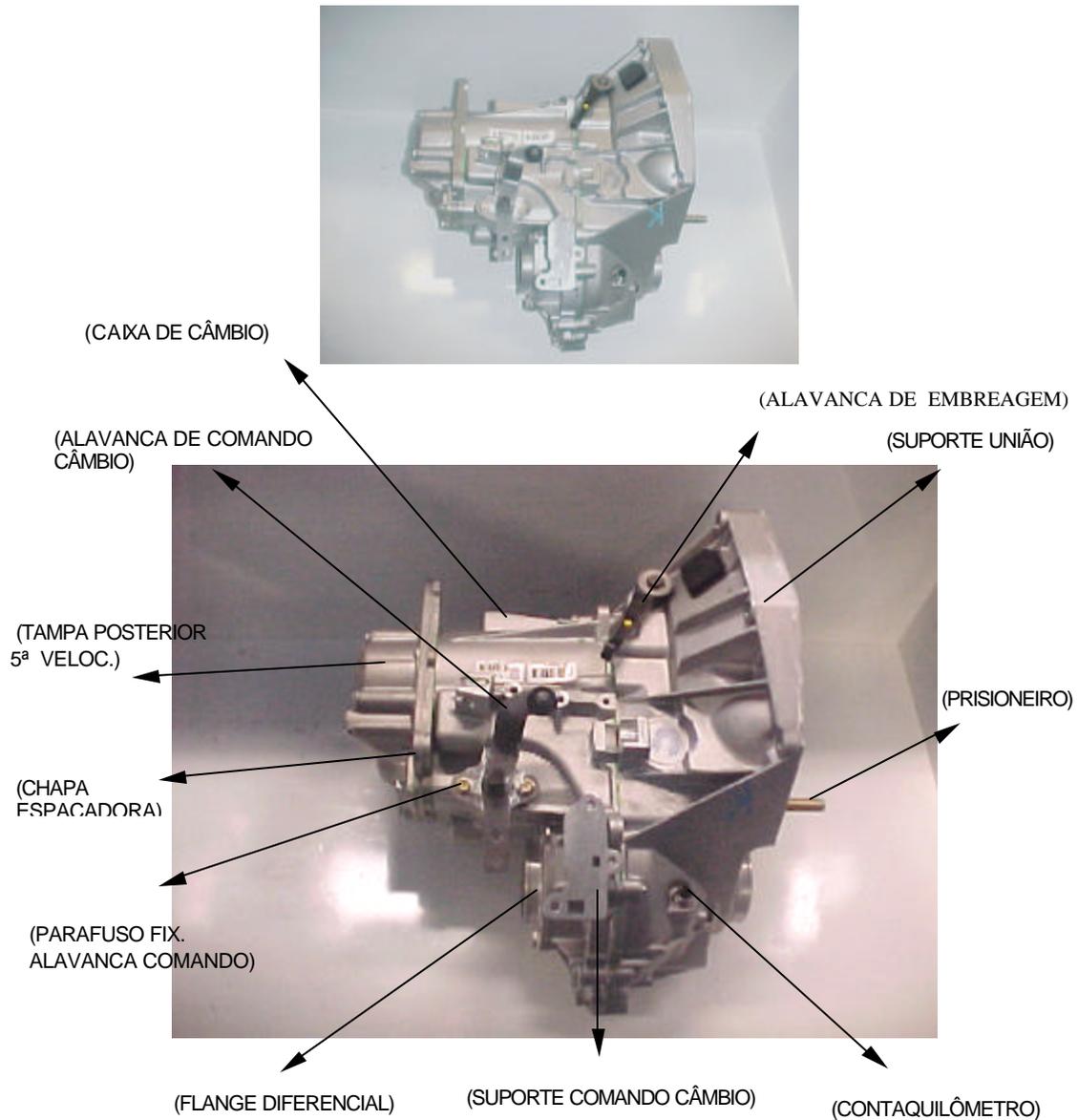


Figura 3.1 – Foto explicativa do câmbio C513

A transmissão é um conjunto de dispositivos utilizados para transmitir a potência produzida no motor às rodas motrizes, para que o veículo entre em movimento. O sistema de transmissão é composto pela embreagem, caixa de câmbio, diferencial, semi-eixos, homocinéticas e rodas. Esses componentes estão interligados, porém

possuem independência de funcionamento. Neste sistema, a transmissão dos movimentos de rotação do motor tem início na embreagem e continua através da caixa de câmbio, diferencial, semi-eixos e rodas motrizes. As marchas adequadas são selecionadas em função do piso onde o veículo desloca, da carga transportada e da velocidade compatível, através de uma alavanca seletora. Quando um veículo está em movimento, as resistências que se opõem são as mais variadas, como por exemplo a resistência do ar, do solo, do atrito dos pneus, e ainda, do peso do sistema. A caixa de câmbio tem este objetivo, ou seja, fornecer o torque aos semi-eixos e rodas motrizes de acordo com as resistências que se opõem ao veículo. Para isso, a caixa de câmbio deve possuir várias relações de composições de engrenagens, além de comandos que devem proporcionar mudanças de marchas suaves e seguras, sem permitir que as marchas escapem. O mecanismo de comando de marchas é formado por: alavanca de seleção, hastes, garfos, luvas, cubos. As engrenagens que compõem o câmbio são cilíndricas de dentes helicoidais, com exceção da marcha à ré que tem os dentes retos e não possui dispositivo de sincronização.

O câmbio possui três eixos, denominados:

- Eixo primário (Figura 3.2)
- Eixo secundário (Figura 3.3)
- Eixo da marcha ré (Figura 3.4)

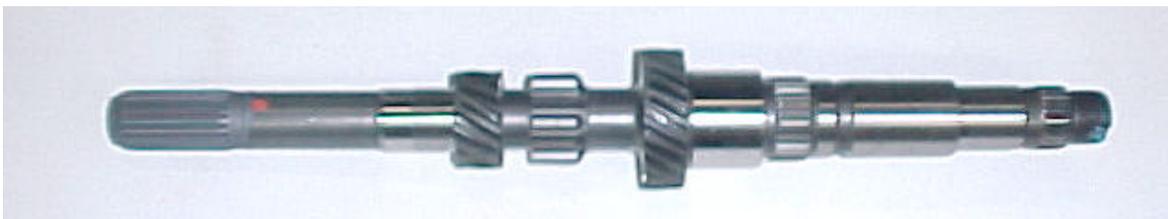


Figura 3.2 - Foto do Eixo primário



Figura 3.3 – Foto do Eixo secundário



Figura 3.4 – Foto do Eixo da marcha ré

Quando a embreagem está acoplada, o volante do motor está transmitindo rotação para a caixa de câmbio. O eixo primário recebe o movimento de rotação do motor para transmiti-lo ao eixo secundário (Figura 3.3). O eixo da marcha ré (Figura 3.4), através da engrenagem marcha ré, acopla-se ao eixo primário (Figura 3.2). No eixo primário dos câmbios C513 e C510 ficam situadas as engrenagens condutoras que podem ser fixas ou deslizantes. O mesmo ocorre com o eixo secundário, em que ficam situadas as engrenagens conduzidas que também podem ser fixas ou deslizantes. O eixo secundário está acoplado ao conjunto diferencial, o qual recebe o torque transmitindo-o para as rodas motrizes. Cada marcha do câmbio corresponde a uma combinação de engrenagens entre o eixo secundário e o eixo primário. A engrenagem que aciona (recebe o movimento do motor) é denominada “Condutora / motora”, e a outra “Conduzida / movida”. O fator que determina a relação entre as engrenagens é o número de dentes.

Estabelece-se deste modo a relação de transmissão, como pode-se verificar nas relações do câmbio que foi utilizado neste projeto para os teste práticos, que é do tipo C510.5.18.34 que equipa o Palio com motorização 1800 cc GM :

Engrenagem de 1ª marcha 43/11 – relação 3,909
Engrenagem de 2ª marcha 47/21 – relação 2,238
Engrenagem de 3ª marcha 38/25 – relação 1,520
Engrenagem de 4ª marcha 37/32 – relação 1,156
Engrenagem de 5ª marcha 34/39 – relação 0,872
Engrenagem da marcha ré 43/11 – relação 3,909
Conjunto diferencial 56/15 – relação 3,733

3.1.1 - Eixo Primário

O eixo primário conforme mostrado na Figura 3.5 é também conhecido como “eixo piloto”, acopla-se à embreagem, da qual recebe o torque e o transmite ao eixo secundário. Seu formato, comprimento, diâmetro e tipos de engrenagens, variam de acordo com o tipo de caixa de câmbio, da posição do motor e do tipo de tração do veículo. No caso dos câmbios C513 e C510, as engrenagens de 1ª, 2ª e marcha ré são fixas no eixo primário, e as engrenagens de 3ª, 4ª e 5ª marchas são deslizantes.



Figura 3.5 – Foto do Eixo Primário

3.1.2 - Eixo Secundário

Na figura 3.6 é mostrado o eixo secundário conhecido como eixo de saída. Através de suas engrenagens acopla-se ao eixo primário, do qual recebe o torque motriz que é transmitido em valor diferenciado para as rodas motrizes. No caso dos câmbios C513 e C510, as engrenagens de 1ª, 2ª são deslizantes no eixo secundário, e as engrenagens de 3ª, 4ª e 5ª marchas são fixas.

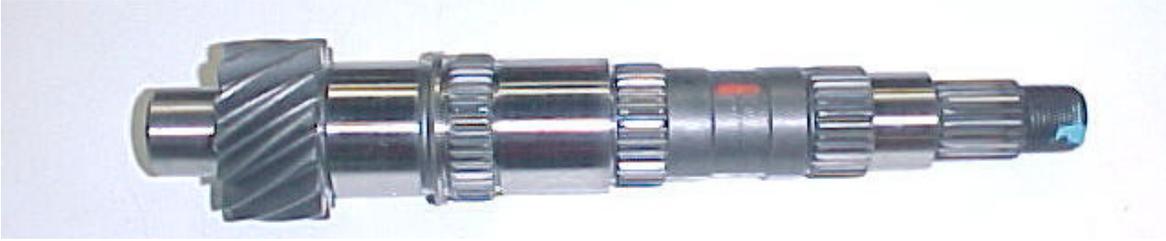


Figura 3.6 – Foto do Eixo Secundário

3.1.3 - Conjunto Eixo da Marcha ré Completo

O conjunto eixo da marcha ré completo, conforme mostrado na Figura 3.7, é composto por engrenagem da marcha ré, eixo da marcha ré, conjunto comando marcha ré e do garfo, e é responsável pela inversão do sentido de rotação do eixo secundário para obtenção da marcha à ré. Dispensa o uso de sincronizador, pelo fato do engrenamento somente ser possível com o veículo parado. O eixo da ré possui a engrenagem deslizante, ocorrendo o inverso para o eixo primário, o qual possui engrenagem fixa.

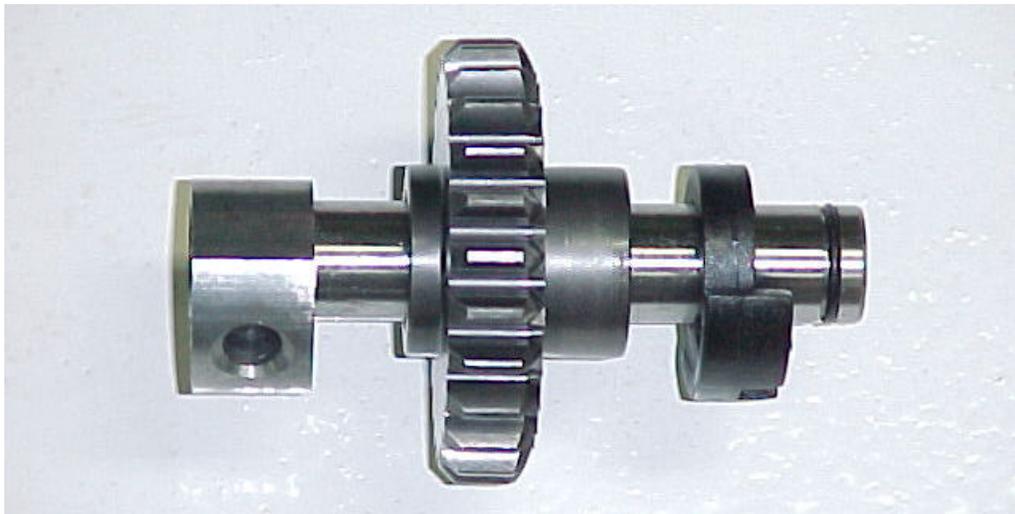


Figura 3.7 – Foto do Eixo marcha ré completo

3.1.4 - Garfos de Comando das Marchas

Os garfos de comando das marchas, mostrados na Figura 3.8, recebem o comando da alavanca seleção de marchas e têm a função de movimentar a luva interposta entre

as duas engrenagens livres dos eixos primários e secundários, fazendo com que ocorra o engrenamento da marcha correspondente às engrenagens.



Garfo 1^a /2^a velocidade

Garfo 3^a /4^a velocidade

Garfo 5^a velocidade

Figura 3.8 – Foto dos garfos Comando das Marchas

3.1.5 - Engrenagens e Conjuntos Secundário e Primário

A engrenagem da 1^a velocidade é responsável pela obtenção de uma marcha de baixa velocidade e de alto toque, pelo fato de ser o resultado de engrenamento de uma engrenagem com número de dentes menor no eixo primário, com uma engrenagem com número de dentes maior no eixo secundário, conforme mostrado na Figura 3.9.



Figura 3.9 – Foto da Engrenagem Conduzida 1^a velocidade

Para as outras engrenagens de 2^a , 3^a , 4^a e 5^a velocidades, tem-se a situação em que as engrenagens do eixo primário vão aumentando o número de dentes e as engrenagens do eixo secundário vão diminuindo o número de dentes, possibilitando assim as variações de torque e velocidades em que o câmbio é exigido no seu uso.

Nas Figuras 3.10, 3.11, 3.12 e 3.13 são mostradas as fotos da engrenagem conduzida da 2ª velocidade, e das engrenagens condutoras e conduzidas da 3ª, 4ª e 5ª velocidades respectivamente.



Figura 3.10 – Foto da Engrenagem Conduzida 2ª velocidade



Figura 3.11 – Foto Engrenagens: Condutora 3ª velocidade / Conduzida 3ª velocidade



Figura 3.12 – Foto das Engrenagens: Condutora 4ª velocidade / Conduzida 4ª velocidade



Figura 3.13 – Foto das Engrenagens: Condutora 5ª velocidade / Conduzida 5ª velocidade

Na Figura 3.14 está mostrado a composição do conjunto eixo secundário explodido com todos os seus componentes, e na Figura 3.15 o conjunto eixo primário.

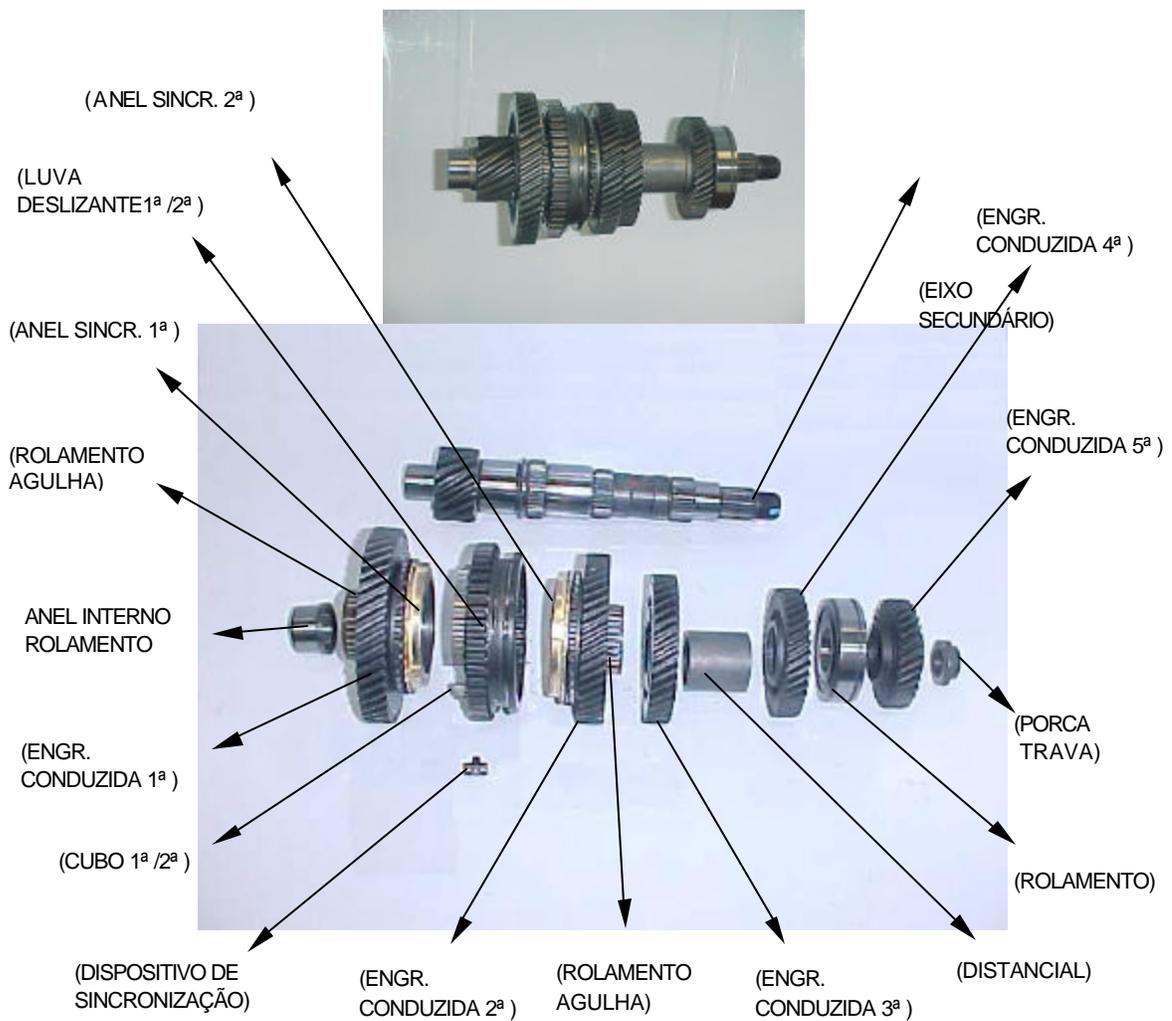


Figura 3.14 – Foto do Conjunto Eixo Secundário

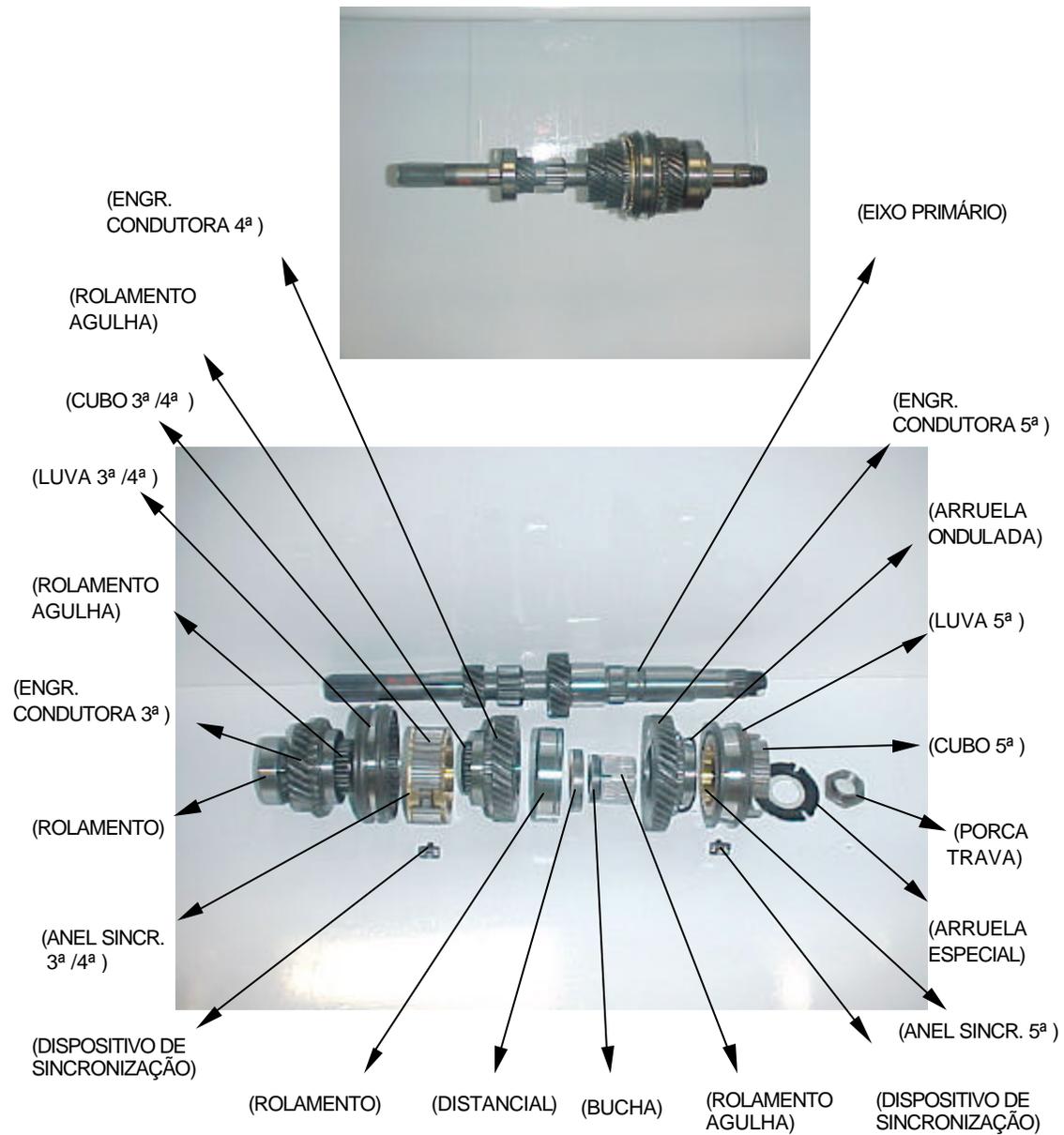


Figura 3.15 – Foto do Conjunto Eixo Primário

3.1.6 - Sistema de sincronização e funcionamento do engate de marchas

O sistema de sincronização utilizado pelos câmbios C513 e C510 da FIAT Automóveis é do tipo Borg Worn, que é composto por cubo, luva, anel sincronizador, dispositivo de sincronização e a engrenagem.

Seu funcionamento ocorre da seguinte forma: A alavanca de seleção de marchas aciona o garfo de comando que arrasta a luva deslizante de engate, que por sua vez está acoplada nos cubos que estão fixos nos eixos (primário ou secundário), conseqüentemente todos estão com a mesma rotação. A luva no seu movimento axial arrasta o anel sincronizador contra o cone da engrenagem (que não possui a mesma rotação), que por atrito, ajustam entre si estas diferenças de rotações. Assim o conjunto cubo e luva que está solidário ao eixo fica com uma rotação relativa zero em relação à engrenagem, possibilitando um engate perfeito das marchas sem trancos e privilegiando o conforto e a maciez, além de preservar os dentes das engrenagens. Este engate é facilitado pelas guias de engate presentes nos dentes das luvas e das engrenagens, conforme ilustrado na Figura 3.16.



Figura 3.16 – Explicação das guias de engates em engrenagens

O conjunto sincronizador 1^a /2^a velocidade é composto por um cubo e uma luva 1^a /2^a velocidade, três anéis sincronizadores, sendo um interno, um intermediário, e um externo para cada marcha, e três dispositivos de sincronização, conforme mostrado na Figura 3.17.



Figura 3.17 – Foto do conjunto sincronizador 1ª /2ª velocidade

Na Figura 3.18 é mostrado o conjunto sincronizador 3ª /4ª velocidade que é composto por um cubo e uma luva 3ª /4ª velocidade, anel sincronizador para cada marcha e três dispositivos de sincronização.



Figura 3.18 – Foto do conjunto sincronizador 3ª /4ª velocidade

Da mesma forma tem-se o conjunto sincronizador da 5ª velocidade que também é composto por um cubo e uma luva da 5ª velocidade, anel sincronizador e três dispositivos de sincronização como mostrado na figura 3.19.



Figura 3.19 – Foto do conjunto sincronizador 5ª velocidade

3.1.7 - Conjunto Diferencial Completo

O Diferencial é um conjunto de engrenagens de aço que, combinadas entre si, em movimentos rotativos, permitem que as rodas motrizes do veículo desenvolvam rotações diferentes uma da outra, quando o veículo se desloca em curvas, garantindo assim a sua estabilidade. Nos veículos com câmbios compactos, o diferencial é acoplado na própria caixa de câmbio. Mostra-se na Figura 3.20 uma foto ilustrativa do conjunto diferencial C513.

