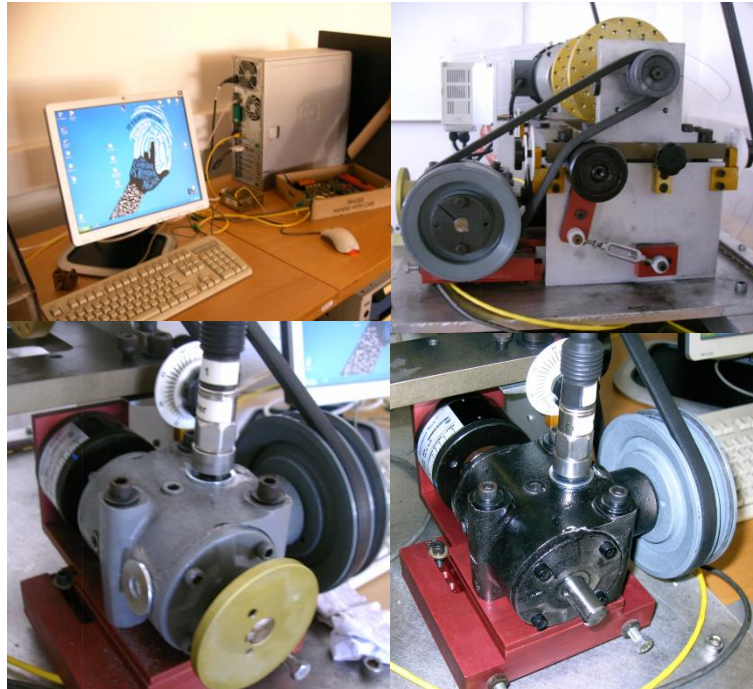




INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Departamento de Engenharia Mecânica

ISEL



Análise de Vibrações em Caixas Redutoras

RÚBEN ALEXANDRE DINIS ARAÚJO
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientador (es):

Prof. Doutor João Manuel Ferreira Calado
Prof. Mestre António Afonso Roque

Júri:

Presidente: Prof. Doutor João Carlos Quaresma Dias

Vogais:

Prof. Doutor Rui Pedro Chedas de Sampaio
Prof. Eng. Francisco Manuel Fernandes Severo
Prof. Doutor João Manuel Ferreira Calado
Prof. Mestre António Afonso Roque

Março de 2011

“Success is going from failure to failure without loss of enthusiasm.”

- Winston Churchill

RESUMO

A vibração em equipamento industrial pode ser tanto um sinal de que o equipamento está a funcionar normalmente como pode revelar que o mesmo apresenta problemas. É assim importante que o técnico de manutenção consiga distinguir entre níveis normais e aceitáveis de vibração e os que requerem atenção imediata para monitorar.

Nesta dissertação é estudado o problema de análise de vibrações em caixas redutoras – *uma em bom estado e outra com desgaste no par de engrenagens*. A escolha desta dissertação prende-se com a importância e uso generalizado de caixas de engrenagens – *neste caso de caixas redutoras* - nas grandes indústrias. Como tal, hoje em dia, as caixas redutoras estão geralmente providas de sistemas de monitorização “online” que alertam o técnico responsável de quando algo foge dos parâmetros definidos pelo utilizador – *aumento súbito de temperatura, de amplitude de vibração, entre outros*. Esta dissertação pretende assim responder a algumas questões pertinentes:

- Como responde uma caixa redutora quando se variam os parâmetros de velocidade e carga e como as variações dos mesmos se traduzem nos espectros de frequência?
- Qual dos parâmetros – *velocidade e carga* – tem uma maior influência nas amplitudes de vibração registadas para as várias frequências típicas de uma caixa redutora?
- O que é registado ao nível do espectro de frequências, no estudo de uma caixa redutora com o defeito de desgaste?
- A teoria consultada para as caixas redutoras é comparável com os dados obtidos na prática?
- Porquê a importância de utilizar a análise de vibrações quando se monitorizam caixas redutoras?

Para ajudar a responder estas questões foi utilizada uma aplicação designada de Enlive, um programa de controlo de condição de máquinas para sistemas “online” – *ou seja, para sistemas em contínua monitorização*. A análise dos sinais provenientes das caixas redutoras foi realizada com recurso à transformada rápida de Fourier – *Fast Fourier Transform*.