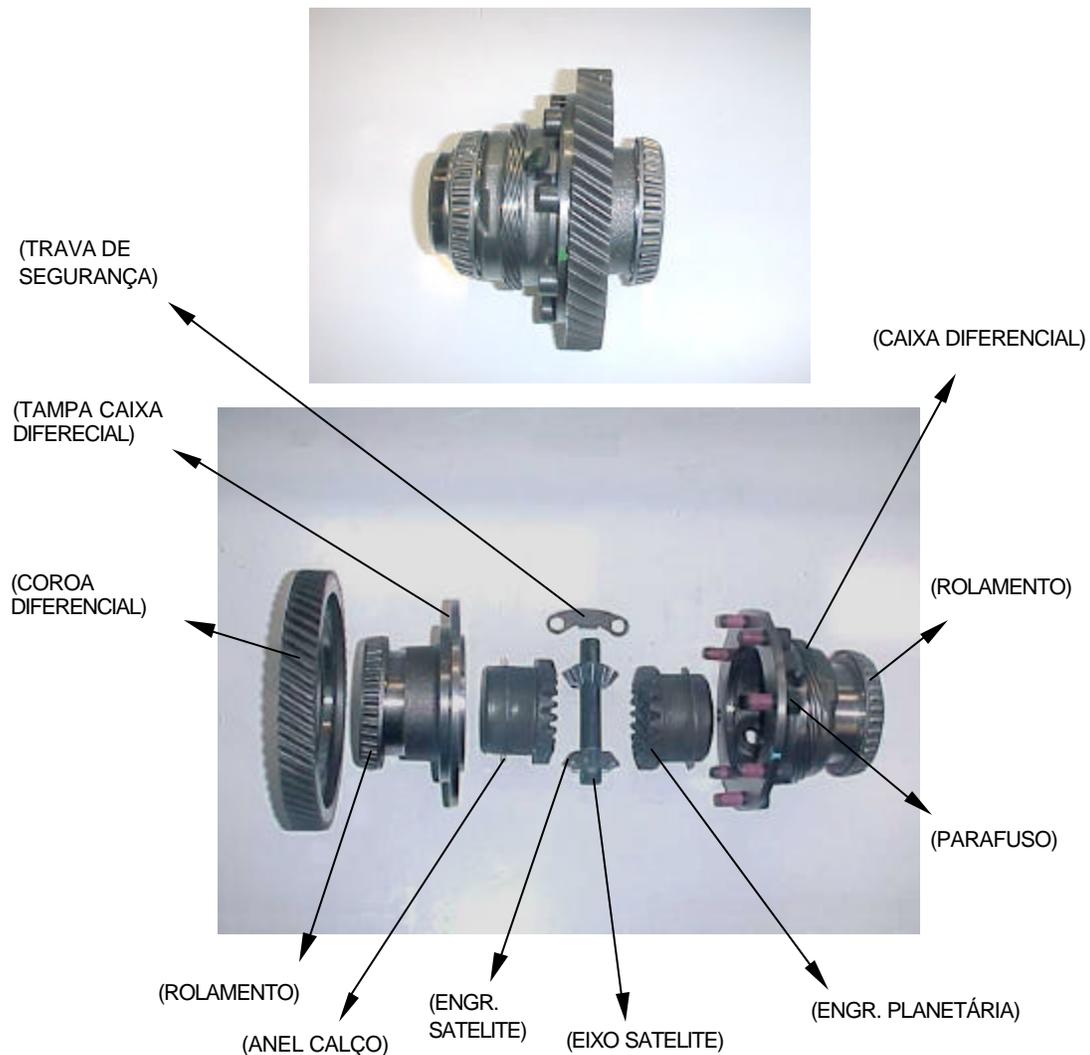


Figura 3.20 – Foto do conjunto diferencial completo C513

O conjunto diferencial recebe o movimento do eixo secundário, no qual se encontra acoplada a coroa do diferencial. Esta coroa do diferencial recebe a força motriz e a transmite para as engrenagens planetárias, que por sua vez transmitem-na para os

semi eixos e as rodas. Para o caso do veículo em movimento retilíneo, o diferencial funciona sem o movimento relativo das engrenagens satélites; comporta-se como se fosse um eixo rígido e apenas faz a transmissão da rotação recebida. No caso de um veículo em uma curva, tem-se uma situação em que uma roda tende a rodar mais do que a outra, pois a distância linear percorrida da roda interna na curva é menor do que da roda externa. Deste modo, o diferencial tem a função de estabilizar todo o conjunto, fazendo a transferência da rotação da roda interna para a roda externa. Esta diferença é proporcional, ou seja, caso a roda interna reduza em 10% sua rotação, a roda externa aumenta sua rotação em 10%, e sucessivamente com toda diferença que possa ocorrer, mesmo que ela seja 100%, caso em que uma roda está parada e a outra gira com o dobro de sua rotação. Assim tem-se sempre uma condição de trabalho em que o diferencial (coroa+caixa) fica com sua rotação mantida conforme previsto devido às suas relações de transmissão, ocorrendo-se apenas variações entre uma roda e outra.

O conjunto diferencial consegue desenvolver esta função devido às engrenagens planetárias e satélites. Com o veículo em uma reta tem-se todo o conjunto diferencial girando na mesma rotação, semelhante a um eixo rígido de uma roda a outra. Para o caso do veículo executando uma curva ou com uma roda parada em relação a outra, isto é, inicia-se um processo em que uma planetária começa a transferir o movimento para a outra, de modo que as satélites começam a girar fazendo assim a transferência da diferença de rotação. Através deste movimento explica-se como se executa a transferência de rotação de uma roda para outra de forma bem suave e constante, sem trancos.

As Figuras 3.21 e 3.22 mostram as fotos das engrenagens satélites e das engrenagens planetárias, respectivamente, do diferencial C513.

As engrenagens satélite são engrenagens cônicas de dentes retos, que se engrenam com as planetárias, permitindo a compensação da diferença de rotação entre as rodas motrizes, quando o veículo se desloca em curvas. Já as engrenagens planetárias são engrenagens cônicas de dentes retos, nas quais são montados os semi-eixos.



Figura 3.21 – Foto das engrenagens satélites C513



Figura 3.22 – Foto das engrenagens planetárias

Capítulo 4

BANCADA EXPERIMENTAL

Neste capítulo é apresentada a bancada experimental utilizada para desenvolver este trabalho.

No sub-capítulo 4.1 apresentam-se as especificações dos bancos de prova câmbio, incluindo seus componentes e como é seu funcionamento.

No sub-capítulo 4.2 explicam-se o ciclograma atual utilizado nos bancos de prova câmbio e o novo ciclograma proposto, em que foi desenvolvido fazendo a comparação do teste no banco de prova atual, com o executado no banco de manobrabilidade e com a condição normal do veículo na pista de prova.

Um procedimento para implantação e definição de cargas nos testes dos bancos de prova é apresentado no sub-capítulo 4.3.

Finalmente no sub-capítulo 4.4 será descrita toda a instrumentação dos bancos de prova câmbio para a aquisição dos sinais, juntamente com todos os equipamentos que foram utilizados, incluindo hardware e software.

4.1 - Especificações dos Bancos de Prova Câmbio: “Componentes e Funcionamento”

Os bancos de prova câmbio tem como objetivo executar o teste de prova do câmbio conforme é executado na prática nos veículos, em seu uso no dia a dia pelos seus usuários. Estes bancos de prova câmbio são constituídos de 03 motores elétricos de corrente contínua (Figura 4.1) que simulam o veículo quanto ao funcionamento da caixa de câmbio. O primeiro motor elétrico, chamado de principal, faz a função do motor do veículo executando a rotação de todo o conjunto e fazendo o arraste pelo eixo primário do câmbio. Já os motores elétricos 02 e 03, chamados de secundários, fazem a função dos semi-eixos (rodas) e tem a função de manter a rotação destes semi-eixos na rotação prevista conforme a relação do diferencial e das marchas que o câmbio é

composto.



Figura 4.1 – Foto dos motores principal e secundários dos bancos de prova

Estes bancos de prova também são constituídos de um sistema de embreagem para proporcionar trocas de marchas, como ocorre nos veículos. Possuem também um computador e um sistema de PLC que comanda todo o ciclo de prova do câmbio, o qual define a marcha a ser testada, o ponto em que se inicia a aceleração, o intervalo onde a rotação deve se manter constante, e a desaceleração para que se execute a troca de marcha. Através deste computador e do sistema de PLC, está agregado também um sistema de controle e análise de vibração e ruídos constituídos de um acelerômetro e um microfone para a coleta dos dados. Executa-se também um controle de engate e seleção das marchas, atualmente executado de forma manual e totalmente dependente da percepção dos operadores de prova. Existe também um sistema de bombeamento e sucção de óleo que tem a função de abastecer e retirar o óleo de manobra que é utilizado para fazer a rodagem do conjunto câmbio.

Para este trabalho foi utilizado um banco de prova da FA Powertrain LTDA do fabricante italiano “IMPES”, com ano de fabricação de 1976 que foi totalmente revisado no ano de 2000 com a atualização do computador, PLC e ciclograma para execução dos testes de prova. Na figura 4.2 é mostrada a foto do banco de prova utilizado.

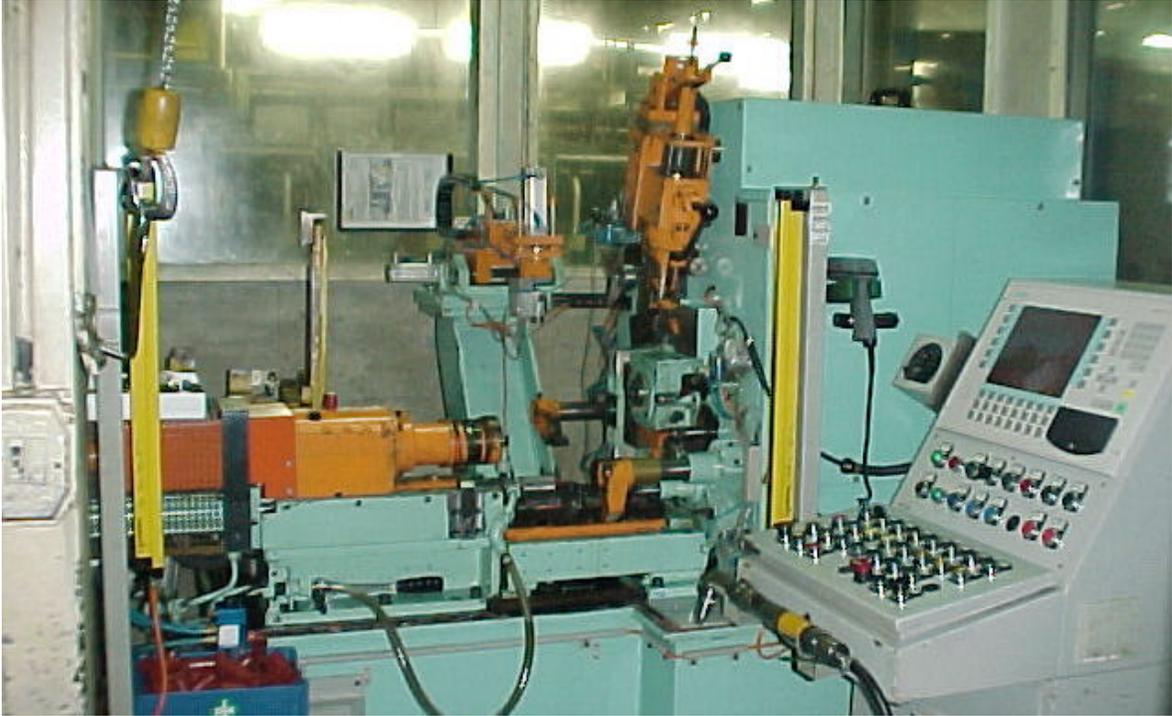


Figura 4.2 – Foto da estrutura completa do banco de prova

O banco de prova câmbio é composto de vários componentes:

- 1) Painel de controle do banco de prova câmbio (Figura 4.3).



Figura 4.3 – Foto do painel de controle com a tela dos comandos do banco

2) Sistema mecânico manual para executar a troca de marcha (Figura 4.4).



Figura 4.4 – Foto do sistema manual de troca de marchas

3) Braço mecânico para posicionamento do acelerômetro (Figura 4.5)



Figura 4.5 – Foto do braço mecânico de posicionamento do acelerômetro

4) Sistema de abastecimento e retirada de óleo (Figura 4.6)



Figura 4.6 – Foto do dispositivo de aplicação de óleo no câmbio

Para o desenvolvimento deste trabalho, verificou-se a necessidade de se executar uma comparação entre o teste do câmbio no banco de prova, com outros testes que são executados no banco de manobrabilidade e na pista de prova. Fazendo esta comparação, verificou-se uma diferença muito grande entre os testes executados no banco de prova, na pista de prova e no banco de manobrabilidade.

4.2 - Definição dos Ciclogramas “Atual X Proposto”

Para a aquisição dos dados foi definido um novo ciclograma de prova para o câmbio, onde foram confrontados o ciclo de teste executado nos veículos na pista de prova, com o ciclo de teste executado nos câmbios no banco de manobrabilidade, e o ciclo atual de testes executado nos câmbios nos bancos de prova.

O novo ciclograma tem o objetivo de aplicar na caixa de câmbio, nos bancos de prova, um esforço mais próximo possível daquele que é aplicado na caixa de câmbio no seu uso dia a dia pelos usuários. Este novo ciclograma leva em consideração as cargas de engate e também a rotação do câmbio em função da velocidade em que se coloca o veículo para executar estas trocas de marchas.

Na Figura 4.7 é mostrado o Ciclograma Atual em que se executa o teste de prova para verificação da qualidade dos câmbios.

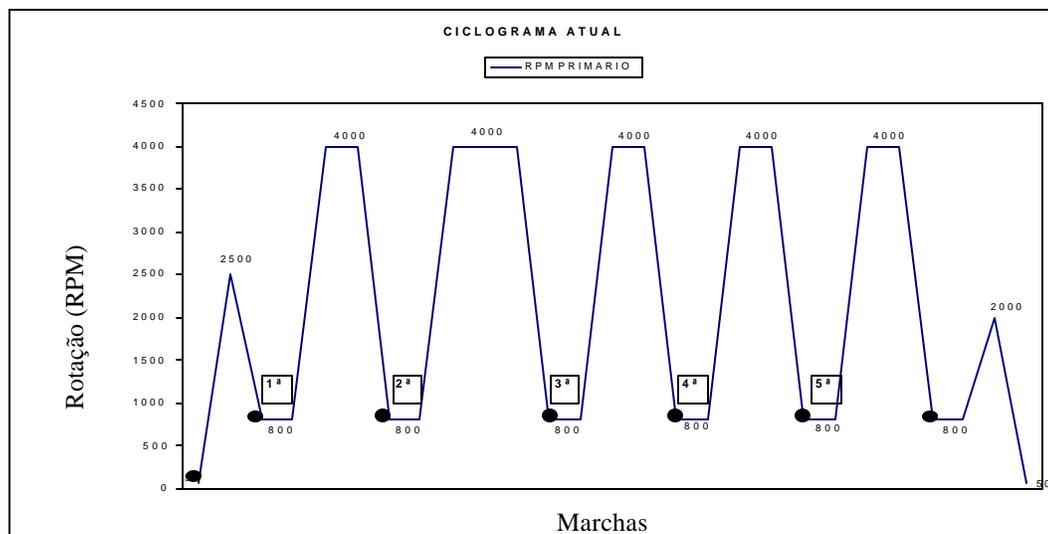


Figura 4.7 – Ciclograma atual dos bancos de prova câmbio

Como pode ser verificado da análise da Figura 4.7, no ciclograma atual trabalha-se executando uma rampa de aceleração da 1ª a 5ª marcha até 4000 rpm, e posteriormente uma desaceleração em todas as marchas até em torno de 800 rpm, rotação em que faz-se a troca das marchas.

Fazendo uma comparação entre o banco de prova câmbio, banco de manobrabilidade e a pista de prova, no gráfico mostrado na Figura 4.8 pode-se verificar que para o banco de manobrabilidade e para a pista de prova tem-se trocas de marchas com rotação em torno de 3000 a 3500 rpm.

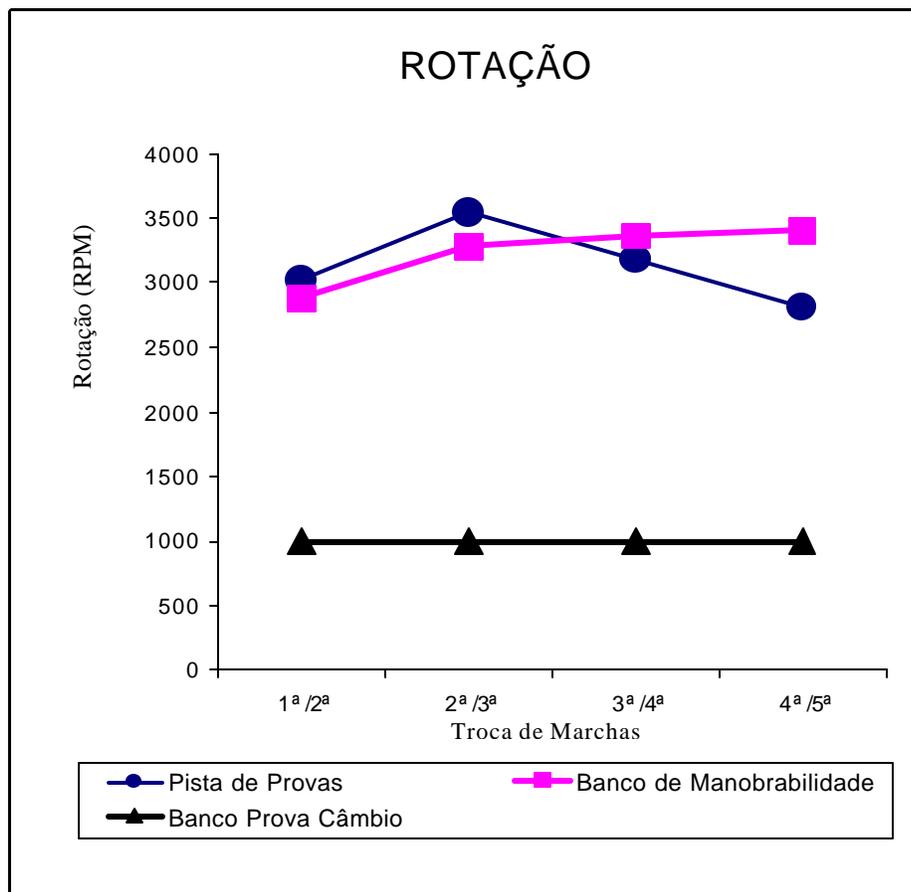


Figura 4.8 – Comparação de rotação entre o Banco de prova câmbio, Banco de Manobrabilidade e a Pista de Prova dos Veículos

De acordo com a figura 4.9, pode-se verificar a situação de troca de marchas com a utilização do ciclograma atual.

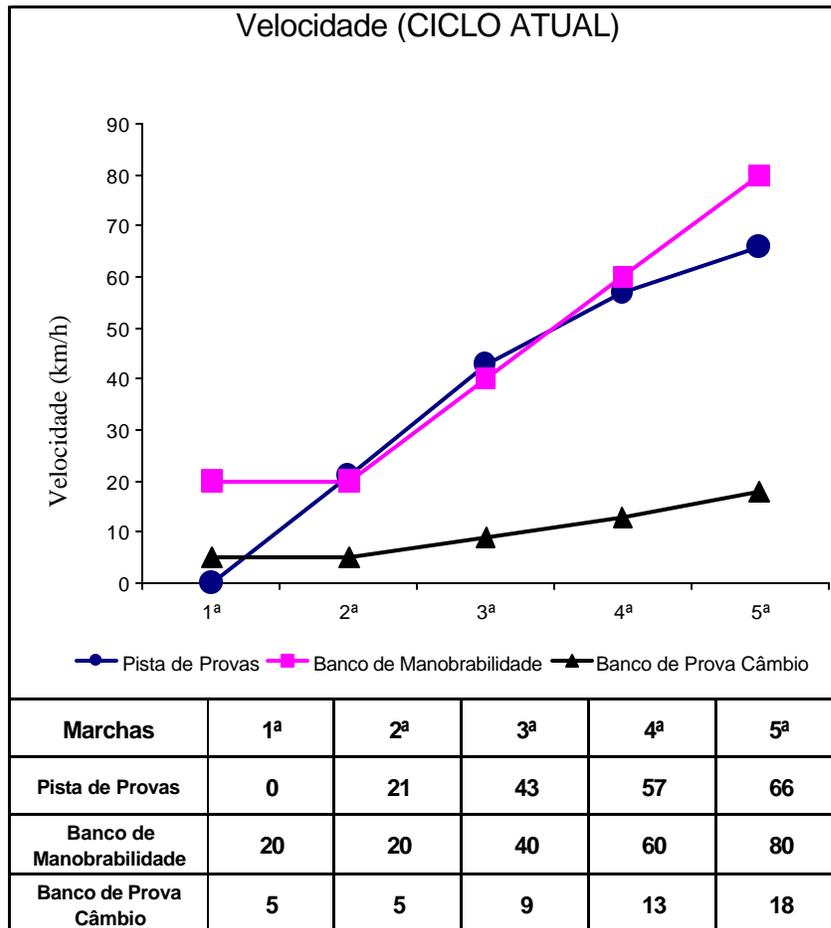


Figura 4.9 - Comparação de velocidade entre o banco de prova câmbio, banco de manobrabilidade e a pista de prova dos veículos

Pela Figura 4.9 mostra-se que, ao trabalhar com o ciclo atual, tem-se a passagem das marchas nos bancos de prova com uma velocidade totalmente fora da realidade que ocorre na pista de prova e no banco de manobrabilidade. Com 1ª marcha = 5 km/h, 2ª marcha = 5 km/h, 3ª marcha = 9 km/h, 4ª marcha = 13 km/h, 5ª marcha = 18 km/h, tem-se um teste de banco de provas em que conclui-se não ser uma condição eficiente de analisar os câmbios.

É mostrado na Figura 4.10 o Ciclograma Proposto, onde pode ser verificado que continua-se a trabalhar com as rampas de aceleração e desaceleração, mas executam-se as trocas de marcha com rotações em torno de 3500 +/- 250 rpm. Desta forma, tenta-se simular da melhor forma possível a situação de trocas de marchas em comparação com o banco de manobrabilidade (cargas de engate), e também em relação à velocidade que se aplica ao veículo na pista de prova.

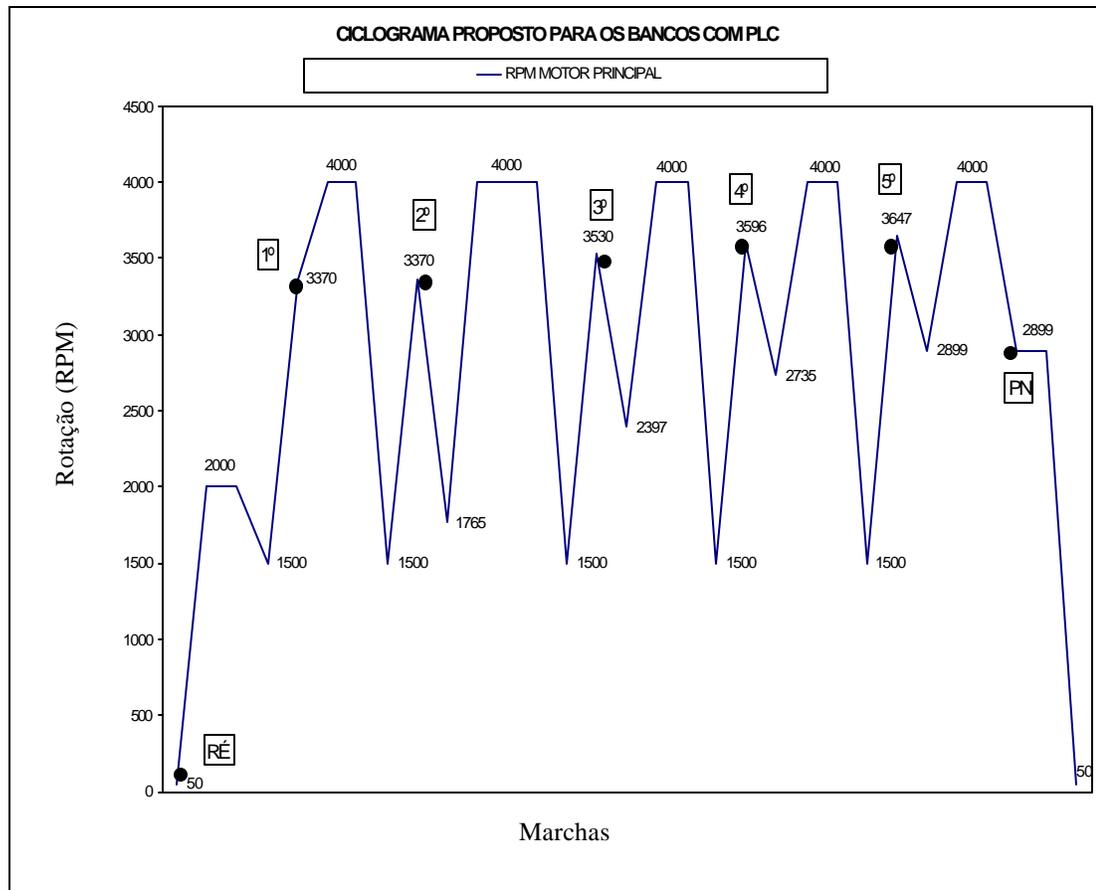


Figura 4.10 – Ciclograma Proposto para o banco de prova câmbio

Pelo gráfico da Figura 4.11, mostra-se um comparativo de velocidade entre a pista de prova, banco de manobrabilidade e o banco de prova câmbio com a utilização do ciclograma proposto.

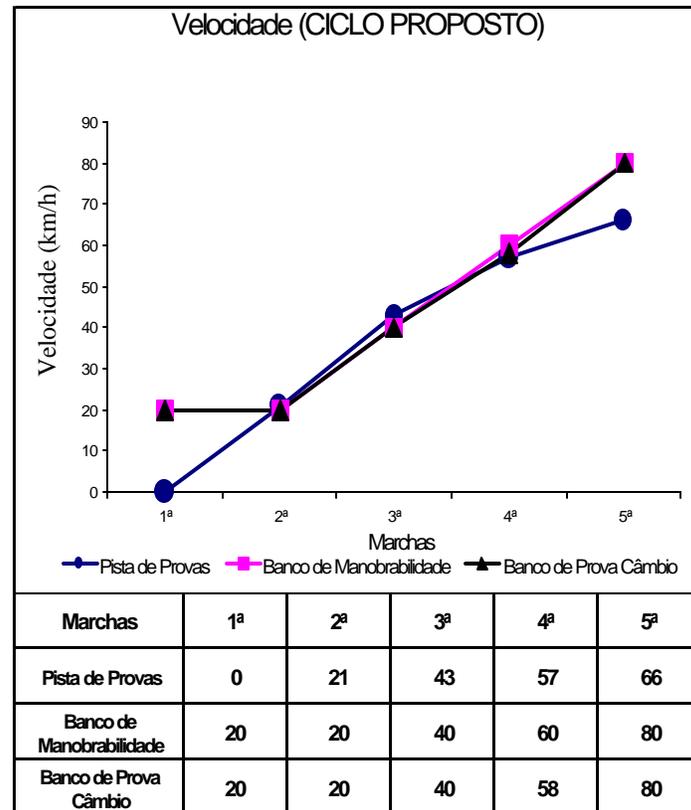


Figura 4.11 - Comparação de velocidade entre o Banco de prova câmbio, Banco de Manobrabilidade e a Pista de Prova dos Veículos com o ciclograma proposto

Pela análise da Figura 4.11, observa-se que com o ciclograma proposto tem-se uma situação de troca de marchas com velocidades bem próximas da pista de prova e também do banco de manobrabilidade. Deste modo, com o banco de prova executando a passagem de marchas com a 1ª marcha = 20 km/h, 2ª marcha = 20 km/h, 3ª marcha = 40 km/h, 4ª marcha = 60 km/h, 5ª marcha = 80 km/h, tem-se uma situação ideal para análise dos câmbios, tanto a nível de ruído como a nível de cargas de engate.

Nos gráficos da Figura 4.12 faz-se um comparativo de rotações entre o ciclograma atual e o ciclograma proposto, com relação aos testes na pista de prova e no banco de manobrabilidade. Analisando a figura pode se verificar que com o ciclograma proposto elimina-se a diferença de rotação entre a pista de prova e o banco de manobrabilidade.

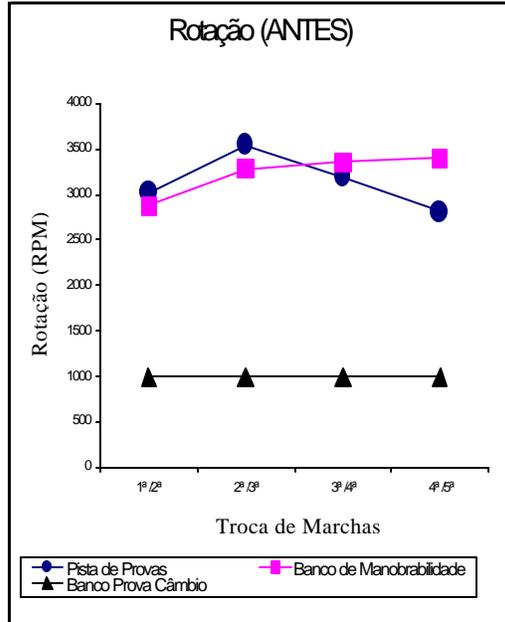
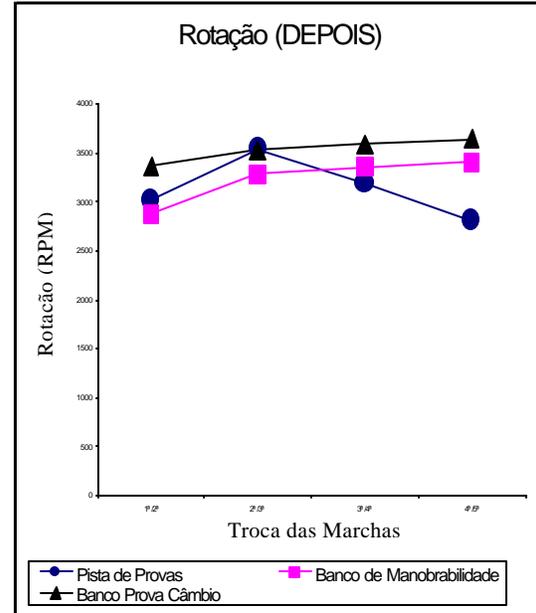
Ciclograma atual:Ciclograma proposto:

Figura 4.12 – Comparativo das rotações entre o ciclograma atual e o ciclograma proposto nos bancos de prova, em comparação com os testes na pista de prova e no banco de manobrabilidade

Nos gráficos da Figura 4.13 faz-se um comparativo de velocidades entre o ciclograma atual e o ciclograma proposto, com relação aos testes na pista de prova e no banco de manobrabilidade.

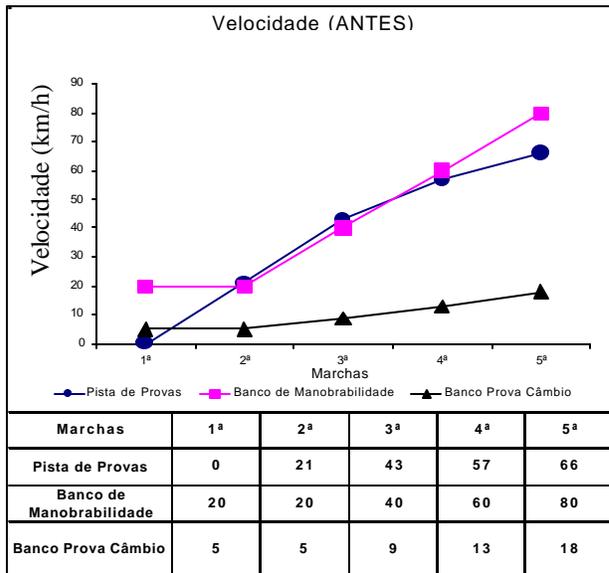
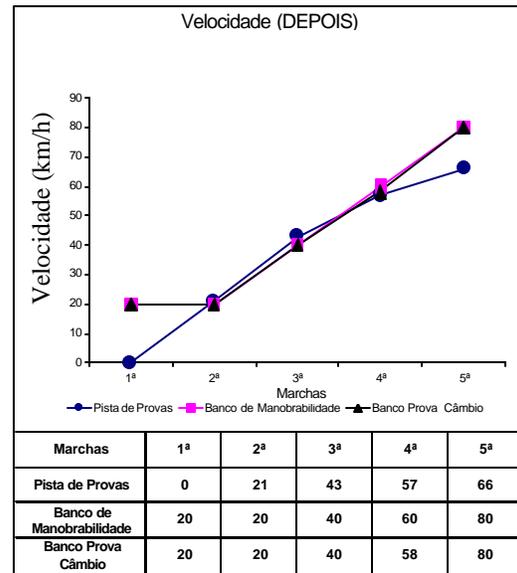
Ciclograma atual:Ciclograma proposto:

Figura 4.13 – Comparativo das velocidades entre o ciclograma atual e o ciclograma proposto nos bancos de prova, em comparação com os testes na pista de prova e no banco de manobrabilidade

Conforme mostrado na análise dos gráficos da Figura 4.13, verifica-se que com o ciclograma proposto também elimina-se a diferença de velocidades entre a pista de prova e o banco de manobrabilidade.

4.3 - Implantação das Cargas nos testes dos bancos de prova

Um objetivo que sempre foi perseguido é a possibilidade de implantação da carga nos bancos de prova, devido às melhorias que podem ser conseguidas através desta modificação, principalmente no que diz respeito à análise de sinais de vibração e ruídos.

Inicialmente havia dificuldades com a implantação de uma carga que se aproximasse do esforço em que o câmbio é submetido, pois desconhecia-se a capacidade do banco de prova de suportar tal esforço. Partiu-se então para verificar qual esforço era possível de ser aplicado nos bancos de prova sem comprometer a estrutura de todo o sistema. Através de contato com um fabricante de um banco de prova, conseguiu-se a garantia de que o sistema atual dos bancos de prova foi desenvolvido para trabalhar com uma carga de até 1/3 da carga de projeto da caixa de câmbio. Como o câmbio C510 da FIAT foi projetado para uma carga de até 21 kgm, concluiu-se que era possível aplicar uma carga de até 7 kgm nestes bancos de prova Câmbio sem comprometer sua estrutura e também a nível de manutenção. Vencido este obstáculo, começou-se a pensar como seria possível calcular a carga que estava sendo aplicada nos bancos de prova com o sistema atual. Através de alguns estudos descobriu-se que, como o sistema atual possui três motores, sendo que um executa a rotação simulando o motor do veículo, e outros dois que fazem a função dos semi eixos, coletando-se a rotação do motor, sua corrente e sua tensão, é possível calcular qual é sua potência instantânea. Através desta potência instantânea, e automaticamente fazendo-se sua conversão, pode-se então saber qual é o torque aplicado. Partiu-se para executar este procedimento, e ao término do mesmo concluiu-se que o sistema atual trabalha com uma carga insignificante comparada à carga de projeto.

Depois de descobrir a forma de mensurar a carga, passou-se então para desenvolver como seria possível aumentar e controlar as cargas nos bancos de prova. Como o sistema atual possui um motor elétrico fazendo a entrada de rotação, e outros dois motores ajustando a rotação para simular as rodas dos

veículos, criou-se uma forma em que o motor principal deveria arrastar os motores secundários durante a subida de rotação, com uma diferença maior do que a prevista conforme a relação da marcha e do diferencial. O mesmo aconteceria no caso da retração, ou seja os motores secundários arrastariam o motor principal também com uma diferença de rotação. Desta forma, conseguiu-se implantar um sistema de carga que melhorou em muito os sinais de vibração e ruídos dos câmbios testados nos bancos de prova.

Portando, pode-se concluir que com a utilização do ciclograma proposto e também com a implantação da carga no teste dos bancos de prova, têm-se condições de executar um teste de provas nos câmbios fazendo a simulação com as condições mais próximas possíveis das condições reais em que uma caixa de câmbio é solicitada.

4.4 - Bancada Experimental

O desenvolvimento da parte experimental deste trabalho foi executado utilizando-se um banco de prova câmbio da FA Powertrain Betim. Para executar a coleta de dados de vibração e ruído foram instalados alguns equipamentos e programas neste banco de prova câmbio. A instrumentação necessária para a amostragem dos dados consiste de um acelerômetro tipo 4383, ligado a um pré-amplificador de sinais tipo 2634, ambos da Brüel & Kjaer; além de um medidor de pressão sonora tipo 4188, que são posicionados nos bancos de prova. Os dados de saída destes instrumentos são conectados à uma placa de aquisição analógica/digital Wavebook, que por sua vez, está interligada a um microcomputador Pentium III, para aquisição dos dados e execução em tempo real do software destinado a controle de qualidade de cada câmbio testado. As características da cada instrumento utilizado são:

Acelerômetro

Brüel & Kjaer Type 4383 – Sensibilidade: 3,16 +/-2% pC/ms⁻²

Amplificador

Brüel & Kjaer Charge Amplifier Type 2634

Placa de Aquisição

Placa Analógica/Digital Wavebook – Resolução: 12 bits

Microfone

Brüel & Kjaer Type 4188 – 31,6 mV/Pa

Medidor de Pressão Sonora

Brüel & Kjaer Type 2236

Medidor de rotação

DINAMO TAQUIMÉTRICO – Modelo WEG – IRC/60

Microcomputador

PENTIUM III 750 MHz – 256 MB RAM

Banco de Prova Câmbio

Fornecedor “IMPES 7015” – Ano de Fabricação: 1976

Tanto o acelerômetro como o medidor de nível de pressão sonora foram calibrados utilizando calibradores da Brüel & Kjaer. Pela Figura 4.14 pode-se verificar o esquema conforme os equipamentos foram montados:

Esquema da montagem:

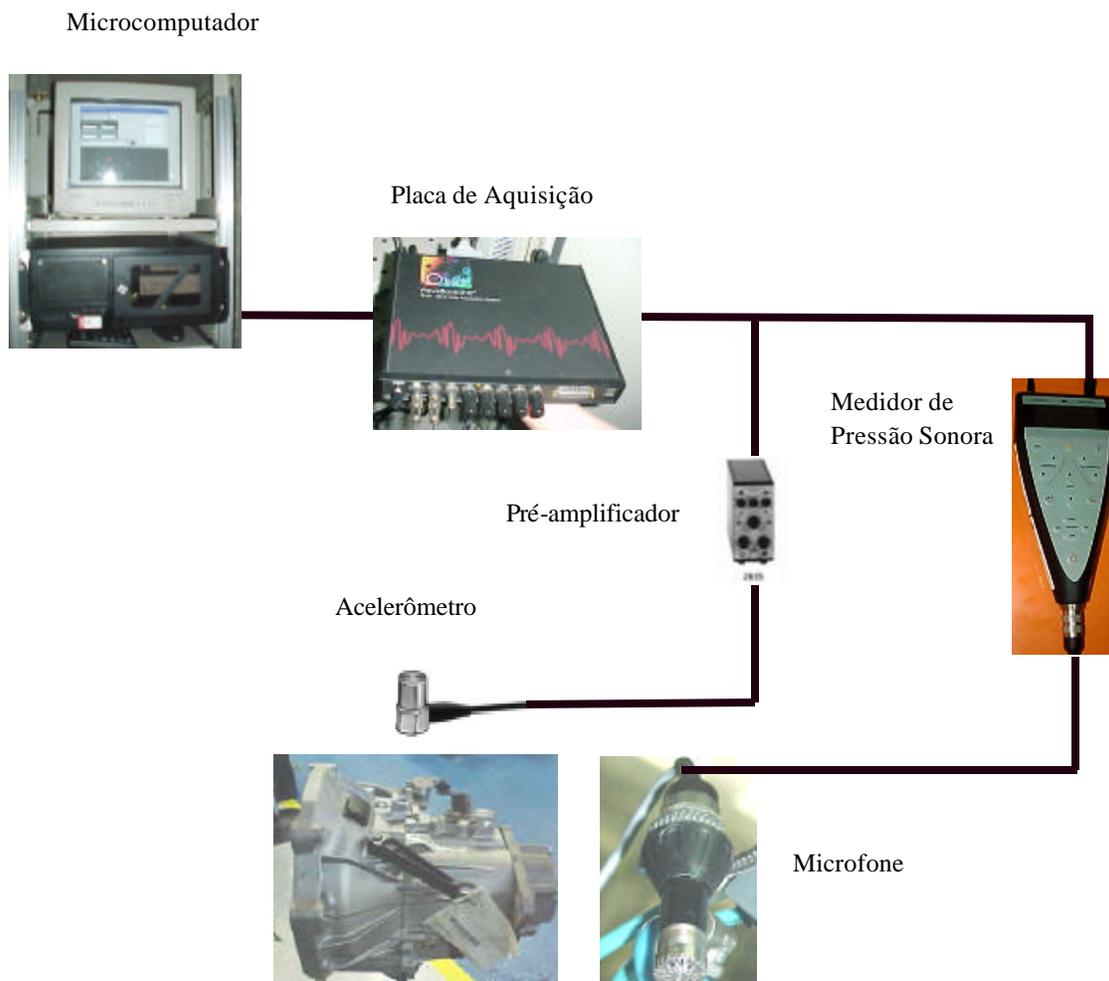


Figura 4.14 – Esquema de montagem dos equipamentos para coleta dos dados

A fixação do acelerômetro foi obtida através de análise de sensibilidade executada na própria indústria a fim de se determinar o melhor caminho de transmissão dos sinais de vibração. Através de uma verificação de confiabilidade feita por Santana et al (1998), observou-se que os resultados de várias medições eram confiáveis e obtiveram uma alta repetibilidade.

Para executar a aquisição e processamento dos dados de ruído e vibração, foi desenvolvido pela Universidade Federal de Uberlândia um software. Este software, que chamamos de programa câmbio (desenvolvido em C++), é

interligado a um programa desenvolvido pela Empresa COMAU Service (responsável pela manutenção da FA Powertrain LTDA), que chamamos de IVRIO (desenvolvido em Visual Basic). Estes programas interligados ao PLC do banco de prova, recebem, analisam e classificam o câmbio conforme parâmetros que serão mostrados no próximo capítulo.

Capítulo 5

METODOLOGIA EXPERIMENTAL

5.1 – Parâmetros Estudados

Para construir o banco de dados, necessário no desenvolvimento deste trabalho, foram realizados testes com vários de câmbios nos bancos de prova da Powertrain, medindo-se os sinais de vibração e de ruído (pressão sonora) dos câmbios testados. Para a construção do banco de dados de **aceleração** foram utilizados os sinais medidos em 45 câmbios considerados bons pelos peritos dos bancos de prova e 21 câmbios com defeitos na quinta marcha induzidos propositadamente para fins de análise. Na construção do banco de dados da **pressão sonora** empregaram-se os sinais oriundos de 30 câmbios bons e 18 câmbios com quintas ruins. Escolheu-se a quinta marcha para a realização deste trabalho visando a redução do volume dados a serem analisados e pelo fato de ser a marcha cujo ruído resulta no maior incômodo para o usuário.

Analisaram-se os sinais de vibrações, pressões sonoras e vibrações normalizadas pelo nível médio quadrático da aceleração. Com a normalização procura-se minimizar a influência da função resposta em frequência dos câmbios nos resultados. A normalização é feita dividindo-se cada parâmetro de vibração, com exceção da kurtosis e do fator de crista, pelo nível médio quadrático global.

Os 42 sintomas vibroacústicos analisados neste trabalho são:

- Nível médio quadrático global (RMS)
- Pico (Pico)
- Kurtosis (Kurt)
- Fator de Crista (FC)
- Cepstrum do eixo primário (Ceps_p)
- Cepstrum do eixo secundário (Ceps_s)
- 1º harmônico do sinal global do eixo primário (H1_p)

- 2º harmônico do sinal global do eixo primário (H2_p)
- 3º harmônico do sinal global do eixo primário (H3_p)
- 1º harmônico do sinal demodulado do eixo primário (Hh1_p)
- 1ª banda lateral do 1º harmônico do sinal demodulado do eixo primário (Hb1_p1)
- 2ª banda lateral do 1º harmônico do sinal demodulado do eixo primário (Hb2_p1)
- 3ª banda lateral do 1º harmônico do sinal demodulado do eixo primário (Hb3_p1)
- 4ª banda lateral do 1º harmônico do sinal demodulado do eixo primário (Hb4_p1)
- 2º harmônico do sinal demodulado do eixo primário (Hh2_p)
- 1ª banda lateral do 2º harmônico do sinal demodulado do eixo primário (Hb1_p2)
- 2ª banda lateral do 2º harmônico do sinal demodulado do eixo primário (Hb2_p2)
- 3ª banda lateral do 2º harmônico do sinal demodulado do eixo primário (Hb3_p2)
- 4ª banda lateral do 2º harmônico do sinal demodulado do eixo primário (Hb4_p2)
- 3º harmônico do sinal demodulado do eixo primário (Hh3_p)
- 1ª banda lateral do 3º harmônico do sinal demodulado do eixo primário (Hb1_p3)
- 2ª banda lateral do 3º harmônico do sinal demodulado do eixo primário (Hb2_p3)
- 3ª banda lateral do 3º harmônico do sinal demodulado do eixo primário (Hb3_p3)
- 4ª banda lateral do 3º harmônico do sinal demodulado do eixo primário (Hb4_p3)
- 1º harmônico do sinal global do eixo secundário (H1_s)
- 2º harmônico do sinal global do eixo secundário (H2_s)
- 3º harmônico do sinal global do eixo secundário (H3_s)
- 1º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário (Hh1_s)
- 1ª banda lateral do 1º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário (Hb1_s1)
- 2ª banda lateral do 1º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário (Hb2_s1)
- 3ª banda lateral do 1º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário (Hb3_s1)
- 4ª banda lateral do 1º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário (Hb4_s1)
- 2º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário (Hh2_s)
- 1ª banda lateral do 2º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário (Hb1_s2)
- 2ª banda lateral do 2º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário (Hb2_s2)
- 3ª banda lateral do 2º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário (Hb3_s2)
- 4ª banda lateral do 2º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário (Hb4_s2)
- 3º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário (Hh3_s)

- 1ª banda lateral do 3º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário (Hb1_s3)
- 2ª banda lateral do 3º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário (Hb2_s3)
- 3ª banda lateral do 3º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário (Hb3_s3)
- 4ª banda lateral do 3º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário (Hb4_s3)

Em função dos parâmetros escolhidos há a necessidade de se determinar com precisão a velocidade de rotação dos eixos primário e secundário, uma vez que a mesma é responsável pelo sucesso do uso das técnicas de demodulação na identificação de falhas em câmbios (Pena, 2003).

O procedimento de análise consistirá de:

- Análise visual de gráficos boxplot com os sinais de câmbios bons e ruidosos para a definição inicial dos melhores sintomas vibroacústicos a serem utilizados como critério para recusa de câmbios no quesito rumorosidade (Pena, 2003).
- Comparação, via hipótese nula, de médias dos conjuntos de dados oriundos de câmbios bons e ruins para a escolha dos melhores parâmetros de vibração e ruído a serem utilizados como sintoma de rumorosidade de quinta marcha do câmbio sob estudo.
- Utilização de um procedimento de manutenção preditiva baseado em grandes conjuntos de máquinas iguais para a definição dos limites aceitáveis para os sintomas de rumorosidade (Nepumoceno, 1989).
- Cálculo dos sintomas dos sinais de cinco câmbios (quatro câmbios bons e um com rumorosidade de grau médio na quinta) para validação da metodologia proposta.

5.2 – Determinação das Velocidades de Rotação dos Câmbios

O processo de demodulação em amplitude e fase tem grande potencial para ser utilizada em procedimentos de manutenção preditiva envolvendo sistemas de engrenagens. Porém, para que a análise seja confiável, há necessidade de se ter precisão na obtenção da rotação do eixo primário ou secundário do sistema de engrenagens sob estudo (Pena, 2003). Com isso, o sensor de rotação instalado no banco de prova atual, o qual tem uma precisão de ± 600 rpm, não é adequado para os

objetivos deste trabalho.

Para a determinação da rotação com precisão de ± 10 rpm, na fase do ciclo de rotação constante, recorre-se à utilização do Cepstrum da aceleração, segundo o procedimento descrito a seguir:

- 1) Delimitar o sinal em uma região com poucas transientes oriundos do processo de aplicação de cargas e controle de rotação do banco, conforme mostrado na Figura 5.1.

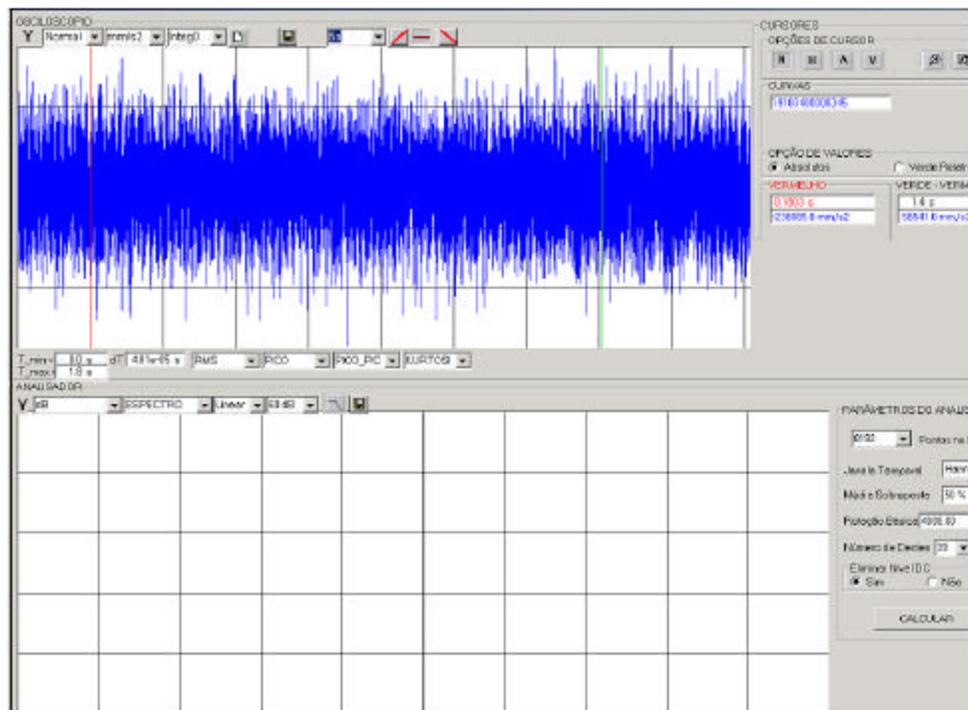


Figura 5.1. Exemplo de sinal de aceleração, no domínio do tempo com rotação constante, para a 5ª marcha de um câmbio bom

- 2) Após delimitar a região de interesse, calcular o espectro (resolução de aproximadamente 2 Hz), conforme está mostrado na Figura 5.2.
- 3) Calcular o Cepstrum (Figura 5.3) e, através do ponto de máximo na região das quefrências de rotação, observar se o valor de velocidade de rotação do primário ou secundário está coerente com os valores médios esperados para o banco. Caso não esteja, é necessário repetir a operação (operações 1,2 e 3)

marcando uma região mais delimitada do sinal no domínio do tempo, distinta da anterior. Valores incoerentes de rotação estão associados às vibrações transientes decorrentes da aplicação dos procedimentos de controle.

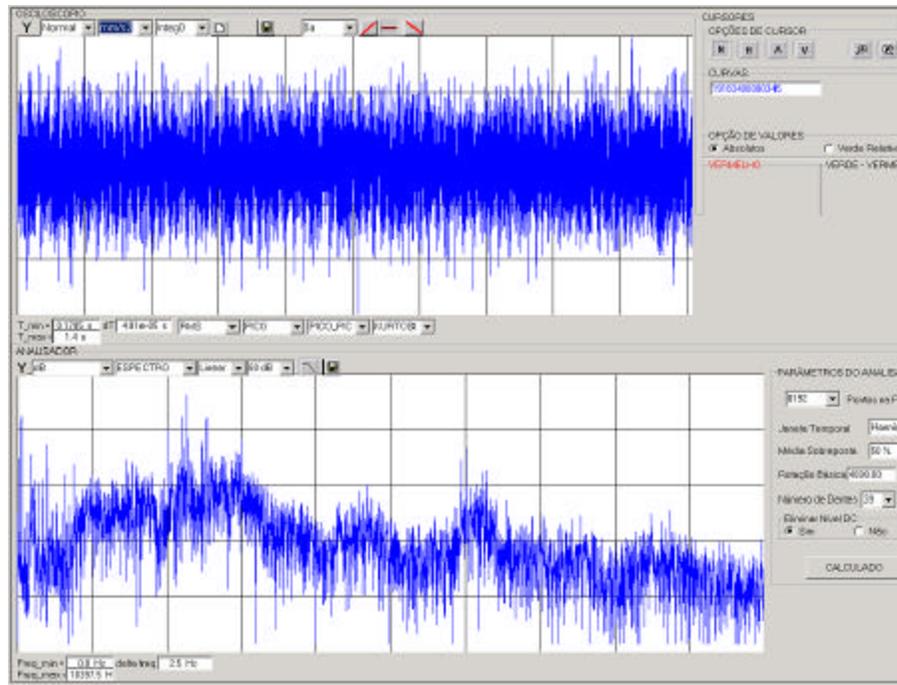


Figura 5.2. Exemplo de sinal de aceleração demarcado no domínio do tempo e respectivo espectro de potência.

Após a etapa 3, tem-se uma precisão de ± 120 rpm na estimativa da velocidade de rotação constante do eixo primário do câmbio (resolução de aproximadamente 2 Hz no espectro de potência). Um aumento na precisão da estimação das velocidades de rotações dos câmbios é obtido realizando-se a demodulação em amplitude e fase (vide Figura 5.4, como exemplo) dos sinais de vibrações em rotações variadas e escolhendo-se a velocidade de rotação que resulte no maior nível médio quadrático para o sinal demodulado. Com este procedimento consegue-se uma precisão igual ao inverso da frequência de aquisição no cômputo do período de rotação (16384 Hz na aquisição dos sinais da quinta marcha, neste trabalho).