No fim da realização desta dissertação foi possível responder a todos os pontos referidos anteriormente. Foi possível confirmar a maior importância do factor carga no aumento da amplitude da frequência de engrenamento, harmónicas e bandas laterais. Este aumento é mais pronunciado no caso da caixa redutora com desgaste.

A análise de vibrações assume-se assim, mais uma vez, como uma ferramenta importante no diagnóstico de avarias, permitindo poupar tempo e recursos – *tanto financeiros como humanos* – e salvaguardar a contínua eficácia e produtividade de uma empresa, pois permite diminuir o tempo que uma máquina não se encontra em funcionamento.

Palavras-chave: vibração, caixas redutoras, espectro de frequência, desgaste, análise de vibrações, transformada rápida de Fourier, diagnóstico de avarias

ABSTRACT

Vibration in industrial equipment can be a sign that the equipment is operating normally as well as it can reveal that the equipment has developed problems. It is therefore important that the maintenance technician can differentiate between normal and acceptable vibration levels and those that require immediate attention to monitor.

In this dissertation it's studied the problem of vibration analysis in reduction gearboxes – *one in good condition and another one with wear in the gears*. The choice of this dissertation is due to the importance and generalized use of gearboxes – *in this case, reduction gearboxes* – in the big industries. As such, today, reduction gearboxes are usually equipped with online monitoring systems that alert the respective technician when something escapes the user defined boundaries for the various parameters – *sudden increase in temperature, vibration amplitude, and others*. This dissertation intends to answer some of the following questions:

- How does a reduction gearbox respond when the parameters of speed and load are varied and how the same variations translate themselves into the frequency spectrum?
- Which one of the parameters – *speed and load* – has a bigger influence in the vibration amplitudes recorded for the various typical frequencies of a reduction gearbox?
- What happens in the frequency spectrum when it's studied a reduction gearbox with wear?
- Is the consulted theory for reduction gearboxes comparable with the data obtained in the laboratory?
- Why is it important to use vibration analysis when studying reduction gearboxes?

To help answer these questions it was used an application called Enlive, a program of condition monitoring for online systems – *for systems that are constantly being monitored*. The analysis of the signals from the reduction gearboxes was made possible by use of the Fast Fourier Transform.

By the end of this dissertation it was possible to answer to all the points previously mentioned. It was possible to confirm the bigger weight of the load factor in the rise of the amplitudes for the gearmesh frequency, its harmonics and sidebands. This rise in amplitude would be even more pronounced in the case of the reduction gearbox with wear.

Vibration analysis is again proved to be an important tool in failure diagnostics, saving time and resources – *both financial and human* – while at the same time safekeeping the continuous effectiveness and productivity of a company, for it allows a lesser downtime on the machine in question.

Key-words: vibration, reduction gearboxes, frequency spectrum, vibration analysis, Fast Fourier Transform, failure diagnostics

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais pela inesgotável paciência e apoio que sempre me deram e que me possibilitou ter a educação que hoje possuo e que me ajudaram a tornar na pessoa que sou hoje.

A todos os meus amigos que sempre me apoiaram, incentivaram para nunca desistir, a dar o meu melhor e que acima de tudo acreditaram no meu valor. Um agradecimento especial à Cátia, Nelly, Nuno, Pedro e Laura.

À empresa *Artec Machine Systems*, a qual me concedeu desde o princípio da realização desta dissertação, acesso total à sua enorme biblioteca digital de conhecimento, artigos científicos, etc.

À Dr.^a Maria João Graça pela sua disponibilidade e ajuda na consulta e pesquisa de documentação relativa às normas de vibração no IPQ.

À Sra. São Carreira por toda a atenção durante o mês de Agosto.

Ao Professor Doutor João M. F. Calado, pela imprescindível ajuda durante o mês de Agosto, ao possibilitar a minha estadia no DEM para a realização da componente prática e pelo encorajamento na realização da dissertação.

Ao Professor Tiago Silva, pelas dicas valiosas na realização da parte prática deste trabalho.

Ao Professor António Afonso Roque pelo apoio, tempo dedicado e compreensão com a minha pessoa.

Por fim, ao ISEL-DEM por ter sido a minha segunda casa durante todos estes anos.