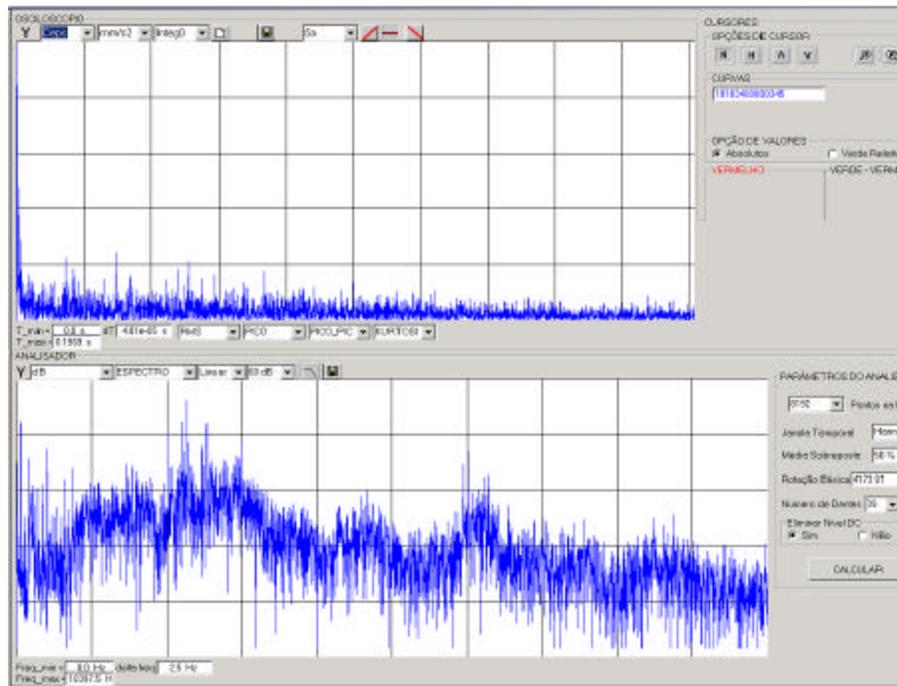


Figura 5.3 Exemplo de Cepstrum (curva superior) calculado, onde se pode observar nitidamente os valores das quefrências relativas às velocidades de rotação do primário e secundário.

Neste trabalho, assumiu-se para o valor de rotação do câmbio, a freqüência que resultasse no valor médio quadrático máximo para o sinal demodulado na vizinhança de ± 120 rpm do valor de rotação estimado via cálculo do Cepstrum. A resolução em freqüência utilizado no procedimento de demodulação em amplitude e fase foi de 10 rpm.

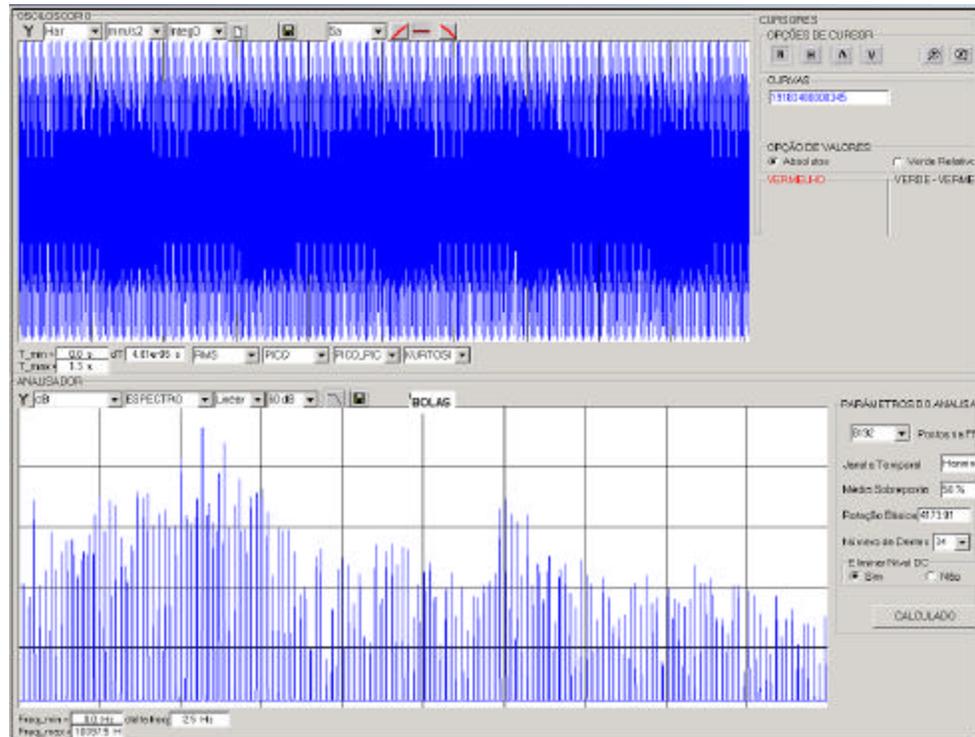


Figura 5.4. Exemplo de sinal de aceleração demodulado em amplitude e fase, nos domínios do tempo (curva superior) e freqüência (curva inferior).

A título de exemplo, na Figura 5.5 é mostrada a curva de valores médios quadráticos do sinal demodulado vs. freqüência de malha para o sinal de aceleração da quinta marcha de um câmbio considerado bom no quesito rumorosidade pelos peritos do banco de prova câmbios. Observa-se que quando a freqüência de rotação coincidir com a freqüência básica utilizada na demodulação, o valor médio quadrático do sinal demodulado será máximo, o que neste exemplo ocorreu para a velocidade de rotação estimada via Cepstrum a qual, neste caso, é de 4146.18 rpm, corroborando a precisão do procedimento utilizado.

Deve-se ressaltar que a grande preocupação com a velocidade de rotação é pelo fato de que as freqüências de rotação do eixo primário estão nas proximidades de 60 Hz para a rotação constante da primeira, segunda, terceira, quarta e quinta marcha. Em função disto, a validação do procedimento proposto foi feita a partir da comparação dos valores estimados com os valores medidos utilizando transformadas de Choy Willians (resolução em freqüência de 0,25 Hz) dos sinais de aceleração dos câmbios estudados. A título de exemplo, na Figura 5.6 é mostrada a curva tempo-

freqüência dos sinais de aceleração medidos no ciclo da primeira marcha, onde se pode observar todas as fases do ciclo prova da primeira marcha.

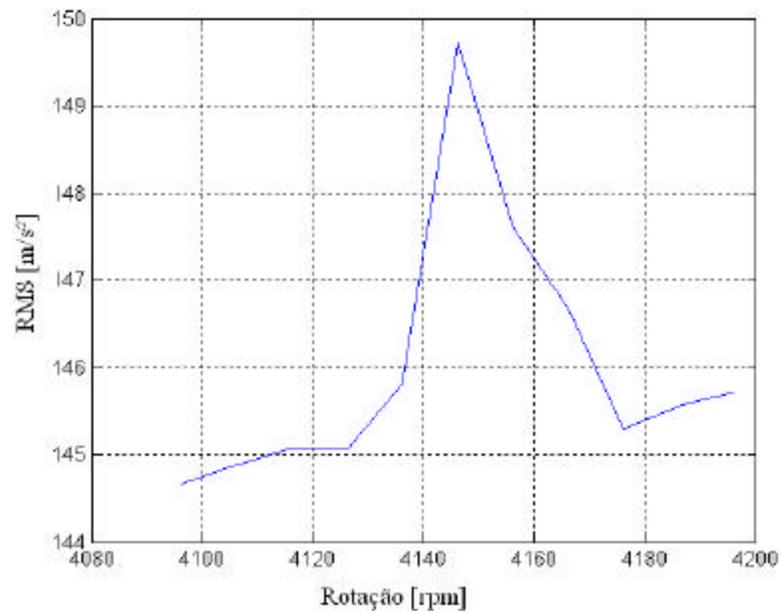


Figura 5.5. Valor médio quadrático do sinal demodulado em função da rotação.

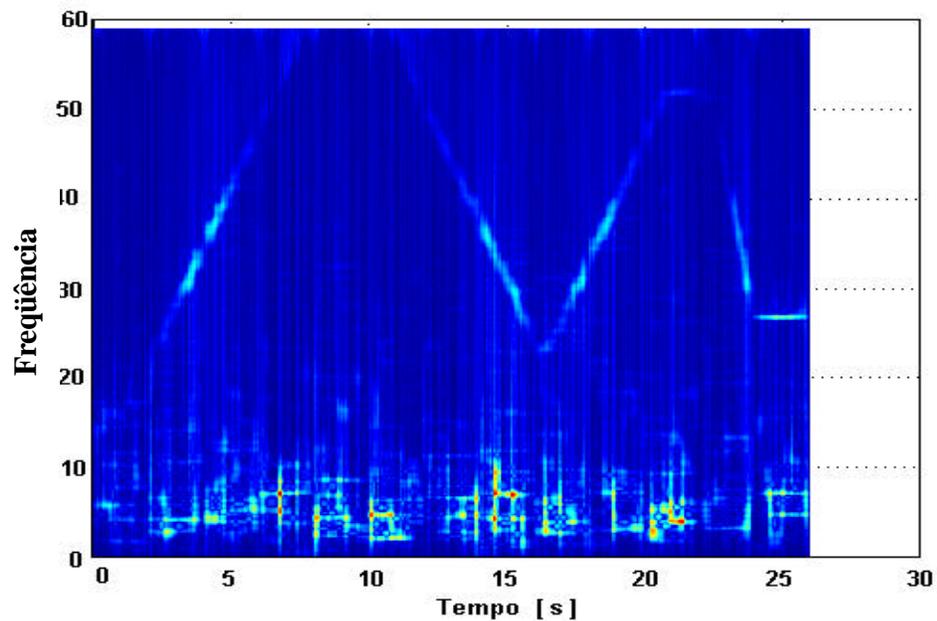


Figura 5.6. Exemplo de um gráfico tempo-freqüência dos sinais de aceleração de um câmbio testado no banco de prova (primeira marcha).

Finalmente, numa análise de repetibilidade do banco prova para os valores de velocidade de rotação do eixo secundário, na fase constante do ciclo da quinta marcha, utilizando 17 câmbios, taxados como bons no critério rumorosidade, resultou num valor médio igual a 4144,0 rpm e um desvio padrão igual a 28,6 rpm, o que é uma boa demonstração do grau de repetibilidade do banco prova no que diz respeito à velocidade de rotação imposta e do grau de confiabilidade do procedimento proposto para calculá-las.

5.3 – Gráficos Boxplot

Os gráficos boxplot, também conhecidos como diagramas de caixas e bigodes, é uma ferramenta que condensa em um único gráfico, um conjunto grande de informações a respeito da distribuição de um dado conjunto de dados.

A Figura 5.7 mostra um exemplo de gráfico boxplot, onde estão indicados:

1. 1 a linha vermelha indicado o valor da mediana.
2. 2 a linha inferior da caixa indicando o primeiro quartil (25% dos dados estão abaixo desta linha).
3. 3 a linha superior da caixa indicando o terceiro quartil (75% dos dados estão abaixo desta linha).
4. 4 o bigode superior indicando o valor mínimo de dados que é maior do que o primeiro quartil menos uma constante (normalmente 1,5) vezes o comprimento do interquartil (valor da linha 3 menos o valor da linha 2).
5. 5 o bigode inferior indicando o valor máximo de dados que é menor do que o terceiro quartil mais uma constante vezes o comprimento do interquartil.
6. 6 as cruces vermelhas representam os valores de dados que estão fora dos limites dos bigodes.

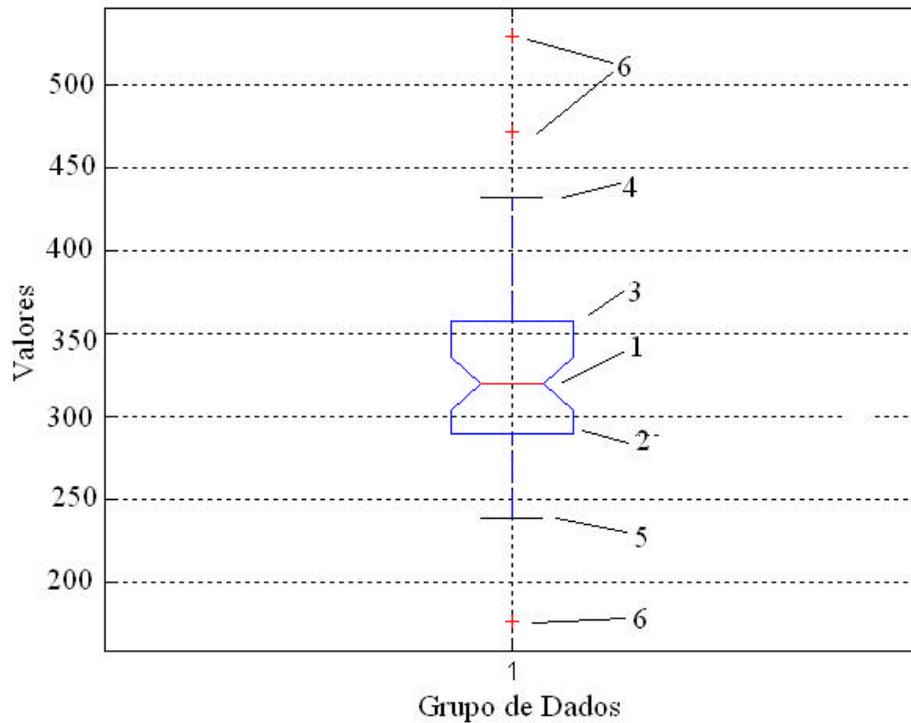


Figura 5.7. Exemplo de um gráfico boxplot com os seus elementos constituintes.

Um gráfico boxplot fornece uma grande quantidade de informações estatísticas para o analista, dentre as quais podem-se ressaltar:

- Uma grande qualidade da mediana, em relação à média, reside no fato de que a mesma é menos sensível a valores extremos, o que é muito útil em análise que envolve dados com grandes dispersões, como é o caso do estudo de sinais oriundos de componentes com defeito.
- A distância entre as linhas do primeiro e terceiro quartil e a mediana dá uma idéia sobre o nível de achatamento da distribuição.
- A diferença entre os comprimentos das caixas superior e inferior é um indicativo da assimetria da distribuição.
- A distância entre os bigodes e a mediana é um indicativo das “excursões fora da média” do grupo de dados.
- As cruces estão normalmente relacionados problemas na aquisição dos dados.

Para montar o critério de seleção dos sintomas indicativos de anomalias em

câmbios via boxplot, primeira etapa, os sintomas vibroacústicos foram classificados de acordo com três características básicas:

⇒ A mediana dos sintomas dos câmbios ruins deve estar acima da mediana dos sintomas dos câmbios bons

⇒ O primeiro quartil dos sintomas de câmbios ruins deve estar próximo à mediana, visando minimizar a probabilidade de um câmbio com problema de rumorosidade ser aprovado.

⇒ O terceiro quartil dos sintomas dos câmbios bons deve estar próximo da mediana, de forma a evitar que um câmbio bom no critério rumorosidade seja recusado na sala prova.

Não há problemas se o primeiro quartil dos sintomas dos câmbios bons, ou o terceiro quartil dos sintomas dos câmbios ruins, estiverem distantes da mediana.

5.4 - Comparação de Grupos

Visando realizar a segunda etapa de seleção dos parâmetros indicativos de falhas em câmbios utilizou-se um Teste de Hipótese Nula (Diamond, 1989) para a comparação dos valores médios dos sintomas de ambas as categorias de câmbios, a primeira categoria composta pelos sintomas dos câmbios bons e a segunda formada pelo sintomas dos câmbios ruins. A hipótese assumida é a de que as médias das duas categorias são iguais e as diferenças observadas entre elas são oriundas exclusivamente de erros aleatórios.

Demonstra-se que t_0 , calculado pela Equação 5.1, tem uma distribuição t de Student, cujo número de graus de liberdade é calculado pela Equação 5.2.

Admitindo-se um nível alto de confiança α para o teste (90%), caso o valor calculado para t_0 seja maior do que $t_{\alpha,v}$ ($t_0 / t_{\alpha,v} > 1$), a hipótese é recusada e conclui-se que as duas médias pertencem a grupos estatísticos distintos. Por conseguinte, tem-se que o parâmetro analisado pode ser taxado como melhor indicativo de rumorosidade em câmbios.

$$t_0 = \frac{|\bar{x}_1 - \bar{x}_2|}{\sqrt{\frac{s_1^2}{n_1} + \frac{s_2^2}{n_2}}} \quad (5.1)$$

$$v = \frac{\left[\left(\frac{s_1^2}{n_1} \right) + \left(\frac{s_2^2}{n_2} \right) \right]^2}{\frac{\left(\frac{s_1^2}{n_1} \right)^2}{n_1 + 1} + \frac{\left(\frac{s_2^2}{n_2} \right)^2}{n_2 + 1}} - 2 \quad (5.2)$$

onde:

\bar{x}_1 e \bar{x}_2 são as estimativas das médias dos grupos 1 e 2, respectivamente.

s_1^2 e s_2^2 são as estimativas das variâncias dos grupos 1 e 2, respectivamente.

n_1 e n_2 são os números de elementos (dados) dos grupos 1 e 2, respectivamente.

5.5 - Definição dos Limites Aceitáveis para os Sintomas de Ruído.

Após a seleção dos melhores parâmetros para detectar falhas nos câmbios, a próxima etapa é determinar os valores máximos admissíveis para que um câmbio seja aceito no critério de rumorosidade. Como existem sintomas relacionados com a indicação de defeitos em câmbios e um número significativo de câmbios testados, o critério utilizado neste trabalho, objetivando fixar valores limites para os sintomas de rumorosidade, basear-se-á em uma metodologia estatística para fixação do valor limite das vibrações visando o diagnóstico de máquinas (Nepomuceno, 1989).

Genericamente, há três maneiras de se fixar o valor limite do sintoma S1 para uma dada máquina arbitrária. Primeiramente, verificam-se quais os valores padronizados internacional ou regionalmente. Uma segunda opção, consiste em executar um diagnóstico experimental ativo, pelo qual uma dada máquina ou equipamento tem seu sintoma vibro-acústico medido e o valor limite extrapolado com base nos valores observados. Vale ressaltar que esta segunda opção apresenta

custos excessivos, não somente em termos de tempo gastos, como também em perda de produção, tornando-a raramente utilizada para o estabelecimento de valores limites em programas de manutenção preditiva. A terceira possibilidade consiste em executar experimentações passivas. A base do experimento passivo consiste em observar os sintomas de um grande número de máquinas, $N \gg 1$, operando normalmente, sem conhecer qual o estado real das mesmas, mas admitindo uma distribuição uniforme no estado de todas. Os resultados de tal experimento passivo podem ser utilizados como dados estatísticos para o grupo de máquinas sob observação para uma tomada de posição em base à teoria estatística de decisão, fixando com isso, um valor limite do sintoma S_1 . O processo é de interferência estatística efetiva. Resumidamente, utilizam-se os dados dos sintomas de máquinas admitidas como em condições de funcionamento satisfatórias, visando obter uma inferência a respeito de seu possível rompimento. Esta inferência e a fixação do valor limite do sintoma é perfeitamente possível somente através do processamento estatístico dos dados observados.

De um modo geral, o método estatístico fornece duas maneiras de determinar o valor limite superior do sintoma vibratório. O primeiro método, método de Dabrowski, estabelece o valor limite de S_1 como sendo aquele cuja probabilidade de exceder $P(S > S_1)$ é menor ou igual a um nível baixo a (ver Equação 5.3).

$$P(S \geq S_1) \leq a \quad (5.3)$$

Há uma outra possibilidade de se determinar o valor de S_1 , a partir de dados experimentais. Esta possibilidade baseia-se na teoria da decisão estatística, método de Neuman-Pearson, o qual exige tão somente que se conheça a densidade de probabilidade do sintoma vibratório, $p(S)$. Segundo este método, a probabilidade de ruptura, ou interrupção, é minimizada a um nível A , estabelecido a priori, dispensando reparos e providências desnecessárias.

Pode-se escrever a expressão de Neuman-Pearson, a qual estabelece o valor limite do sintoma, S_1 , pela Equação 5.4, onde P_g é a probabilidade de desempenho satisfatório.

$$A = P_g \int_{S_L}^{\infty} p(S) ds \quad (5.4)$$

A probabilidade de execução de reparos desnecessários depende do nível da falha, ou da probabilidade de condições defeituosas P_f , para um dado grupo de máquinas e pode ser representada pela Equação 5.5.

$$A = k.P_f = k(1 - P_g) \quad (5.5)$$

Na Equação 5.5, k é o coeficiente de segurança, ou de reserva, o qual varia de 1 a 3 para falhas comuns, e 3 a 10 para falhas com conseqüências graves.

Conhecida a densidade da probabilidade do sintoma S para máquinas em condições satisfatórias de operação $p(S)$, pode-se calcular a distribuição de seus parâmetros estatísticos, tais como, o valor médio do sintoma (Equação 5.6) e seu desvio padrão (Equação 5.7)

$$\bar{S} = \int S.p(S).dS \quad (5.6)$$

$$\sigma_S = \left[\int (S - \bar{S})^2 . p(S).dS \right]^{1/2} \quad (5.7)$$

Caso a distribuição $p(S)$ não seja conhecida, calculam-se seus parâmetros por meio de dados obtidos num grupo qualquer de máquinas ou numa população arbitrária através das Equações 5.8 e 5.9.

$$S = \frac{1}{N} \cdot \sum_1^N S_n \quad (5.8)$$

$$\sigma_S = \left[\sum_1^N \frac{1}{N-1} (S_n - S)^2 \right]^{1/2} \quad (5.9)$$

Dados os valores acima é possível avaliar o valor limite do sintoma vibratório S_1 , usando-se somente os parâmetros que são finitos e representativos da situação real

do grupo de máquinas em consideração. Para isto, utilizando-se a Equação 5.8, obtém-se a Equação 5.10, onde A é a probabilidade do valor de S1 exceder o valor de S, ou seja, o limite admissível para reparos desnecessários.

$$P_g = \int_{S_L}^{\infty} p(S).dS = P_g.p(S \geq S_1) = A \quad (5.10)$$

A probabilidade residual P_g de desempenho satisfatório, pode ser calculada perfeitamente pela expressão de Chebyshev, ou pela sua generalização, abrangendo variáveis estocásticas e positivas. Tem-se então, que:

$$P(S \geq S_1) \leq \frac{S}{S_1} \quad (5.11)$$

Substituindo-se a Equação 5.11 na Equação 5.10 obtém-se o estimador dado pela Equação 5.12.

$$\left. \begin{aligned} \frac{S_1}{S} &\leq \frac{P_g}{A} = \frac{P_g}{k.P_f} \\ S_1 &\leq \frac{\bar{S}.P_g}{A} \end{aligned} \right\} \quad (5.12)$$

Na Equação 5.12, percebe-se que o valor limite do sintoma S_1 estimado, é diretamente proporcional ao valor médio do sintoma observado para um grupo de máquinas em condições satisfatórias \bar{S} , obtendo-se, portanto, o mesmo nível de desempenho P_g . Conclui-se então que, quanto mais elevado for o padrão da manutenção, tanto mais elevado é escolhido o valor limite S_1 . Logo, sob um dado nível de reparos ou providências desnecessárias (A constante) é de se esperar um aumento do nível de P_g durante a implantação da técnica de diagnóstico. Com isto, será possível estabelecer um valor mais elevado do sintoma vibratório ao longo do tempo.

Considerando que os parâmetros de probabilidade da distribuição não variam

quando as variáveis são centradas, assemelhando-se a um deslocamento da origem, pode-se escrever,

$$\begin{aligned} P(S \geq S_1) &= P(S - \bar{S} \geq S_1 - \bar{S}) \\ S - \bar{S} &> 0 \\ S_1 - \bar{S} &> 0 \end{aligned} \quad (5.13)$$

Substituindo a distância $(S_1 - \bar{S})$ pelo desvio padrão σ_S e tomando um número arbitrário Z , o valor de $P(S_1 - \bar{S})$, de conformidade com a expressão de Chebyshev, pode ser estimado pela Equação 5.14

$$P(S - \bar{S} \geq Z\sigma_S) \leq \frac{1}{2Z^2} \quad (5.14)$$

onde $(S_1 - \bar{S}) = Z \cdot \sigma_S > 0$. Utilizando-se tal valor na expressão de Neuman-Pearson (Equações 5.4 ou 5.10), obtém-se:

$$\frac{S_1}{\bar{S}} \leq 1 + \frac{\sigma_S}{\bar{S}} \cdot \sqrt{\frac{P_g}{2A}} \quad \text{ou} \quad \frac{S_1 - \bar{S}}{\sigma_S} \leq \sqrt{\frac{P_g}{2A}} \quad (5.15)$$

A Equação 5.15 nada mais é do que um novo método de se avaliar o valor limite de S , de maneira mais exata e mais conveniente, resultando em valores menores de S_1 para a mesma relação P_g/A . A aproximação através deste método fornece para o valor limite S_1 do sintoma um número muito mais próximo do valor médio \bar{S} do que aquele obtido pela estimativa segundo a Equação 5.12. Paralelamente, a diferença entre os dois valores, S_1 e \bar{S} , depende do desvio padrão que houver dentro do grupo de máquinas sob observação. O desvio padrão depende de três fatores:

- Variabilidade das condições reais atuais do maquinário o qual constitui o grupo sob observação.
- Diferenças nas cargas que as várias máquinas sofrem durante a sua operação, e

- Interações com o meio ambiente, com suspensão, montagem, etc.

Portanto, caso os dois últimos fatores sejam equivalentes, para a totalidade do grupo sob observação, é perfeitamente possível associar o desvio padrão à probabilidade de falhas, ou seja, $P_f = b \cdot \sigma_S$, onde b é uma constante.

Capítulo 6

RESULTADOS

6.1 – Gráficos Boxplot de Aceleração

Na Figura 6.1 estão apresentados os valores medidos de RMS via aceleração, onde pode-se observar que o valor da mediana dos câmbios ruins está cerca de 31m/s^2 acima da mediana dos câmbios bons. Paralelamente, pode-se notar que o 1º quartil dos câmbios ruins mostra-se bem próximo à mediana e acima do 1º quartil dos câmbios bons, o que inviabiliza a inclusão destes câmbios dentre os bons. Vale ressaltar, no entanto, que há alguns câmbios bons que geram valores de RMS bem acima dos valores normais.

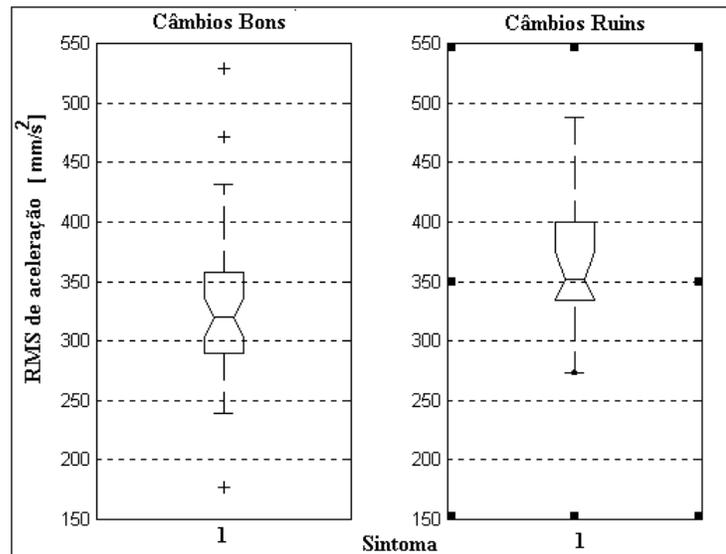


Figura 6.1. Gráficos Boxplot dos valores de RMS de aceleração para câmbios bons e ruins.

Na Figura 6.2 são mostrados os valores de pico medidos via aceleração para os dois grupos de câmbios (bons e ruins).

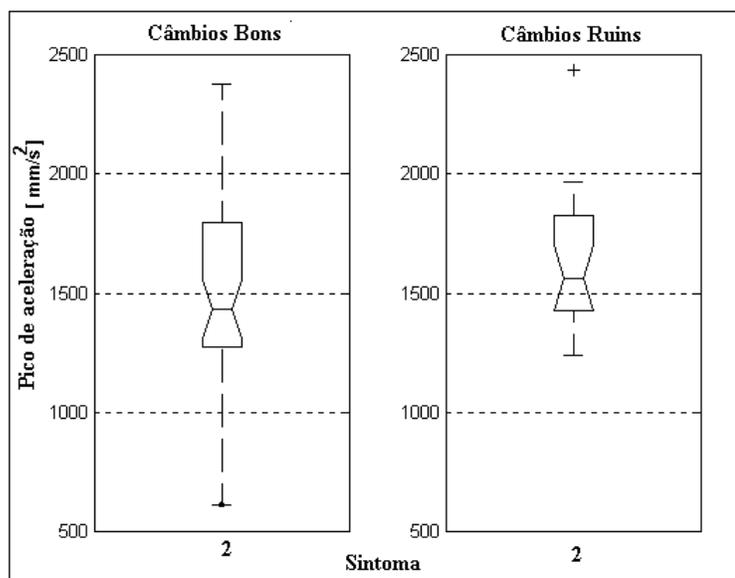


Figura 6.2. Gráficos Boxplot para os valores de pico de aceleração dos câmbios bons e ruins.

Observa-se, na Figura 6.2, que o valor da mediana para os câmbios ruins está $\cong 125\text{m/s}^2$ acima da mediana dos bons. Apesar de o 1º quartil dos câmbios ruins estar próximo à mediana, ocorre algo semelhante com os câmbios bons, diminuindo as chances de se ter porcentagem elevada de câmbios bons dentro do padrão dos ruins. Para os mesmos, nota-se porém, que há uma quantidade considerável de valores além do 3º quartil.

Com relação aos parâmetros Kurtosis, Fator de Crista e valores do Cepstrum nas quefrências correspondentes às velocidades de rotação dos eixos primário e secundário, pode-se observar, na Figura 6.3, que os sintomas 3 (Kurtosis), 4 (fator de crista) e 5 (Cepstrum do primário) dos câmbios bons apresentam pequenas variações em torno da mediana, enquanto o 6º parâmetro (Cepstrum secundário) tem a maioria dos valores acima da mesma, com grande quantidade desses valores fora do padrão. Pequenas variações em torno da mediana também ocorrem para os câmbios ruins, exceto para o sintoma 5, em que há uma grande variação em torno da metade dos eventos. Em todos os sintomas, não há variações significativas entre as medianas dos câmbios bons e ruins.

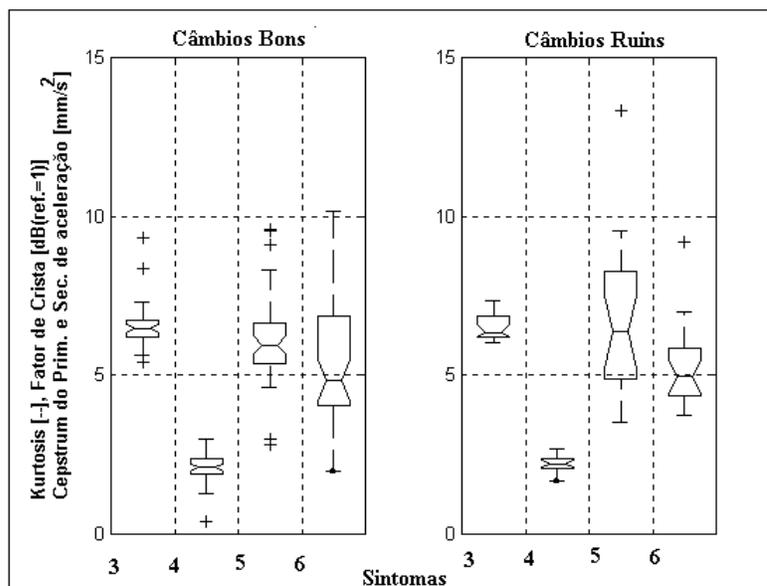


Figura 6.3. Gráfico Boxplot com os valores de Kurtosis, Fator de Crista e Cepstrum dos eixos primário e secundário de aceleração para câmbios bons e ruins.

Na Figura 6.4 estão mostrados os gráficos boxplot dos componentes espectrais de aceleração relativos aos 1^o, 2^o e 3^o harmônicos da frequência de malha, calculados a partir da velocidade de rotação do eixo primário, medidos via aceleração para os dois grupos de câmbios, onde pode-se observar que o valor da mediana dos câmbios ruins é de aproximadamente 5dB acima do valor da mediana dos câmbios bons para o 1^o harmônico e 2dB para o 3^o, enquanto que o 2^o harmônico apresenta valores de medianas aproximadamente iguais para os dois câmbios. Os sintomas 7 (1^o harmônico) e 8 (2^o harmônico) dos câmbios ruins mostram o quão o 1^o quartil está próximo à mediana, diminuindo assim as possibilidades de se ter câmbios ruins classificados como bons.

Na Figura 6.5 são apresentados os valores do 1^o harmônico e quatro bandas laterais do espectro do sinal demodulado para o eixo primário dos sinais de aceleração. Observa-se que o valor da mediana dos câmbios ruins está aproximadamente 5dB acima da mediana dos bons para o 1^o harmônico, 3dB para a 1^a banda lateral, 1,5dB para a 2^a, 7dB para a 3^a e 3dB para a 4^a banda lateral. Apesar de os câmbios bons apresentarem valores de parâmetros que dispersam em relação ao padrão (interquartil), observam-se concentrações significativas dos dados abaixo da mediana, o que explicita a quantidade de câmbios que se enquadra no conceito de câmbios bons. Quanto aos ruins, o 1^o harmônico e as 1^a e 2^a bandas

laterais têm seus 1^{os} quartis próximos aos valores das medianas, com quantidade considerável de câmbios com valores bastante dispersos. Já as outras duas bandas, 3^a e 4^a, apresentam a linha do 1^o quartil distante da mediana para a 3^a banda e grande variação dos valores em torno da mesma, para a 4^a banda.

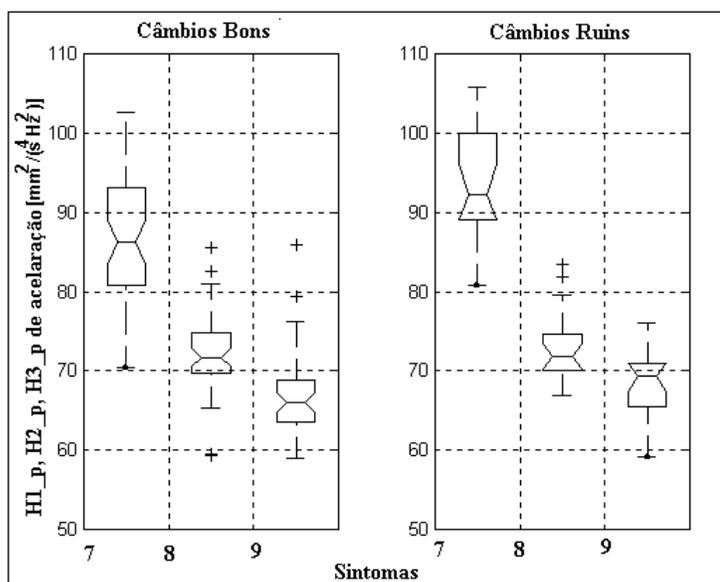


Figura 6.4. Gráfico Boxplot com os valores de 1^o, 2^o e 3^o harmônicos do sinal global do primário de aceleração para câmbios bons e ruins.

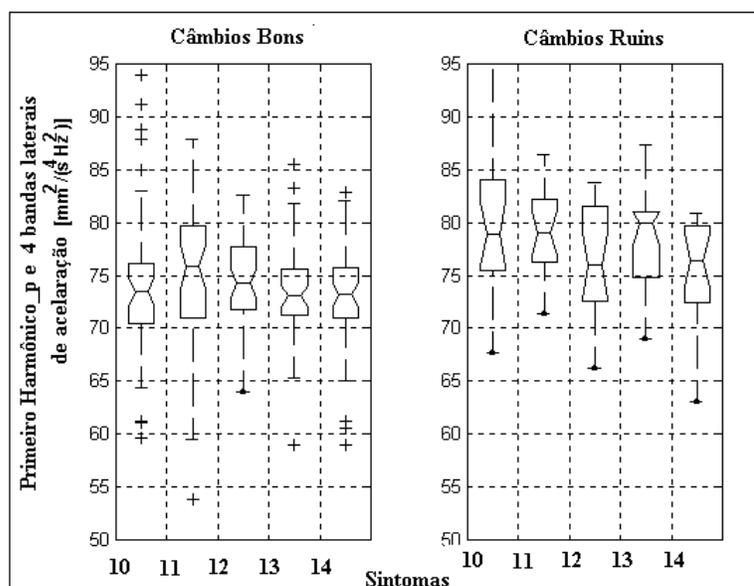


Figura 6.5. Valores de 1^o harmônico do sinal demodulado do primário e respectivas bandas laterais de aceleração para câmbios bons e ruins.

Pode-se observar na Figura 6.6, na qual estão mostrados os gráficos boxplot dos 2º harmônicos e quatro bandas laterais do espectro do sinal demodulado com a frequência de rotação do eixo primário, que o 2º harmônico do sinal demodulado, e respectivas bandas laterais, têm valores de medianas semelhantes entre o grupo de câmbios bons e ruins. Para a maioria dos parâmetros, os câmbios bons têm linhas representando o 1º quartil próximas às linhas representativas das medianas, ocorrendo o contrário com os câmbios ruins. Juntamente com tais características nota-se que os câmbios bons apresentam mais valores dispersos em relação ao que ocorre com os câmbios ruins. Com isso, infere-se, então, que tais sintomas não podem ser indicativos de rumorosidade para o tipo de câmbio estudado.

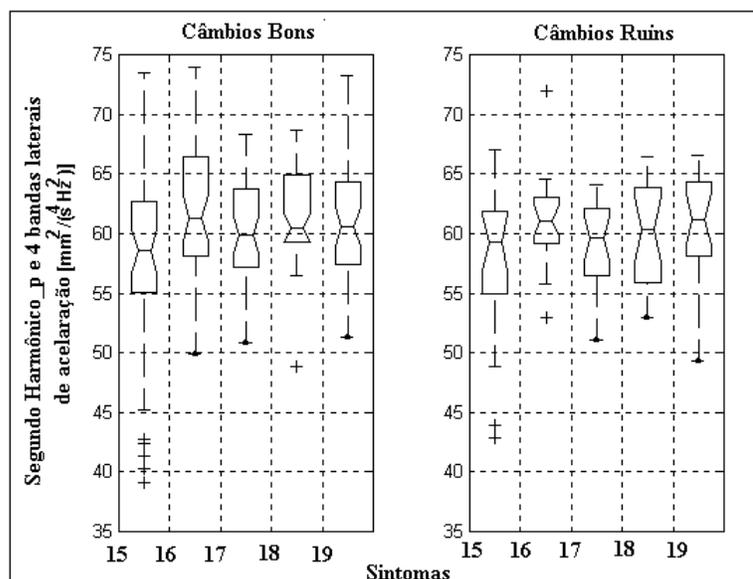


Figura 6.6. Gráfico Boxplot para os valores de 2º harmônico do sinal demodulado do eixo primário e respectivas bandas laterais de aceleração para câmbios bons e ruins.

Na Figura 6.7 estão apresentados os valores para os grupos do 3º harmônico do sinal demodulado para o eixo primário e suas respectivas bandas laterais medidos via aceleração. Observa-se que o valor da mediana dos câmbios ruins é de aproximadamente 4dB maior que o valor da mediana dos câmbios bons para o 3º harmônico e para a 1ª banda lateral correspondente, enquanto as demais bandas têm valores de medianas praticamente iguais entre os grupos de câmbios bons e ruins. Apesar de os câmbios bons apresentarem valores de parâmetros que dispersam em relação ao padrão, os mesmos mostram, também, que há

concentrações significativas dos dados abaixo da mediana, o que ilustra a grande quantidade de câmbios que podem ser taxados como bons. Quanto aos câmbios ruins, as 2ª, 3ª e 4ª bandas laterais têm suas linhas de 1ºs quartis próximas às medianas, inviabilizando a inclusão destes câmbios dentro do padrão de câmbios bons, com exceção dos parâmetros 20 (3º harmônico) e 21 (1ª banda lateral) em que o primeiro possui o 1º quartil à uma distância considerável da mediana e o segundo possui notável variação em torno da mediana.

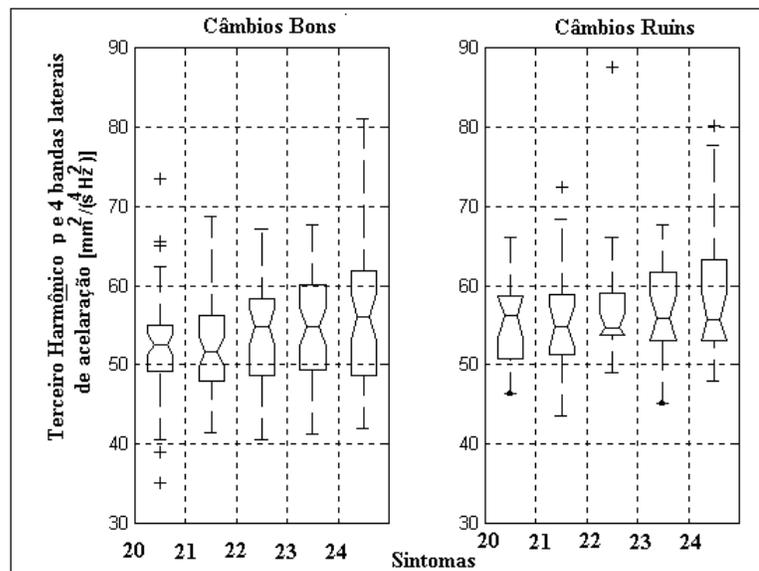


Figura 6.7. Gráficos boxplot com os valores de 3º harmônico do sinal demodulado do primário e respectivas bandas laterais de aceleração para câmbios bons e ruins.

Observa-se, da análise da Figura 6.7, que o valor da mediana dos câmbios ruins é de aproximadamente 4dB maior que o valor da mediana dos câmbios bons para o 3º harmônico e para a 1ª banda lateral correspondente, enquanto as demais bandas têm valores de medianas praticamente iguais entre os grupos de câmbios bons e ruins. Apesar de os câmbios bons apresentarem valores de parâmetros que dispersam em relação ao padrão, os mesmos mostram, também, que há concentrações significativas dos dados abaixo da mediana, o que ilustra a grande quantidade de câmbios que podem ser taxados como bons. Quanto aos câmbios ruins, as 2ª, 3ª e 4ª bandas laterais têm suas linhas de 1ºs quartis próximas às medianas, inviabilizando a inclusão destes câmbios dentro do padrão de câmbios bons, com exceção dos parâmetros 20 (3º harmônico) e 21 (1ª banda lateral) em que

o primeiro possui o 1º quartil à uma distância considerável da mediana e o segundo possui notável variação em torno da mediana.

Na Figura 6.8, estão mostrados os valores espectrais dos 1º, 2º e 3º harmônicos da frequência de malha (espectro de aceleração) obtidos a partir da frequência de rotação do eixo secundário, para os dois tipos de câmbios.

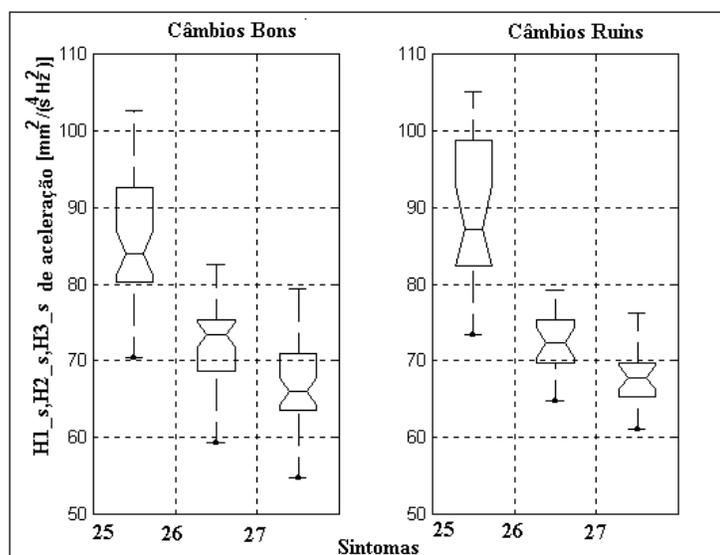


Figura 6.8. Gráficos boxplot para os valores de 1º, 2º e 3º harmônicos do sinal global do eixo secundário de aceleração para câmbios bons e ruins.

Pode-se observar na Figura 6.8 que a linha da mediana do grupo dos câmbios ruins está aproximadamente 3,5 dB acima da linha representativa da mediana dos câmbios bons para o 1º harmônico e 1dB para o 3º, enquanto que o 2º harmônico tem valores de medianas aproximadamente iguais para os dois câmbios. Em relação aos câmbios bons, apenas o 2º harmônico apresenta o 1º quartil distante da mediana, enquanto que o 1º tem cerca de 85 dB de diferença entre o 2º e 3º quartis e o 3º harmônico com 5 dB de diferença. Já os sintomas 26 (2º harmônico) e 27 (3º harmônico) dos câmbios ruins apresentam poucas variações em torno da mediana, enquanto o sintoma 25 possui uma discrepância de 11,5 dB entre mediana e 3º quartil, podendo considerá-lo como sendo um bom parâmetro indicativo de falhas.

Na Figura 6.9 são apresentados os valores do 1º harmônico do sinal demodulado para o eixo secundário e suas respectivas bandas laterais calculados a partir dos sinais de aceleração. Observa-se que o valor da mediana dos câmbios ruins é,

aproximadamente, 3 dB maior que o valor da mediana dos câmbios bons para o 1º harmônico e 3,5 dB para a 1ª banda, enquanto as demais bandas apresentam valores de medianas aproximadamente iguais entre os dois grupos. Outra observação que se pode fazer é a de que os câmbios bons apresentam valores de parâmetros que dispersam em relação ao padrão (interquartil) e mostram que há concentrações significativas dos dados ao redor da mediana para a maioria dos parâmetros, exceto para os sintomas 29 (1ª banda lateral) e 31 (3ª banda lateral), em que este, tem o 1º quartil distante da mediana e aquele, com o 1º quartil próximo à mesma. As 1ª, 2ª e 3ª bandas laterais têm seus 1ºs quartis próximos às medianas para os câmbios ruins, sendo que os parâmetros 28 (1º harmônico) e 32 (4ª banda lateral) mostram o contrário.

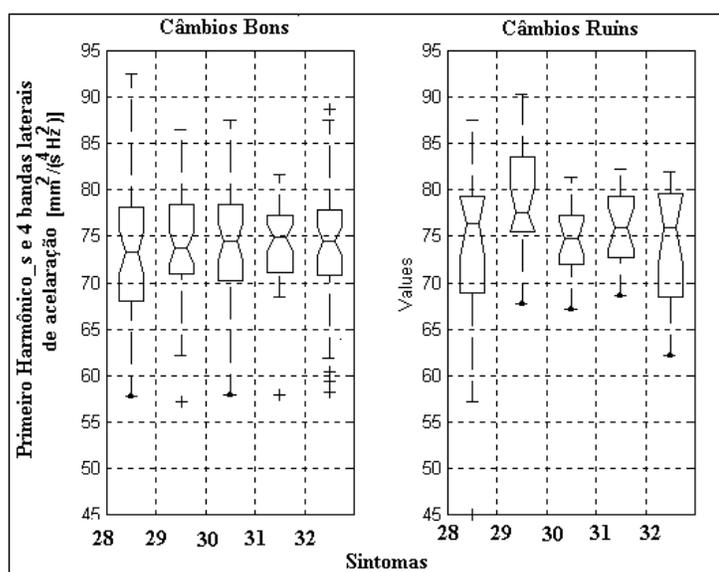


Figura 6.9. Gráficos boxplot com valores do 1º harmônico do sinal demodulado do secundário e respectivas bandas laterais de aceleração para câmbios bons e ruins.

Na figura 6.10 são mostrados os gráficos boxplot para os parâmetros do 2º harmônico do sinal demodulado de aceleração para o eixo secundário.

Na Figura 6.10 pode-se observar que para os sintomas 34 (1ª banda lateral) e 35 (2ª banda lateral) apresentam os valores de medianas aproximadamente iguais entre os grupos de câmbios bons e ruins. O 2º harmônico dos câmbios bons tem 50% dos eventos cerca de 4 dB acima da metade das ocorrências dos ruins, em passo que os 1º e 2º quartis desses câmbios estão distantes entre si, ocorrendo o contrário com o mesmo parâmetro dos câmbios ruins. A 1ª banda lateral dos dois tipos de câmbios,

a 2ª dos bons possuem variações significativas em torno da mediana. Os sintomas 35 (2ª banda lateral) e 36 (3ª banda lateral) dos câmbios ruins têm o 1º quartil próximo à mediana.

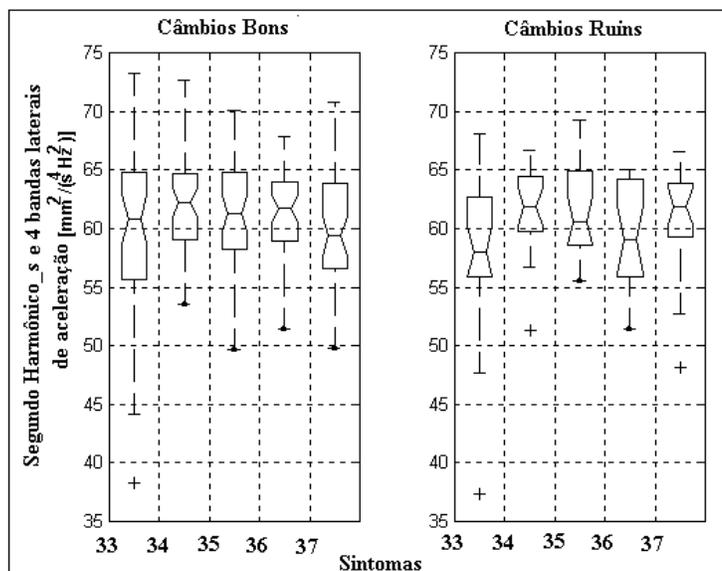


Figura 6.10. Gráficos boxplot para os valores de 2º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário e respectivas bandas laterais de aceleração para câmbios bons e ruins.

A maioria dos parâmetros apresentados na Figura 6.11, conjunto de sintomas do 3º harmônico do sinal demodulado de aceleração do eixo secundário, tem valores de medianas praticamente iguais para as duas categorias de câmbios, exceto para a 4ª banda lateral, a qual apresenta cerca de 2,5 dB de diferença entre as medianas dois tipos câmbios. Pode-se observar que todos os sintomas dos câmbios bons possuem variações consideráveis em torno das medianas. Para os câmbios ruins, os sintomas 38 (3º harmônico) e 39 (1ª banda lateral) possuem os 1ºs quartis distantes das medianas, ocorrendo o oposto para os sintomas 40 (2ª banda lateral) e 41 (3ª banda lateral), lembrando que a 4ª banda lateral possui variações significativas em torno da mediana.

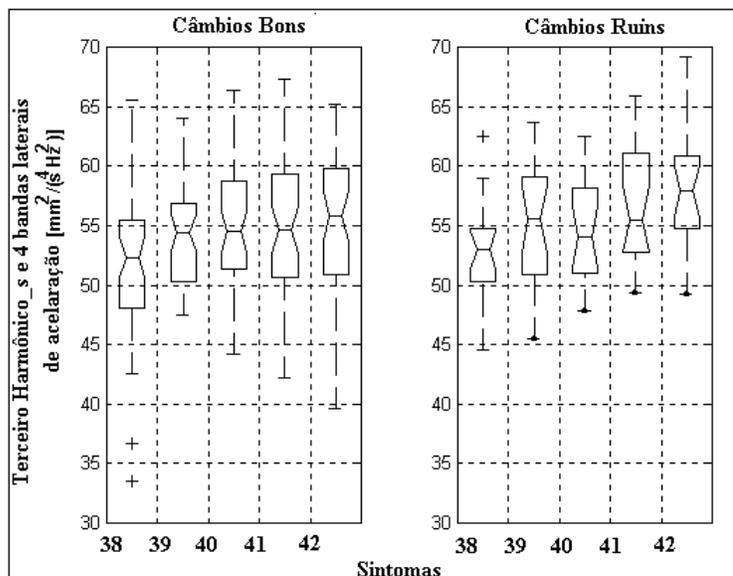


Figura 6.11. Gráficos boxplot para os valores de 3^o harmônico do sinal demodulado do eixo secundário e respectivas bandas laterais de aceleração para câmbios bons e ruins.