Um agradecimento especial também às boas gentes do Hotel Rural Amiribatejo que me concederam o prazer de poder passar alguns dias de paz e sossego na sua companhia, num ambiente familiar e acolhedor, numa das alturas mais difíceis e exigentes da minha vida.

ÍNDICE

RESUMO

ABSTRACT

AGRADECIMENTOS

ÍNDICE

NOTAÇÃO

SÍMBOLOS

ABREVIATURAS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

Pág.

1. CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1. Introdução	1
1.2. Técnicas de Manutenção Condicionada	4
1.3. Análise de Vibrações	6
1.4. Análise de Vibrações em Caixas Redutoras	7
1.5. Organização da dissertação	8
1.6. Contributos	9

2. CAPÍTULO 2 – ENGRENAGENS / CAIXAS REDUTORAS

2.1. Introdução	10
2.2. Caixas Redutoras Testadas	11
2.3. Porque Razão as Engrenagens Falham?	12
2.4. Conclusão	16

3. CAPÍTULO 3 – VIBRAÇÕES

3.1. Introdução	17
3.2. Tratamento do Sinal	21
3.3. Teoria de Vibração Aplicada às Caixas Redutoras.....	29
3.4. Espectros de Frequência em Caixas Redutoras	32
3.5. Modulação – Análise do Sinal no Tempo e Frequência	43
3.6. Desgaste numa Caixa Redutora	46
3.7. Conclusão	47

4. CAPÍTULO 4 – COMPONENTE PRÁTICA DO TRABALHO

4.1. Descrição do Equipamento Utilizado	48
4.2. Descrição da Aplicação <i>ENLIVE</i>	51
4.3. Procedimento Experimental.....	53
4.4. Resultados Experimentais – Caixa Redutora em Bom Estado	56
4.5. Resultados Experimentais – Caixa Redutora com Desgaste.....	79
4.6. Análise e Comparação da Teoria com os Dados Práticos.....	94
4.7. Conclusão	102

5. CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES

BIBLIOGRAFIA

NETGRAFIA

ANEXOS

Anexo 1. Especificações do Equipamento	111
---	-----

NOTAÇÃO

➤ SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição
a	Adendo
Φ	Ângulo de pressão
b	Dedendo
c	Folga
m	Módulo
i	Relação de transmissão
f	Frequência
T	Período
fa	Frequência de amostragem
Na	Nº amostras

➤ ABREVIATURAS

- **A/D** – Analógico/Digital
- **AGMA** – American Gear Manufacturers Association
- **BL** – Bandas Laterais
- **BLI** – Bandas Laterais Inferiores
- **BLS** – Bandas Laterais Superiores
- **CPM** – Ciclos Por Minuto
- **DFT** – Discrete Fourier Transform
- **FE** – Frequência de Engrenamento
- **FFM** – Frequência de Fase de Montagem
- **FFT** – Fast Fourier Transform
- **Fmax** – Frequência Máxima
- **FN** – Frequência Natural
- **FRD** – Frequência de Repetição de Dentes
- **FRE** – Frequência de Rotação do veio de Entrada
- **FRP** – Frequência de Rotação do veio Principal
- **FRS** – Frequência de Rotação do veio de Saída
- **IPQ** – Instituto Português da Qualidade
- **MDC** – Máximo Divisor Comum
- **NGV** - Nível Global de Vibrações
- **RMS** – Root Mean Square
- **RPM** – Rotações Por Minuto

Lista de Figuras

Pág.

01.	À esquerda: caixa redutora em bom estado; à direita: caixa redutora com desgaste	11
02.	(...) representação teórica de um par de engrenagens cónicas (...).....	11
03.	Dados do fabricante	12
04.	Representação do diâmetro primitivo numa engrenagem	12
05.	Modos de falha mais comuns em engrenagens metálicas	13
06.	Tensão de contacto e de flexão num dente de uma engrenagem	14
07.	Modelo representativo em elementos finitos das tensões de contacto numa engrenagem	14
08.	Representação do fenómeno de “backlash”	15
09.	Amplitude e Período	18
10.	Exemplos dos diversos tipos de filtros	19
11.	Métodos de quantificação da amplitude de vibração	21
12.	Diagrama de blocos do processo de cálculo da FFT	21
13.	Primeira etapa do tratamento e análise de sinal: recolha do sinal	22
14.	Segunda etapa do tratamento e análise de sinal: filtro anti-aliasing	22
15.	Efeito de aliasing num sinal	23
16.	Terceira etapa do tratamento e análise de sinal: conversor analógico/digital	23
17.	Conversor analógico/digital	24
18.	(...) representação dos pontos de amostragem (...).....	24
19.	Quarta etapa do (...) Janelas e Registo Buffer	25
20.	Demonstração do conceito de windowing num sinal	25
21.	Multiplicação do valor do sinal por zero à entrada e saída do sinal recolhido (...)	26
22.	Janela de Hanning	26
23.	Quinta etapa do tratamento e análise de sinal: FFT	27
24.	Processo de FFT e inversa da FFT. Tempo vs Frequência	27
25.	Efeito de cerca – “Picket fence”	28
26.	Sexta etapa do tratamento e análise de sinal: Médias	28