6.2 – Gráficos Boxplot de Pressão sonora

A apresentação das figuras com os gráficos boxplot para os parâmetros relativos aos sinais de pressão sonora começa com os sintomas 3 (Kurtosis), 5 (Cepstrum do primário) e 6 (Cepstrum do secundário), uma vez que a utilização dos parâmetros RMS global e Valor de Pico não tem sentido em função da interferência dos níveis de ruído de fundo.

Na Figura 6.12 são mostrados os gráficos boxplot para os parâmetros 3, 5 e 6 dos sinais de pressão sonora, onde pode-se observar que para todos os parâmetros não existe diferença relevante entre os valores das medianas dos câmbios bons e dos ruins. O 3^o e 5^o sintomas de ambas as classes de câmbios possui variações insignificantes ao redor da mediana, enquanto o 6^o parâmetro apresenta variações consideráveis em torno da mesma, com destacável quantidade desses valores fora do padrão.

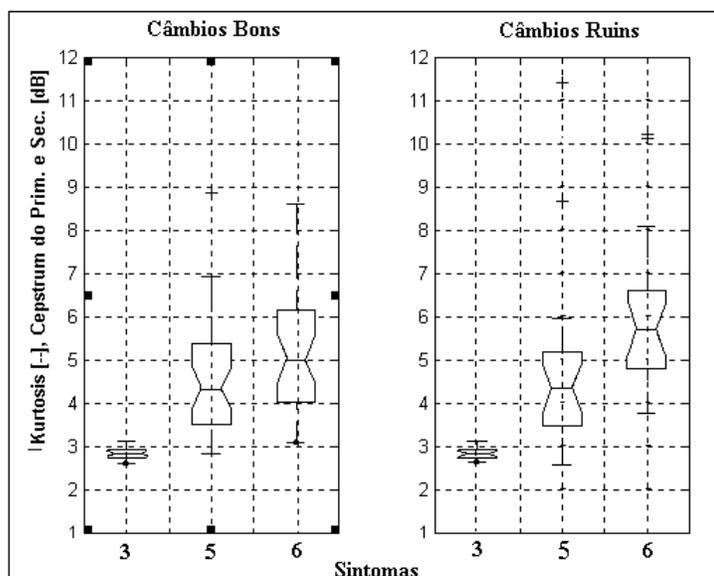


Figura 6.12. Gráficos boxplot para os valores de Kurtosis, cepstrum do primário e secundário de pressão sonora para câmbios bons e ruins.

Na Figura 6.13 estão mostrados os gráficos boxplot com os valores de espectro do 1º, 2º e 3º harmônicos das freqüência de malha, calculadas a partir da freqüência de rotação do eixo primário, para a pressão sonora de ambos os grupos de câmbios.

Pode-se observar na Figura 6.13 que a linha da mediana dos câmbios ruins está aproximadamente 2,5 dB acima da linha dos bons para o 3º harmônico, enquanto que o 1º e o 2º harmônicos apresentam valores de medianas aproximadamente iguais para os dois câmbios. Tanto para câmbios bons como para ruins, os 2º e 3º harmônicos têm os 1ºs quartis próximos à mediana, sabendo que para o 1º harmônico ocorre algo antagônico em relação aos câmbios bons e significativa concentração em torno da mediana para os ruins.

Na Figura 6.14 estão apresentados os valores do 1º harmônico do sinal demodulado para o eixo primário e suas respectivas bandas laterais medidos via pressão sonora. Pode-se observar que para maioria dos parâmetros 50% dos eventos dos câmbios bons ocorrem em nível superior aos 50% dos eventos dos câmbios ruins, exceto para o 1º harmônico e 3ª banda lateral. Paralelamente, nota-se que oscilações significativas em torno da mediana são demasiadamente nítidas para o 1º harmônico, 2ª e 3ª bandas laterais dos câmbios bons, enquanto que os mesmos sintomas para os câmbios ruins, incluindo a 4ª banda, apresentam os 1ºs

quartis distantes da mediana. Com isso, infere-se que tais parâmetros medidos via pressão sonora não podem ser classificados como os melhores indicativos de falhas.

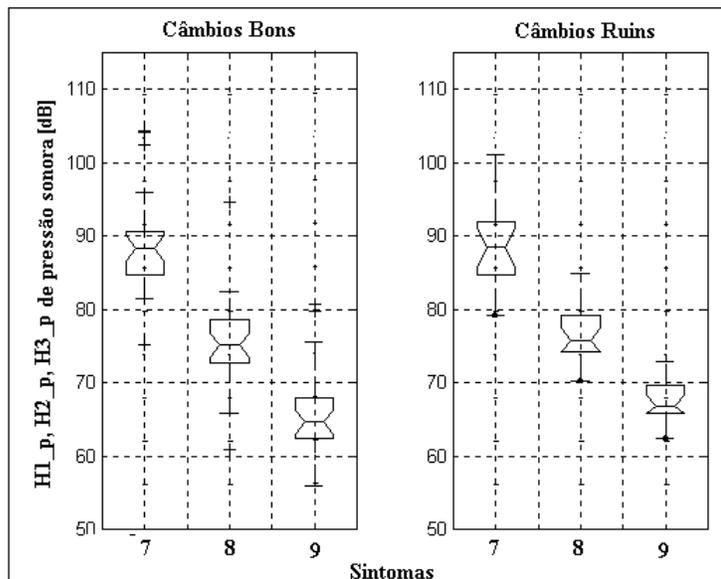


Figura 6.13. Gráficos boxplot para os valores de 1^o, 2^o e 3^o harmônicos do sinal global do eixo primário de pressão sonora para câmbios bons e ruins.

Na Figura 6.15 estão mostrados os gráficos boxplot para o conjunto do 2^o harmônico do sinal demodulado para o eixo primário para os sinais de pressão sonora. Observa-se na figura que o 2^o harmônico do sinal demodulado para o eixo primário e suas respectivas bandas laterais dos sinais de pressão sonora têm como diferença entre as medianas de ambos os grupos de câmbios, bons e ruins, 2,5 dB para o 2^o harmônico, 1,5 dB para a 1^a banda, 2,5 dB para a 2^a e 2 dB para 3^a e 4^a bandas laterais. A metade das ocorrências dos câmbios bons está notavelmente acima do 1^o quartil para os sintomas 15 (2^o harmônico), 16 (1^a banda) e 19 (4^a banda), sendo que para as demais bandas a mediana está próxima ao mesmo. Algo semelhante acontece para os câmbios ruins, com uma mera alteração, a 3^a banda tem 50% das ocorrências consideravelmente acima do 1^o quartil e a 4^a com mediana próxima a este.

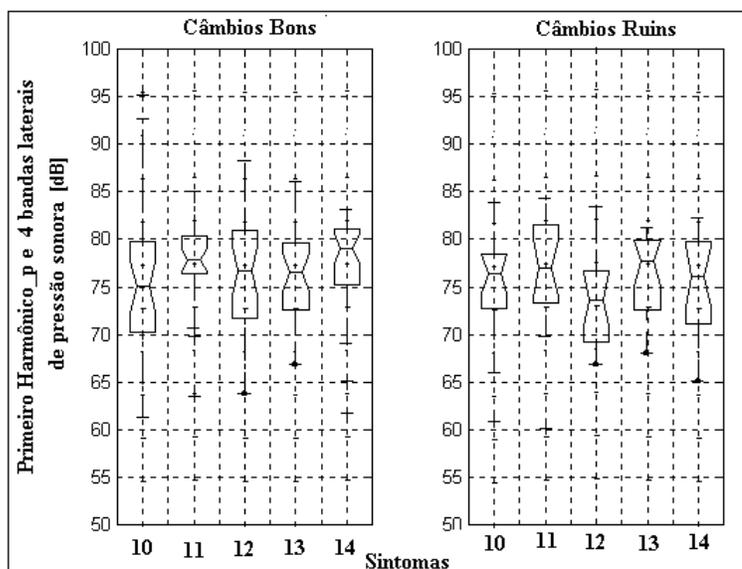


Figura 6.14. Gráficos boxplot com os valores de 1^o harmônico do sinal demodulado do eixo primário e respectivas bandas laterais de pressão sonora para câmbios bons e ruins.

Na Figura 6.16, estão apresentados os gráficos boxplot para os valores do 3^o harmônico do sinal demodulado para o eixo primário e suas respectivas bandas laterais medidos via pressão sonora. Pode-se verificar na Figura 6.16 que para todos os parâmetros apresentados a linha da mediana dos câmbios ruins encontra-se acima das linhas que indicam as medianas dos câmbios bons, sendo que a mínima diferença entre elas é de 1 dB e a máxima de 7 dB. Apesar de os câmbios bons apresentarem grandes variações por volta da mediana e dispersões significativas dos valores em relação ao padrão, os mesmos possuem volumes consideráveis de valores abaixo dos 50% dos eventos, aumentando as chances desses câmbios estarem dentro do gabarito de câmbios aceitáveis. Observa-se, também, que o 1^o quartil da maioria dos parâmetros dos câmbios ruins localiza-se próximo à mediana, elegendo-se tais câmbios como inaptos a serem taxados de bons. Em suma, pode-se considerar que o 3^o harmônico do sinal demodulado para o eixo primário e suas 4 bandas laterais medidas via pressão sonora são bons parâmetros indicativos de anomalias em câmbios.

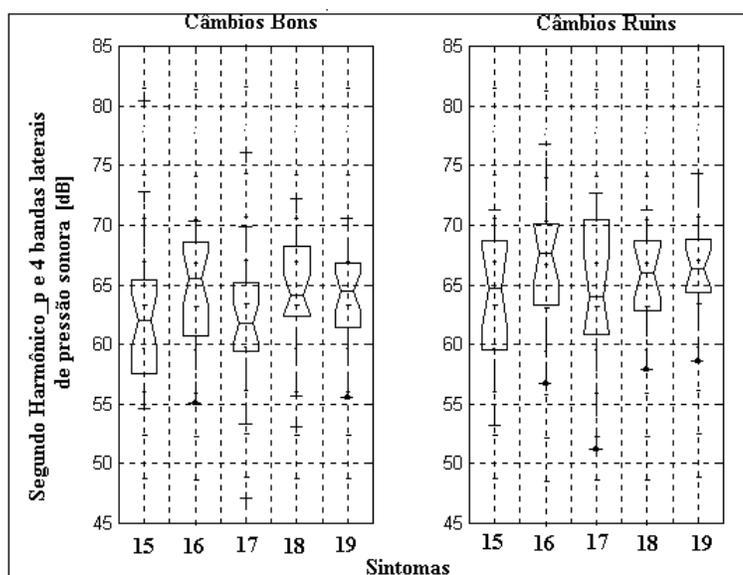


Figura 6.15. Gráficos boxplot para os valores de 2^o harmônico do sinal demodulado do eixo primário e respectivas bandas laterais de pressão sonora para câmbios bons e ruins.

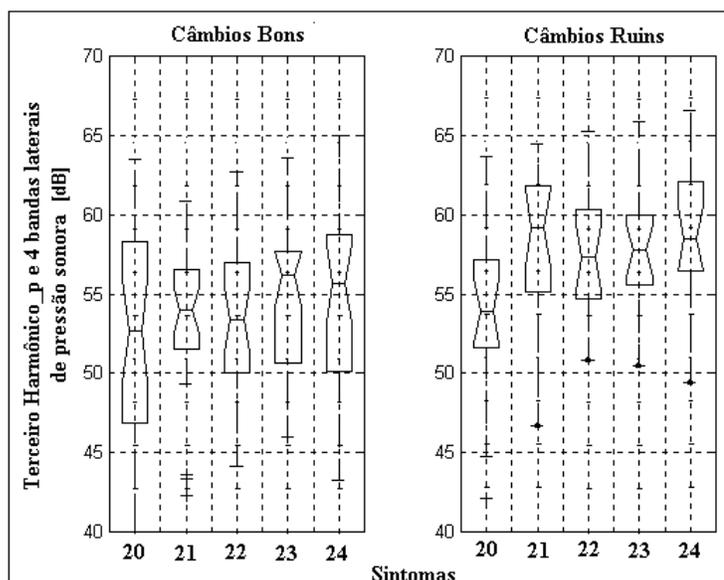


Figura 6.16. Gráficos boxplot com os valores de 3^o harmônico do sinal demodulado do eixo primário e respectivas bandas laterais de pressão sonora para câmbios bons e ruins.

Na Figura 6.17 estão mostrados os valores de 1^o, 2^o e 3^o harmônicos do sinal global do eixo secundário dos sinais de pressão sonora para os dois tipos de câmbios, bons e ruins.

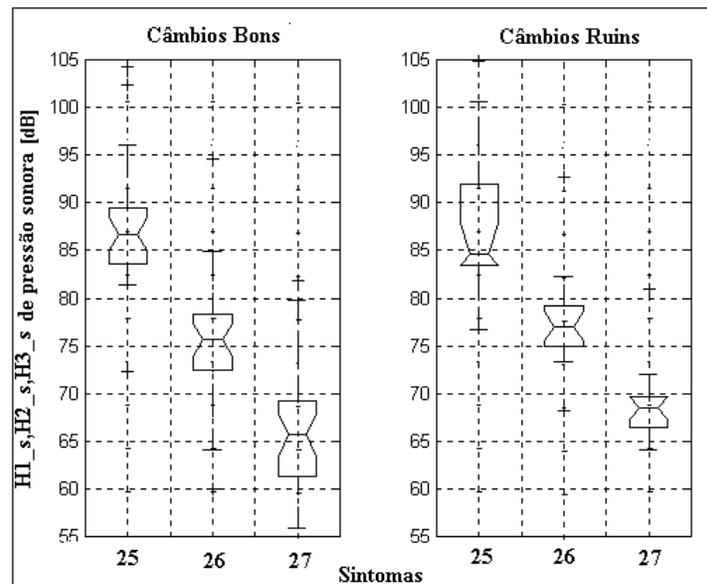


Figura 6.17. Gráficos boxplot com valores de 1º, 2º e 3º harmônicos do sinal global do eixo secundário de pressão sonora para câmbios bons e ruins.

Da análise da Figura 6.17 nota-se que 50% dos eventos do 1º harmônico dos câmbios ruins estão em nível superior ao 1º quartil dos mesmos, encontrando-se, porém, em posição inferior à mediana do 1º harmônico dos câmbios bons. Os demais sintomas dos câmbios ruins têm suas linhas de medianas acima das referentes aos câmbios bons, e apresentam consideráveis variações de seus valores em torno da mediana, como também ocorre com todos os sintomas dos câmbios bons.

Na Figura 6.18 são apresentados os gráficos boxplot com os valores do 1º harmônico do sinal demodulado para o eixo secundário e suas respectivas bandas laterais, medidos via pressão sonora.

Observa-se, na Figura 6.18, que praticamente não há diferenças expressivas entre os valores das medianas de ambos os grupos de câmbios, excetuando-se pelo sintoma 31 (3ª banda lateral). Verifica-se um maior número de sintomas dos câmbios bons com 1ºs e 2ºs quartis distantes entre si, sucedendo-se, no entanto, algo semelhante ocorre com os câmbios ruins. Isso quer dizer que apesar de haver quantidade significativa de câmbios bons enquadrados dentro dos limites aceitáveis de ruído, os ruins também podem estar classificados entre estes.

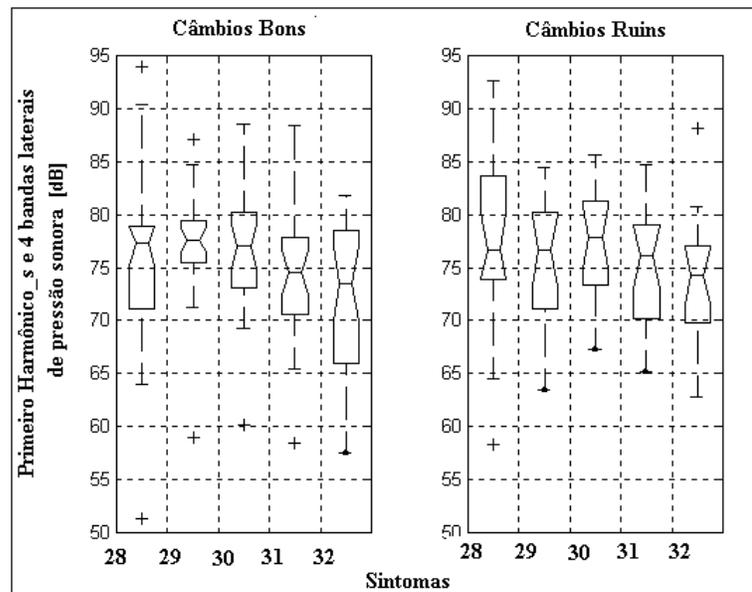


Figura 6.18. Gráficos boxpot com os valores de 1º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário e respectivas bandas laterais de pressão sonora para câmbios bons e ruins.

Na Figura 6.19 são mostrados os gráficos boxplot para os valores de 2º harmônico do sinal demodulado para o eixo secundário e suas respectivas bandas laterais dos sinais de pressão sonora. É fácil observar na figura a diferença existente entre as medianas do grupo de câmbios bons e ruins, numericamente tem-se: 4 dB para o 2º harmônico, 35 dB para a 1ª banda, 2,5 dB para a 2ª e 1 dB para 3ª e 4ª bandas laterais. Observa-se também que a metade das ocorrências dos câmbios ruins está satisfatoriamente acima do 1º quartil para todos os sintomas. Algo semelhante acontece para os câmbios bons, com exceção das 3ª e 4ª bandas laterais.

Os gráficos boxplot com os valores referentes aos conjuntos câmbios bons e ruins do 3º harmônico do sinal de pressão sonora demodulado para o eixo secundário são mostrados na Figura 6.20. A maioria dos parâmetros apresentados na figura têm os valores das medianas dos câmbios ruins superior às dos câmbios bons, tendo dissimilitude mínima de 2 dB e máxima de 5,5 dB. Pode-se observar que para a maioria dos sintomas dos câmbios ruins e metade dos bons têm medianas distantes dos 1ºs quartis, enquanto que para a outra metade de câmbios ruins ocorre o contrário.

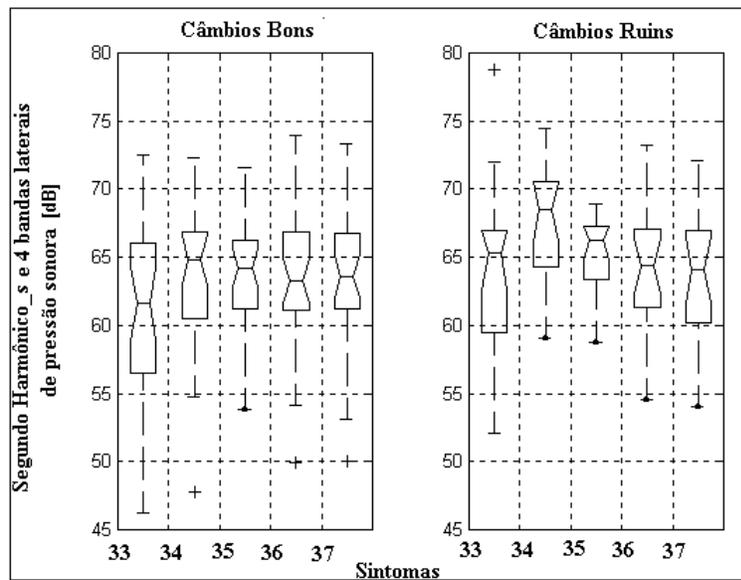


Figura 6.19. Gráficos boxplot com valores de 2º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário e respectivas bandas laterais de pressão sonora para câmbios bons e ruins.

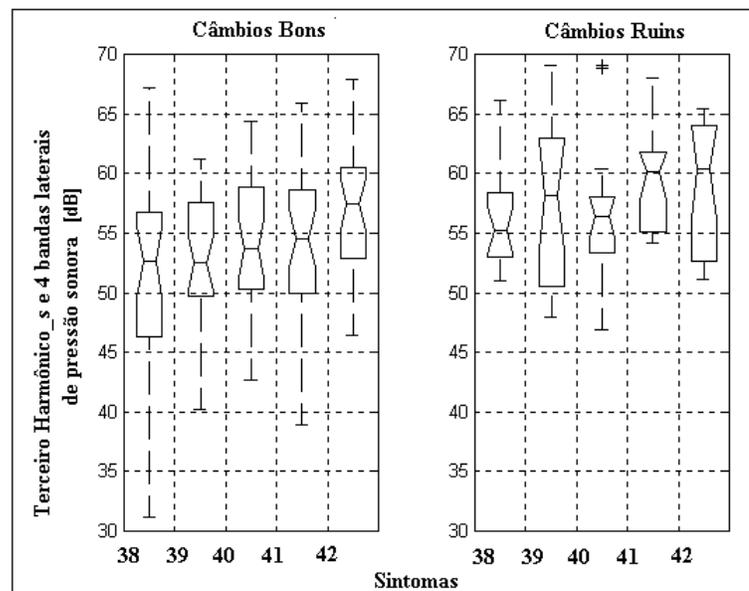


Figura 6.20. Gráficos boxplot com valores de 3º harmônico do sinal demodulado do eixo secundário e respectivas bandas laterais de pressão sonora para câmbios bons e ruins.

6.3 – Gráficos Boxplot Normalizado

Já na Figura 6.21 estão mostrados os gráficos boxplot de valores de pico de aceleração normalizado pelo valores RMS para os dois grupos de câmbios, onde observa-se que 50% dos eventos dos câmbios bons encontra-se em nível aproximadamente equivalente aos 50% das ocorrências dos câmbios ruins. Nota-se que o 1º quartil dos câmbios ruins tem proximidade com a mediana, e esta com a mediana abaixo dos câmbios bons.

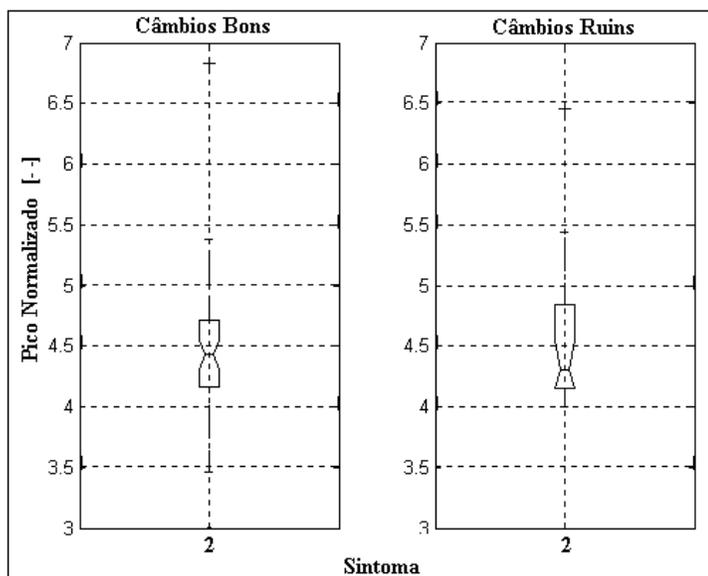


Figura 6.21. Gráficos boxplot com valores de pico normalizado pelo RMS para câmbios bons e ruins.

Nas figuras Figura 6.22 e Figura 6.23 são mostrados, respectivamente, os gráficos boxplot, para os dois grupos de câmbios, com os valores normalizados de cepstrum dos eixos primário e secundário.

Da análise da Figura 6.22 pode-se observar que para as duas categorias de câmbios não há diferença expressiva entre os valores de medianas de ambos os câmbios. Pode-se observar, também, que variações consideráveis se dão em torno da mediana dos câmbios ruins, ocorrendo, no entanto, quantidade significativa de dispersões dos valores de cepstrum normalizado do eixo primário dos câmbios bons, com o 1º quartil dos mesmos situando-se próximo ao 2º quartil. Com isso, rotula-se este sintoma como sendo ineficiente para a percepção de falhas.

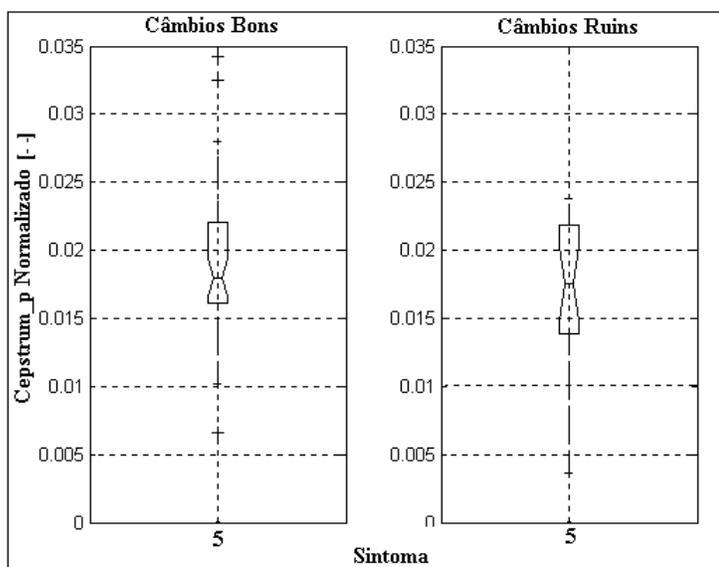


Figura 6.22. Gráficos boxplot com valores de cepstrum do eixo primário normalizado pelo RMS para câmbios bons e ruins.

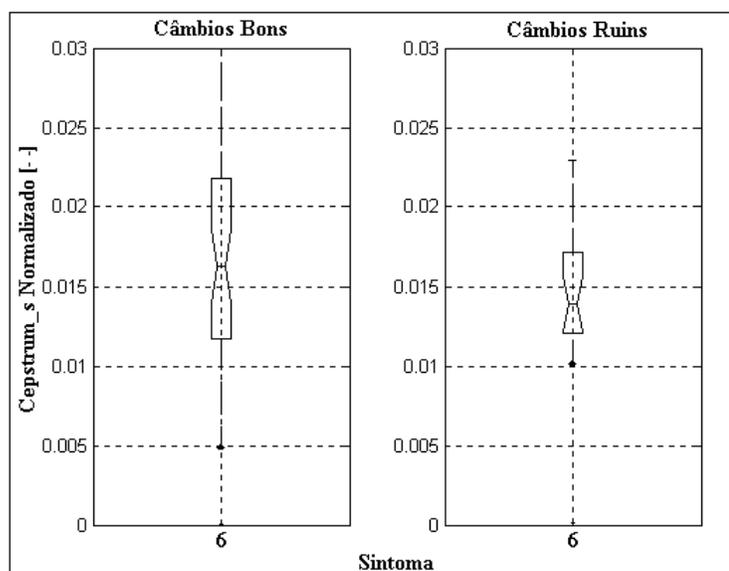


Figura 6.23. Gráficos boxplot com valores de cepstrum do eixo secundário normalizado pelo RMS para câmbios bons e ruins.

A Figura 6.23 ilustra que há uma pequena diferença entre os valores das medianas dos grupos de câmbios bons e ruins. É notável a ocorrência de extensas variações em torno da mediana dos câmbios bons, juntamente com uma soma considerável de dispersões dos valores de cepstrum desses câmbios, ressaltando-se ainda, que o 1º quartil dos câmbios ruins localiza-se próximo aos valores

medianos de cepstrum normalizado dos mesmos. Logo, inviabiliza-se a inclusão deste parâmetro na lista de sintomas indicativos de defeitos em câmbios.

Na Figura 6.24 são mostrados os gráficos boxplot dos valores de 1º, 2º e 3º harmônicos do sinal global do eixo primário normalizados pelo RMS para os dois tipos de câmbios, onde pode-se observar que a linha da mediana dos câmbios ruins está em torno de 6 dB acima da mediana dos câmbios bons para o 1º harmônico e de 3 dB para o 3º harmônico, enquanto que para o 2º harmônico os valores de medianas são aproximadamente iguais para os dois câmbios. Tanto para câmbios bons como para ruins, o 2º harmônico apresenta uma variação de 6% em torno da mediana tendo o 1º quartil próximo à mediana. Já para o 1º harmônico ocorre algo antagônico em relação aos câmbios bons, sendo que os câmbios ruins segue o padrão de escolha preestabelecido: mediana dos ruins bem separada da mediana dos câmbios bons e primeiro quartil bem próximo da mediana, ficando as maiores dispersões para o terceiro quartil.

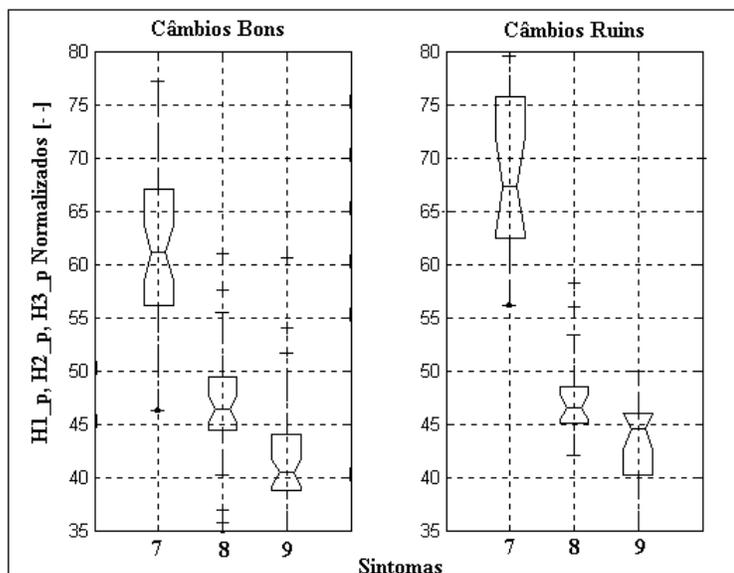


Figura 6.24. Gráficos boxplot para valores de 1º, 2º e 3º harmônicos do sinal global do eixo primário normalizados pelo RMS para câmbios bons e ruins.

Na Figura 6.25 são apresentados os gráficos boxplot com os valores do 1º harmônico do sinal demodulado para o eixo primário e suas respectivas bandas laterais normalizados pelo valor RMS da aceleração. Observa-se, nesta figura, que a maioria dos parâmetros dos câmbios ruins tem valores de medianas acima dos 50% dos eventos dos câmbios bons, sendo a mínima diferença de 2 dB e a máxima de 5

dB. Verifica-se que um maior número de sintomas dos câmbios bons possui variação considerável em torno da mediana, enquanto o 1º harmônico e as duas primeiras bandas laterais dos câmbios ruins apresentam os 1ºs e 2ºs quartis próximos, sendo que as duas últimas bandas têm distâncias significativas entre os dois.

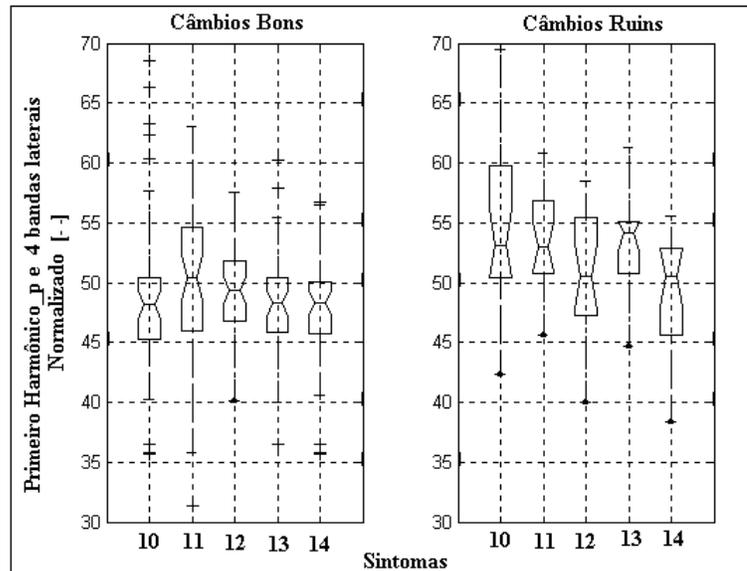


Figura 6.25. Gráficos boxplot com valores de 1º harmônico do sinal demodulado do eixo primário e respectivas bandas laterais normalizados pelo RMS para câmbios bons e ruins.

Nota-se na Figura 6.26, que mostra os gráficos boxplot do conjunto do 2º harmônico do sinal demodulado normalizado para o eixo primário, que ao contrário do conjunto da 1º harmônico não existem grandes distinções entre os valores de medianas de ambos os tipos de câmbios. Verifica-se que para a maioria dos parâmetros dos dois grupos de câmbios ocorrem variações significativas dos valores em torno da mediana. O 1º quartil dos câmbios bons encontra-se próximo à mediana para as 1ª, 2ª e 3ª bandas laterais, ao passo que o 2º harmônico e a 4ª banda lateral apresentam variações significativas dos valores em torno da mediana. Já os câmbios ruins, possuem 50% dos eventos consideravelmente acima do 1º quartil para a 4ª banda lateral, ocorrendo contrário para a 2ª banda lateral. Os demais parâmetros destes câmbios têm notáveis variações por volta da mediana.

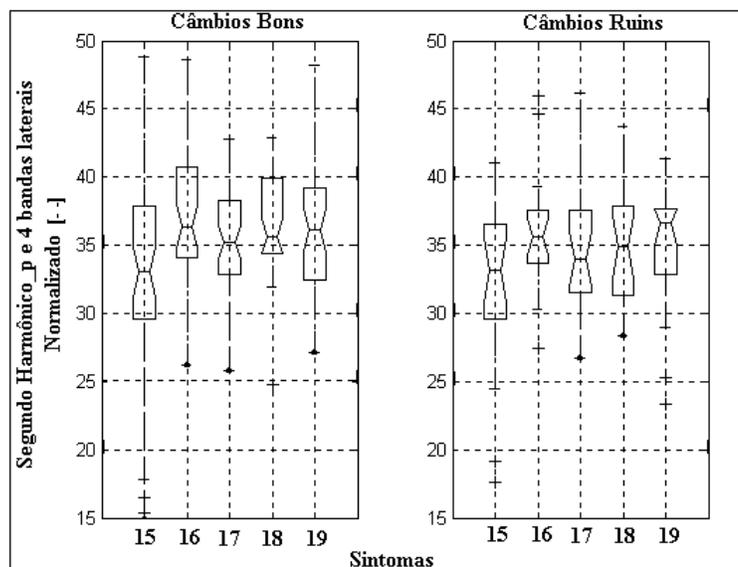


Figura 6.26. Gráficos boxplot para valores de 2^o harmônico do sinal demodulado do eixo primário e respectivas bandas laterais normalizados pelo RMS para câmbios bons e ruins.

Na Figura 6.27 são apresentados os gráficos boxplot com os valores do 3^o harmônico do sinal demodulado para o eixo primário e suas respectivas bandas laterais normalizados pelo RMS. Verifica-se, nos gráficos, que para as três últimas bandas laterais os valores das medianas de ambos os grupos de câmbios são praticamente iguais, ao passo que o 3^o harmônico e sua 1^a banda apresentam valores de medianas diferentes de 5 e 2 dB respectivamente. Nota-se que os câmbios bons apresentaram grandes variações por volta da mediana e dispersões significativas dos valores em relação ao padrão, e todas as bandas laterais dos câmbios ruins têm o 1^o quartil próximo à mediana, com apenas o 3^o harmônico desses câmbios tendo 1^o quartil distante da mediana.

Na Figura 6.28 são mostrados os valores de 1^o, 2^o e 3^o harmônicos do sinal global do eixo secundário normalizados pelo RMS para os dois tipos de câmbios, obtidos a partir da frequência de rotação estimada para o eixo secundário. Observa-se na figura que as linhas representativas das medianas dos câmbios ruins estão aproximadamente 4 dB acima da linha da mediana dos bons para o 1^o harmônico e de 2 dB para o 3^o harmônico, enquanto que para o 2^o harmônico os valores de medianas são aproximadamente iguais para os dois câmbios. Tanto para câmbios bons como para ruins, o 1^o harmônico apresentam o 1^o quartil próximo à mediana e

para os 2^o e 3^o harmônicos ocorrem variações convincentes em torno da mediana dos mesmos.

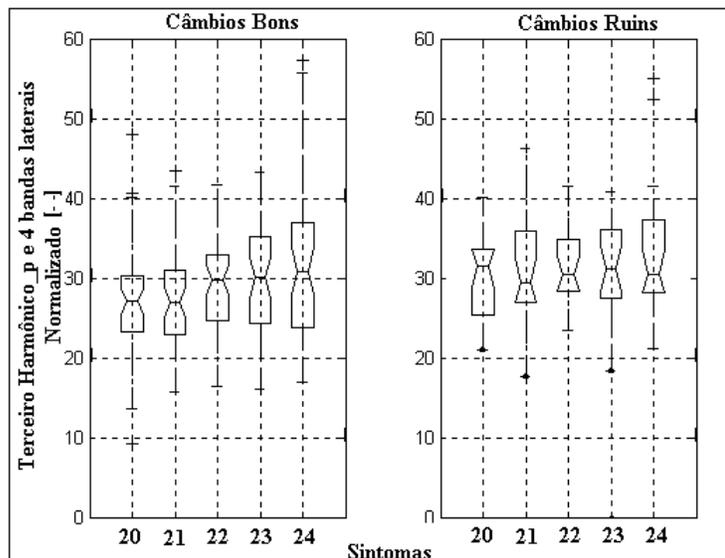


Figura 6.27. Gráficos boxplot com os valores de 3^o harmônico do sinal demodulado do eixo primário e respectivas bandas laterais normalizados pelo RMS para câmbios bons e ruins.

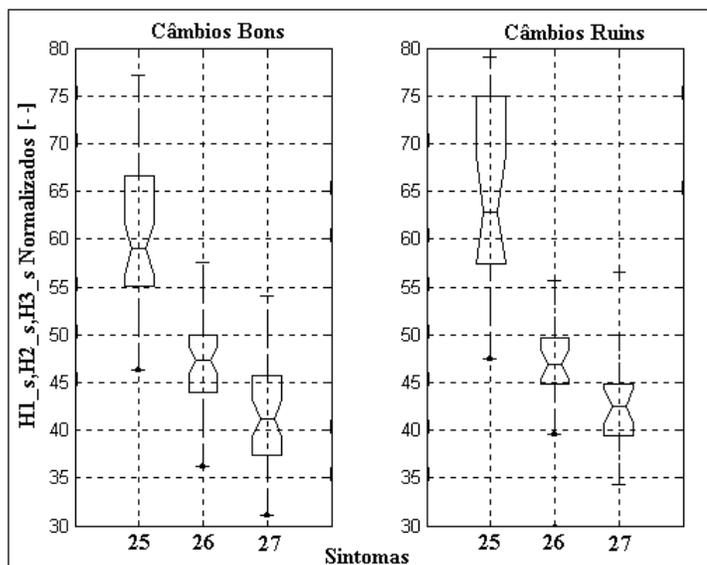


Figura 6.28. Gráficos boxplot para valores de 1^o, 2^o e 3^o harmônicos dos sinal global do secundário normalizados pelo RMS para câmbios bons e ruins.

Na Figura 6.29 são apresentados os gráficos boxplot para os valores do 1^o harmônico do sinal demodulado para o eixo secundário e suas respectivas bandas

laterais normalizados pelo RMS. Observa-se que a maioria dos parâmetros dos câmbios ruins tem valores de medianas acima dos 50% dos eventos dos câmbios bons, sendo a mínima diferença de 1 dB e a máxima de 4 dB. Verifica-se ainda que as três primeiras bandas laterais dos câmbios ruins apresentam os 1^{os} e 2^{os} quartis bem próximos enquanto o 1^o harmônico e a última banda destes quartis estão relativamente distantes entre si. Finalmente, para o 1^o harmônico e 3^a banda dos câmbios bons, a metade das ocorrências destes se dá enfaticamente em nível superior ao 1^o quartil, sucedendo-se o contrário para as 1^a e 4^a bandas.

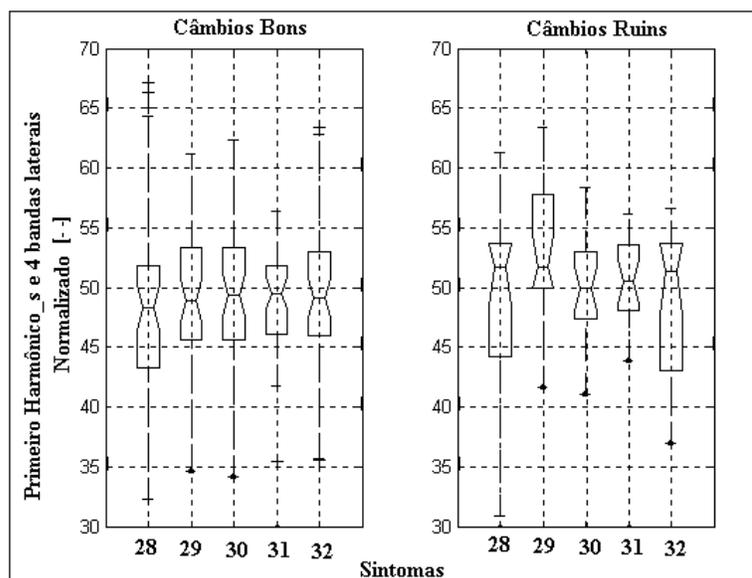


Figura 6.29. Gráficos boxplot com o valores de 1^o harmônico do sinal demodulado do eixo secundário e respectivas bandas laterais normalizados pelo RMS para câmbios bons e ruins.

Na Figura 6.30 são mostrados os gráficos boxplot com os valores de 2^o harmônico, e respectivas bandas laterais, do sinal demodulado para o eixo secundário e normalizados pelos valores RMS de aceleração respectivos. Nota-se na figura que a maioria dos parâmetros tem valores de medianas dos câmbios bons superiores aos valores das medianas respectivas dos câmbios ruins. É de se verificar que todos os sintomas dos câmbios ruins têm 50% dos eventos perto do 1^o quartil, ocorrendo o mesmo para a 4^a banda lateral dos câmbios bons. O 2^o harmônico e as duas primeiras bandas laterais dos câmbios bons apresentam variações significativas em torno da mediana e 3^a banda com metade das ocorrências distante do 1^o quartil.

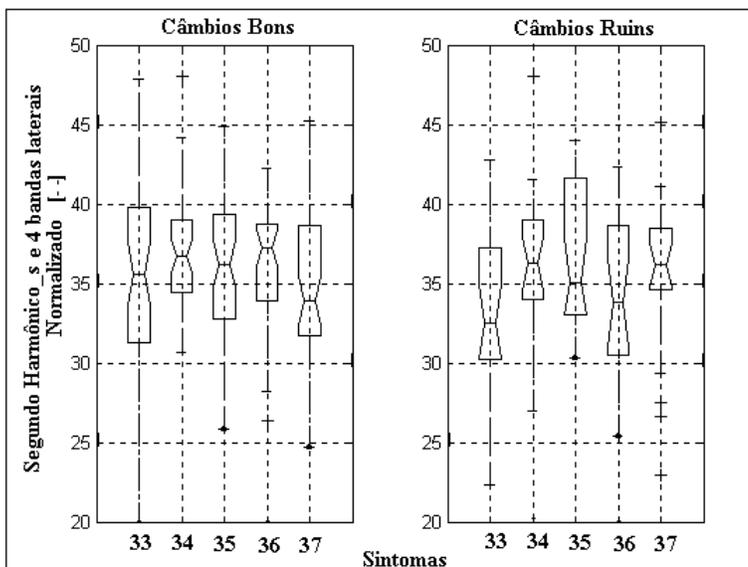


Figura 6.30. Gráficos boxplot com os valores de 2^o harmônico do sinal demodulado do eixo secundário e respectivas bandas laterais normalizados pelo RMS para câmbios bons e ruins.

Na Figura 6.31 são apresentados os valores do 3^o harmônico do sinal demodulado para o eixo secundário e suas respectivas bandas laterais normalizados pelo RMS. Da análise da figura, verifica-se que o 3^o harmônico e sua 2^a banda lateral apresentam as linhas de medianas dos câmbios bons acima dos 50% dos eventos dos câmbios ruins, acontecendo o oposto para as 1^a, 3^a e 4^a bandas laterais. Pode-se observar que os câmbios bons apresentam enfáticas variações por volta da mediana e dispersões significativas dos valores em relação ao padrão, o que também ocorre com a 4^a banda dos câmbios ruins. Para estes, o 3^o harmônico, a 2^a e a 3^a bandas laterais têm o 1^o quartil próximo à mediana, ao passo que a 1^a banda tem o mesmo distante da mediana.

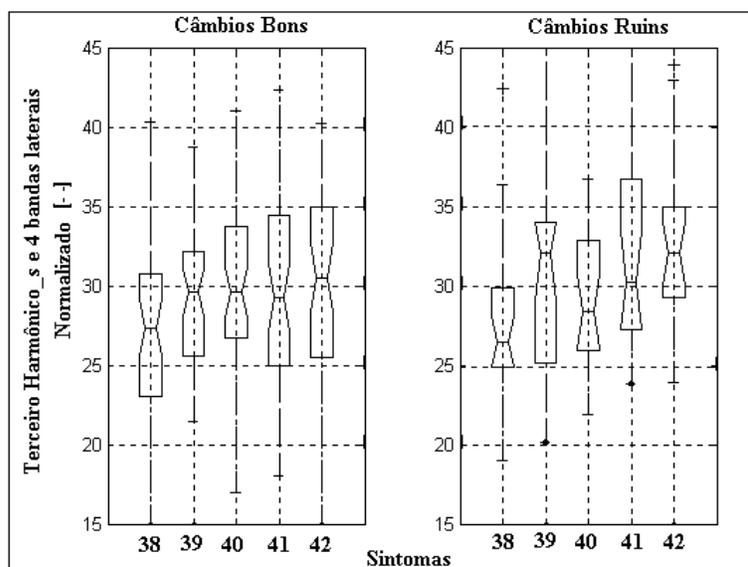


Figura 6.31. Gráficos boxplot com valores de 3^o harmônico do sinal demodulado do eixo secundário e respectivas bandas laterais normalizados pelo RMS para câmbios bons e ruins.

6.4 – Análise dos Resultados

Da análise dos gráficos boxplot, verifica-se que alguns sintomas se destacam em relação aos outros. Atribuindo notas inteiras de 0 a 3 às três características principais desejadas para os parâmetros, construiu-se a Tabela 6.1 a qual mostra as notas alcançadas para os sintomas de aceleração A, pressão sonora P e aceleração normalizada N, respectivamente. A nota relativa à mediana é excludente, ou seja: caso o valor da mediana do grupo câmbio ruim for muito menor do que o valor da mediana do grupo câmbios bons, a nota atribuída ao sintoma será nula.

Tabela 6.1 – Notas de 0 a 9 atribuídas aos sintomas de aceleração A, pressão sonora P e aceleração normalizada N.

Sintoma		Nota			Sintoma		Nota			Sintoma		Nota		
No	Simb.	A	P	N	Nº	Simb.	A	P	N	Nº	Simb.	A	P	N
1	RMS	6	-	-	15	Hh2_p	1	5	2	29	Hb1_s	6	3	6
2	Pico	5	-	0	16	Hb1_p	0	5	0	30	Hb2_s	1	2	4
3	Kurt	5	0	-	17	Hb2_p	3	6	0	31	Hb3_s	3	5	6
4	FC	2	0	-	18	Hb3_p	0	3	0	32	Hb4_s	4	2	4
5	Ceps_p	6	3	1	19	Hb4_p	2	6	3	33	Hh2_s	0	5	3
6	Ceps_s	2	6	0	20	Hh3_p	6	5	5	34	Hb1_s	2	7	5
7	H1_p	7	5	7	21	Hb1_p	5	7	5	35	Hb2_s	1	5	5
8	H2_p	2	3	1	22	Hb2_p	5	6	5	36	Hb3_s	0	2	4
9	H3_p	5	6	5	23	Hb3_p	5	7	5	37	Hb4_s	5	1	5
10	Hh1_p	8	4	8	24	Hb4_p	2	8	5	38	Hh3_s	2	5	0
11	Hb1_p	6	0	5	25	H1_s	6	0	5	39	Hb1_s	5	6	5
12	Hb2_p	5	0	5	26	H2_s	0	5	2	40	Hb2_s	0	5	0
13	Hb3_p	7	4	7	27	H3_s	5	6	4	41	Hb3_s	5	6	2
14	Hb4_p	6	0	5	28	Hh1_s	5	5	5	42	Hb4_s	6	5	5

Dois resultados interessantes podem ser tirados da análise da Tabela 6.1:

1. As notas relacionadas à aceleração e à aceleração normalizada são da mesma ordem de grandeza para a maioria dos sintomas.
2. As notas relacionadas aos parâmetros de pressão sonora só foram significativas para os sinais sincronizados, principalmente para as frequências mais altas, o que é de se esperar, uma vez que há outras fontes sonoras as quais interferem nas medições dos níveis de ruído provocados pelos câmbios em funcionamento no banco de prova.

Objetivando-se determinar os melhores sintomas dentre aqueles que obtiveram notas iguais ou superiores a quatro, o próximo passo foi a comparação das médias dos grupos câmbios bons e câmbios ruins utilizando o teste de hipótese nula para comparação de médias de grupos diferentes. Na Tabela 6.2 são mostradas as razões entre os parâmetros t_0 (Equação 5.1) e $t_{\alpha,\gamma}$ para um nível α de 90% de

confiança e um número de graus de liberdade γ calculado pela Equação 5.2. Na Tabela 6.2, os sufixos numéricos que aparecem nos sintomas de bandas laterais dizem respeito ao harmônico ao qual as bandas laterais pertencem. A marca cinza indica que o sintoma não foi escolhido na análise dos gráficos boxplot.

Tabela 6.2 – Razão entre t_0 e $t_{\alpha,\gamma}$ para os sintomas de aceleração A, de pressão sonora PS e aceleração normalizada N.

RAZÃO				RAZÃO			
SINTOMA	A	P	N	SINTOMA	A	P	N
RMS	1.83	0.34	-	Hb2_p3	1.40	2.07	1.68
PICO	1.18	1.11	-	Hb3_p3	2.91	1.70	1.45
Kurt	1.19	0.02	-	Hb4_p3	1.60	1.55	1.32
Ceps_p	0.86	0.25	-	H1_s	1.13	0.21	0.98
Ceps_s	0.23	1.41	-	H2_s	1.50	0.79	1.32
H1_p	2.45	0.06	2.35	H3_s	2.16	1.49	1.82
H3_p	0.85	1.24	0.54	Hh1_s	0.19	0.61	0.35
Hh1_p	2.56	0.22	2.42	Hb1_s1	2.36	0.87	2.20
Hb1_p1	2.24	0.64	2.05	Hb3_s1	0.59	0.44	0.88
Hb2_p1	1.40	1.51	1.09	Hh2_s	0.81	1.19	1.04
Hb3_p1	2.90	0.22	2.82	Hb1_s2	0.38	2.35	0.81
Hb4_p1	1.60	0.84	1.43	Hb2_s2	0.29	1.09	0.05
Hh2_p	0.11	0.14	0.34	Hb4_s2	0.36	0.12	0.07
Hb1_p2	0.41	1.37	0.75	Hh3_s	1.16	0.10	1.01
Hb2_p2	0.92	0.90	1.43	Hb1_s3	1.05	0.06	0.88
Hb4_p2	0.31	1.53	0.63	Hb2_s3	0.83	0.30	0.64
Hh3_p	1.94	1.11	1.83	Hb3_s3	1.31	0.11	1.14
Hb1_p3	2.56	2.06	1.82	Hb4_s3	1.87	0.33	1.70

Uma vez que a razão $t_0 / t_{\alpha,\gamma}$ for maior do que 1, a hipótese é recusada. Os resultados mostrados na Tabela 6.2 vêm corroborar com os resultados obtidos via boxplot, excetuando-se o conjunto de parâmetros do 3º harmônico demodulado da pressão sonora. Um outro resultado da análise da Tabela 6.2 é o de que em todos os sintomas, o conjunto de aceleração apresentou uma razão $t_0 / t_{\alpha,\gamma}$ maior do que o

de aceleração normalizada, ou seja: não tem sentido, neste trabalho, normalizar os parâmetros de aceleração pelo valor RMS da mesma.

A Tabela 6.3 mostra os parâmetros de aceleração e pressão sonora que serão utilizados para a construção do procedimento passa não passa, no quesito rumorosidade, baseado na análise dos sinais de vibração e ruído dos câmbios testados na sala prova. O peso de cada parâmetro foi escolhido em função da razão $t_0/t_{\alpha,\gamma}$

A Equação 5.15, para o valor limite do sintoma S_i , pode ser reescrita, em função de seu valor médio \bar{S} e respectivo desvio padrão σ_S , na forma da Equação 6.1, onde K é uma constante de proporcionalidade que varia entre 2 e 3, nos procedimentos normais de manutenção preditiva.

$$S_i \leq \bar{S} + K \cdot \sigma_S \quad (6.1)$$

ou:

$$\frac{S_i - \bar{S}}{\sigma_S} = S \leq K$$

onde S é o valor normalizado do sintoma.

Para ser utilizado como um critério de rumorosidade, em que o nível dos defeitos é baixo, há a necessidade de se determinar o melhor valor para K de forma experimental. O procedimento utilizado neste trabalho consistiu em traçar as curvas de nível dos valores dos sintomas para câmbios bons e com quinta rumorosa, mudando-se a escala de cores até obter uma composição de cores que penaliza todos os câmbios ruins, sem penalizar em demasia o conjunto de câmbios bons. Após a análise das curvas de níveis, optou-se por um valor de K igual a 1, o qual resultou nas curvas de níveis mostradas nas figuras Figura 6.32 e Figura 6.33 referentes a um conjunto de câmbios com quinta rumorosa e um conjunto de câmbios sem problemas de rumorosidade, respectivamente. Nas figuras são mostradas as curvas de níveis para os valores normalizados S_n (para $K \geq 1$) para os sintomas de aceleração e pressão sonora listados na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 – Parâmetros de vibração e pressão sonora utilizados para a construção do procedimento passa não passa no quesito rumorosidade.

ACELERAÇÃO			PRESSÃO SONORA		
Nº	Simb.	Peso	Nº	Simb.	Peso
1	RMS	2	20	Ceps_s	1
2	Pico	1	21	H3_p	1
3	Kurt	1	21	Hb1_p2	1
4	H1_p	2	23	Hb4_p2	1
5	Hh1_p	3	24	Hh3_p	1
6	Hb1_p1	2	25	Hb1_p3	2
7	Hb2_p1	1	26	Hb2_p3	2
8	Hb3_p1	3	27	Hb3_p3	2
9	Hb4_p1	2	28	Hb4_p3	1
10	Hh3_p	2	29	H3_s	1
11	Hb1_p3	3	30	Hh2_s	1
12	Hb2_p3	1	31	Hb1_s2	2
13	Hb3_p3	3	32	Hb2_s2	1
14	H1_s	1			
15	H3_s	2			
16	Hb1_s1	2			
17	Hb1_s3	1			
18	Hb3_s3	1			
19	Hb4_s3	2			

Analisando-se a Figura 6.32 observa-se que existem vários sintomas que não foram sensíveis à rumorosidade do grupo quinta rumorosa para $K \geq 1$. Uma vez que o grupo quinta rumorosa utilizado na análise não abrange todas as fontes possíveis de rumorosidade na marcha estudada e os sintomas escolhidos tiveram alguma sensibilidade aos defeitos do grupo câmbio rumoroso, decidiu-se mantê-los como sintomas para a construção do critério passa não passa.

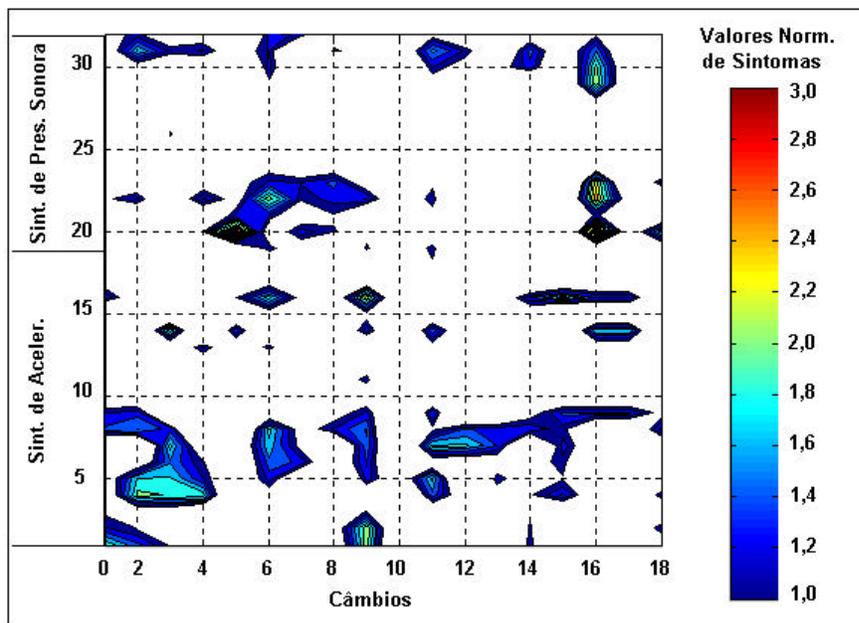


Figura 6.32- Curvas de nível para os sintomas normalizados de aceleração e pressão sonora para os câmbios ruins.

Observa-se na Figura 6.33 que existem vários valores normalizados de sintomas maiores do que 1 para os câmbios dois e nove, principalmente para este último. Na Figura 6.34 são mostradas as curvas de Nível de Pressão Sonora NPS, em função da frequência, para o câmbio nove e um câmbio bom padrão nas cores vermelha e azul, respectivamente. Os sinais de pressão sonora utilizados para a confecção do gráfico foram adquiridos na etapa de rotação constante do ciclo da quinta marcha. Pode-se observar, da análise da figura, que existe uma diferença de até 10 dBA nas regiões do primeiro e segundo harmônicos da frequência de malha da quinta marcha, o que inviabilizaria a colocação dos dados deste câmbio no grupo dos câmbios bons.

Durante suas pesquisas para a construção das máscaras passa não passa, no quesito rumorosidade da sala prova câmbios, via análise espectral de sinais de vibração e ruído, Duarte et al (Duarte et al, 1998) concluiu-se que para a determinação de um número único para ser utilizado como critério de aprovação de câmbios deveria constituir de uma combinação do número de sintomas normalizados maiores do que um, maiores do que dois e maiores do que três, ou seja: um câmbio deve ser recusado caso ele tenha vários valores de sintomas maiores do que a unidade ou alguns sintomas maiores do que três.

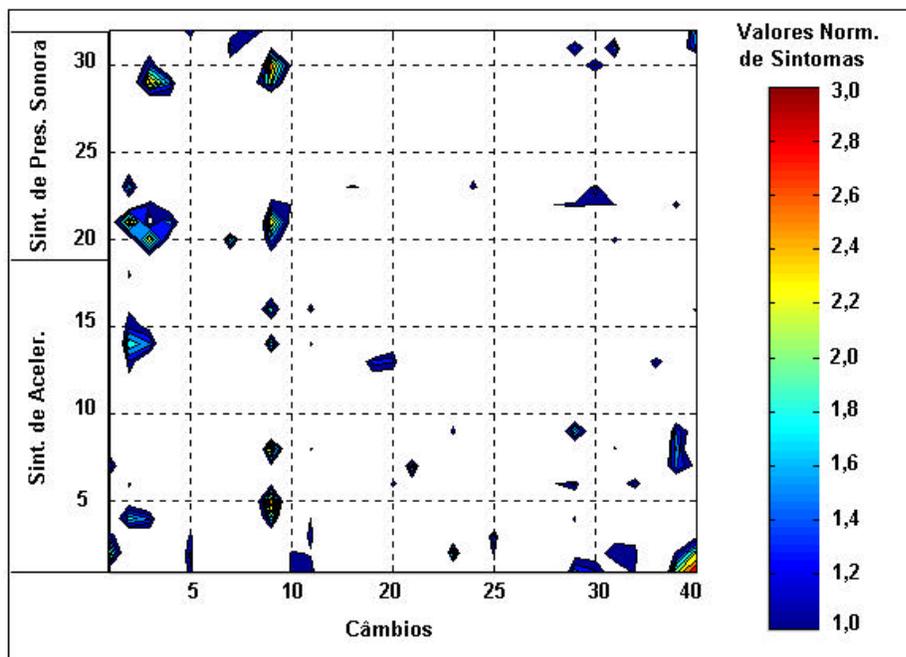


Figura 6.33- Curvas de nível para os sintomas normalizados de aceleração e pressão sonora para os câmbios bons.

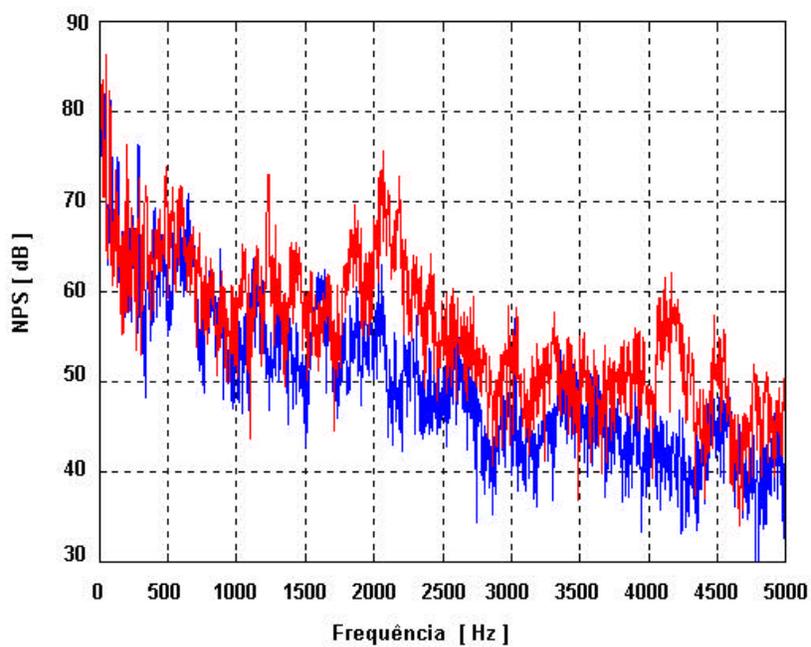


Figura 6.34 – Níveis de Pressão Sonora NPS vs. frequência para o câmbio 9 (—) e um câmbio padrão (—) do grupo câmbios bons.

Na Figura 6.35 estão mostrados os histogramas com as distribuições dos sintomas normalizados para o grupo câmbios bons (em azul) e câmbios com quinta rumorosa (em vermelho), onde pode-se observar que:

- É rara a ocorrência de sintomas normalizados maiores do que 3, existem apenas 5 ocorrências para o grupo quinta rumorosa e 1 ocorrência para o câmbio nove.
- 78% dos sintomas normalizados do grupo câmbios bons são menores do que 1, enquanto que para o grupo quinta rumorosa esta porcentagem é de 65%.
- A faixa entre 1 e 2 engloba 19% dos sintomas normalizados do grupo câmbios bons e 27% das quintas rumorosas.
- Entre 2 e 3 tem-se 2,7% dos sintomas normalizados para os câmbios bons e 6% para o grupo câmbios quinta rumorosa.

Em função das análises realizadas construiu-se um indicador R de rumorosidade para a quinta marcha dado pela Equação 6.2, onde P_i é igual a zero se o valor S_i do i-ésimo sintoma normalizado for menor do que 1, é igual a 1 para $1 < S_i \leq 2$, é igual a 2 para $2 < S_i \leq 3$ e igual a 3 para $S_i > 3$.

$$R = \sum_{i=1}^{32} P_i \quad (6.2)$$

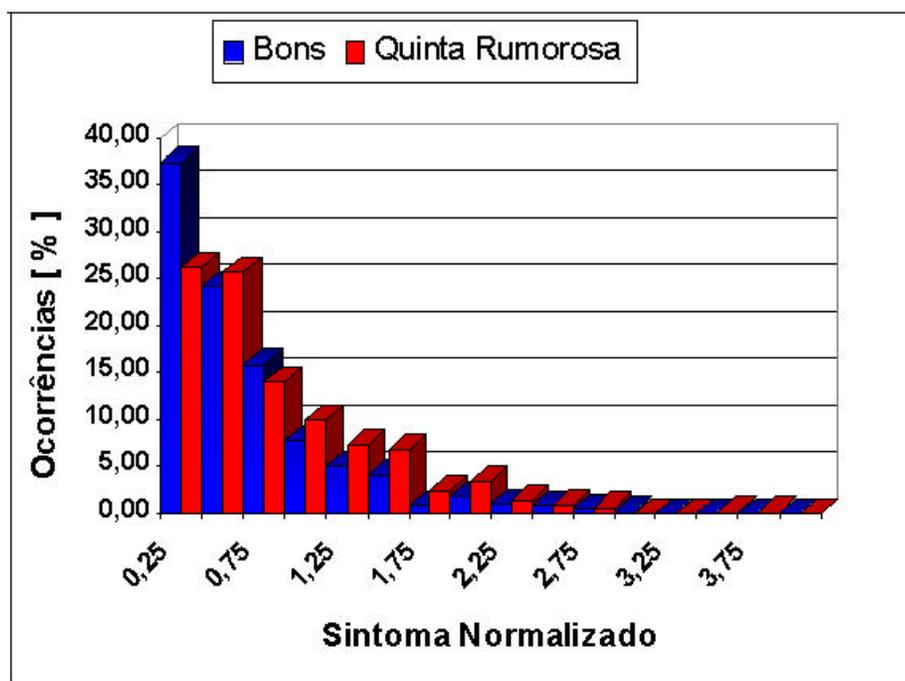


Figura 6.35 – Histograma dos valores normalizados dos sintomas para o grupo de câmbios bons e ruins.

Para relacionar os valores de sintomas globais R com a qualidade do câmbio com relação à rumorosidade na quinta marcha traçaram-se os gráficos boxplot, mostrados na Figura 6.36, do grupo câmbios bons e grupo câmbios com rumorosidade na quinta marcha.

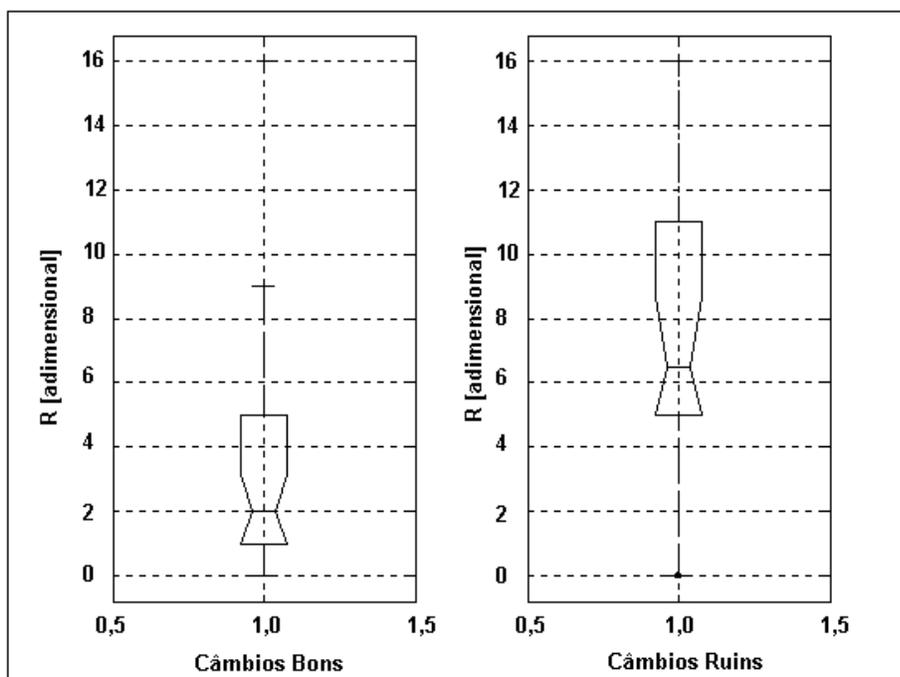


Figura 6.36 – Gráficos boxplot dos valores dos sintomas globais R para o grupo câmbios bons e grupo câmbios com rumorosidade na quinta marcha.

Observa-se na Figura 6.36 que os dois gráficos boxplot estão bem diferenciados com relações aos quartis e, o mais interessante, é a quase coincidência da linha do terceiro quartil dos câmbios bons com o primeiro quartil dos câmbios ruins. Observa-se ainda os pontos extremos representados pelo valor de R igual a 16 para o câmbio 9 e um sintoma com valor nulo para R no grupo dos câmbios com quinta marcha rumorosa.

Analisando a Figura 6.36 é possível construir a Tabela 6.4 onde estão relacionadas as notas N utilizadas pelos peritos do bancos de prova câmbio com os valores globais R de sintomas calculados de acordo com a Equação 6.2. Na análise foram levados em consideração os bigodes superiores e, principalmente, o fato de que os câmbios pertencentes ao grupo câmbios com quinta marcha rumorosa receberam notas entre 2 e 4, sendo que a maioria recebeu nota 2. Evitou-se a utilização de sinais provenientes de câmbios excessivamente ruidosos porque o

objetivo principal do trabalho foi o desenvolvimento de um procedimento que detecta-se níveis baixos de rumorosidade, já que os níveis alto de rumorosidade são facilmente detectados pelos peritos dos bancos de prova.

Tabela 6.4 – Relação entre as notas N atribuídas pelos peritos e os valores globais de sintoma R.

N	R	Situação
1	<5	Excelente
2	5 a 9	Aceitável
4	9 a 16	Rumoroso
6	>16	Rumorosidade alta

Para a convalidação da metodologia proposta foi utilizado um conjunto de dados composto por sinais de vibração e ruído de 28 câmbios, normais de produção, que não foram incluídos na fase de resultados e análise de resultados. Deste conjunto de teste, 24 câmbios foram considerados bons e quatro com rumorosidade na quinta marcha.

Na Figura 6.37 é mostrado o gráfico com o histograma do número de ocorrências dos valores globais do sintoma de rumorosidade proposto para o grupo de teste composto pelos sinais de vibração e ruído dos câmbios bons. Observa-se na figura que de acordo com o critério proposto 79% dos câmbios deste grupo são considerados bons ou aceitáveis, 16,6% são considerados ruidosos e 4,2% têm grau de rumorosidade elevado. O valor de 21% dos câmbios recusados não é preocupante, uma vez que o objetivo do procedimento desenvolvido, como já foi dito, foi o de detectar pequenos níveis de rumorosidade e como o analista da sala prova terá acesso a todos os dados, inclusive recurso de áudio para uma análise mais fina, caberá ao mesmo a decisão final sobre a liberação ou não do câmbio.

Para os câmbios com problemas de rumorosidade na quinta marcha os valores de R foram de 13, 14, 20 e 42, resultados totalmente de acordo com as notas da Tabela 6.4.

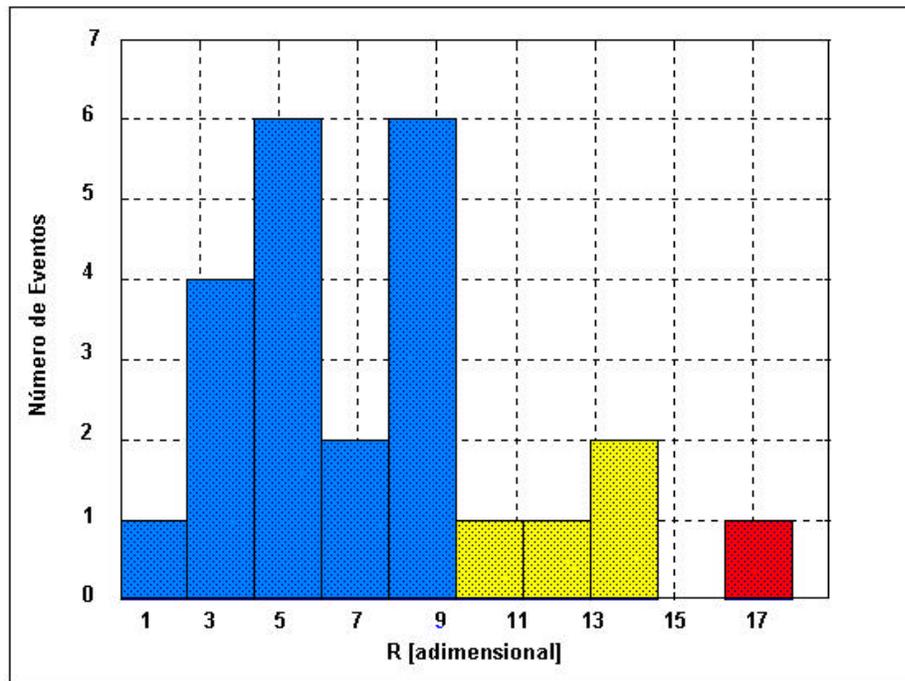


Figura 6.37 – Histograma com a distribuição de R para o grupo de teste câmbios bons.

Capítulo 7

CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

7.1 – Conclusões

As principais conclusões deste trabalho são:

- 1) A aplicação da carga nos bancos de prova permitiu a determinação com precisão de +/- 10 rpm a velocidade de rotação do eixo primário dos câmbios estudados. Sem a utilização da carga, é impossível a determinação de rotação sem a utilização de ferramentas tempo-freqüência, o que atualmente inviabiliza uma análise em tempo real.
- 2) A técnica de demodulação em amplitude e fase dos sinais de engrenamento mostrou-se eficiente para a análise de rumorosidade na 5ª marcha, sendo uma metodologia de fácil implementação e baixo custo computacional.
- 3) A utilização de gráficos boxplot, juntamente com a comparação estatísticas de médias, mostrou-se uma ferramenta eficiente para a determinação de parâmetros de vibração e ruído correlacionados com a rumorosidade da 5ª marcha.
- 4) A normalização dos sinais de aceleração pelo seu nível médio quadrático global não resultou em nenhuma melhoria para a identificação de falhas na 5ª marcha.
- 5) Dos 84 parâmetros de vibração e ruídos estudados, 32 parâmetros mostraram-se sensíveis à rumorosidade da 5ª marcha sendo que destes 23 relacionados com demodulação em amplitude e fase.
- 6) Normalizando os valores dos parâmetros de vibração e ruído pelas médias e respectivos desvios padrões dos parâmetros pertencente ao grupo de câmbios bons, observou-se uma ocorrência de sintomas maiores do que a unidade para o grupo dos câmbios ruins comparados com os câmbios bons.

- 7) Definindo-se um parâmetro de rumorosidade como sendo uma função ponderada dos sintomas maiores do que a unidade, foi possível determinar um número indicativo do grau de rumorosidade da 5ª marcha dos câmbios estudados. Um teste com um grupo de 28 câmbios bons e 4 câmbios com problemas de rumorosidade na 5ª marcha, resultou numa boa coerência entre o parâmetro de rumorosidade desenvolvido e a análise subjetiva dos peritos da FA Powertrain.

7.2 – Sugestões de trabalhos futuros

Devido ao grande número de sintomas envolvidos seria interessante um estudo sobre a utilização de redes neurais para relacionar os sintomas com o nível de rumorosidade dos câmbios testados.

Realização de um estudo que possibilitasse a correlação dos sintomas medidos nos bancos de prova com a análise subjetiva executada pelos peritos da pista de prova de veículos da FIAT Automóveis S.A. Este estudo é importante devido a influência do veículo na resposta em frequência do câmbio.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Aguirre, L. A., 2000, “**Introdução à identificação de sistemas – técnicas lineares e não lineares aplicadas a sistemas reais**”, Editora UFMG, Belo Horizonte, MG.

Beck J. V. and Arnold K. J., 1976, “**Parameter Estimation in Engineering and Science**”, New York, John Wiley & Sons, Inc.

Braun, S., 1986, “**Mechanical Signature Analysis: theory and applications**”, Academic Press, London.

Brie D., Tomczak M., Oehlmann H., Richard A. , 1997, “**Gear Crack Detection By Adaptive Amplitude na Phase Demodulation**”, Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 11, Nº 1, pp. 149-167.

Diamont, William J. 1989, **Practical Experiment Designs for Engineers and Scientists**, Van Nostrand Reinhold, New York.

Duarte, M. A. V., Ribeiro, J. F., Sousa, M. M. . 1998, **Relatório Técnico: Controle de Qualidade de Câmbios em Linhas de Produção via Monitoramento de Vibrações e Ruído em Parceria com a Engenharia Processo da Fiasa**. Relatório Técnico, FIAT, Betim, MG.

Duarte, M. A. V., 1999, “**Manutenção Preditiva via Monitoramento de Vibrações**”, Apostila da UFU, MG, Brasil.

Gerges, S. N.Y., 1992, “**Ruído: Fundamentos e Controle**”, Florianópolis, SC, Brasil

Guimarães, T. A ., 2000 “**Análise Tempo-Frequência de Sinais de Vibração Aplicada à Detecção de Falhas em Caixas de Câmbio**” Dissertação de Mestrado, Uberlândia, MG, Brasil

Ma J. and Li C. J., 1996, “**Gear Defect Detection Through Model-Based Wideband Demodulation of Vibrations**”, Mechanical Systems and Signal Processing, 10 (5), pp. 653 – 665.

McFadden, P. D., “**Detecting Fatigue Cracks in Gears by Amplitude and Phase Demodulation of Meshing Vibration**” *ASME Journal of Vibration, Acoustic, Stress, and Reliability in Design*, vol. 108, pp. 165 – 170, 1986.

Menegatti, W. B., “**Identificação de Falhas em Caixas de Câmbio Via Sinais de Ruído e Vibração**” Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil, 1999.

Nepomuceno, L. X., “**Técnicas de Manutenção Preditiva**”, Ed. Edgard Blucher, vol. 1, São Paulo, Brasil, 1989.

Pena, J. L. O., 2003, “**Um Estudo Sobre o Uso de Técnicas Não Tradicionais Aplicadas à Detecção de Fabricação em Câmbios Automotivos**”, Tese de Doutorado, Universidade de Uberlândia, Uberlândia, MG.

Randall, R. B., 1982, “A New Method of Modeling Gear Faults” *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 104, pp. 259-267.

Santana, D., Duarte, M. A . V., Ribeiro, C. R. and Cabacinha , A ., 1998, “**Um procedimento Estatístico para Identificação de Rumoriedade em Câmbios em Linhas de Montagem**”. Congresso SAE Brasil'98, São Paulo, Brasil.

Wang, W. J. and McFadden, P.D., “**Early Detection of Gear Failure by Vibration Analysis – I. Calculation of the Time-Frequency Distribution**” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 7, pp. 193 – 203, 1993.

Wang, W. J. and McFadden, P.D., “**Decomposition of Gear Motion Signal and Its Application to Gearbox Diagnostics**” *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 117, pp. 363 – 369, 1995.