27.	Última etapa do tratamento e análise de sinal: Visualização e Armazenamento	29
28.	Sinal no tempo para uma caixa redutora em bom estado	31
29.	(...) caixa redutora, estudada em laboratório	31
30.	Espectro de frequências de uma caixa redutora em bom estado	33
31.	Espectro de frequências de uma caixa redutora em carga	33
32.	Espectro de frequências de uma caixa redutora com excesso de carga ...	34
33.	Espectro de frequências de uma caixa redutora com desgaste dos dentes	35
34.	Espectro de frequências de uma caixa redutora com problemas de excentricidade e “backlash”	35
35.	Espectro de frequências de uma caixa redutora com problemas de desalinhamento (...)	36
36.	Espectro de frequências de uma caixa redutora com um dente quebrado ou partido	37
37.	Espectro de frequências de uma caixa redutora com folgas excessivas	38
38.	Frequência de fase de montagem	38
39.	Numeração dos dentes das caixas redutoras testadas	39
40.	Sequências de contacto entre dentes (...)	39
41.	MDC para os pares de engrenagens das caixas redutoras	41
42.	Percentagem da esperança média de vida (...)	41
43.	Frequência de repetição de dentes	42
44.	Exemplo de cálculo da frequência de repetição de dentes (...)	42
45.	Modulação em amplitude	45
46.	Lâmpada estroboscópica	48
47.	Acelerómetro de compressão uniaxial usado nos ensaios	48
48.	Resposta típica de um acelerómetro	49
49.	Características do acelerómetro de uso geral – Modelo 786A	50
50.	Curva de resposta do acelerómetro 786A	50
51.	Placa de aquisição	51
52.	Parâmetros da aplicação Enlive	51
53.	Freio magnético	54
54.	Cadeia cinemática do modelo experimental	57

55.	Parâmetros de configuração do ensaio 1	57
56.	Frequências de rotação principais	57
57.	FE e as suas harmónicas – 2xFE, 3xFE, 4xFE	58
58.	BL espaçadas da FE à FRS (...)	59
59.	BL espaçadas da FE à FRE (...)	59
60.	Parâmetros de configuração do ensaio 2	60
61.	FRS (...); FRE (...); FRP (...)	60
62.	FE (...) e as suas 3 harmónicas (...)	60
63.	BL espaçadas da 3xFE à FRS (...)	61
64.	BL espaçadas da 3xFE à FRE (...)	61
65.	Parâmetros de configuração do ensaio 3	62
66.	FRS (...); FRE (...); FRP (...)	62
67.	FE (...) e as suas 4 harmónicas (...)	63
68.	Existência de BL com espaçamento relativo à FRS (...)	63
69.	BL espaçada da FE à FRE (...)	64
70.	NGV para os primeiros 3 ensaios – ensaios de velocidade	66
71.	Exemplo de determinação dos NGV médios (...)	67
72.	Norma ISO 2372	68
73.	Norma ISO 10816	68
74.	Carta de Severidade	69
75.	Parâmetros de configuração do ensaio 4	70
76.	Visualização da FRS (...); FRE (...); FRP (...)	70
77.	FE (...) e as suas 3 harmónicas (...)	71
78.	BL espaçada da 3xFE à FRS (...)	71
79.	BL espaçada da 3xFE à FRE (...)	72
80.	Parâmetros de configuração do ensaio 5	72
81.	FRS (...); FRE (...); FRP (...)	73
82.	FE (...) e as suas 3 harmónicas (...)	73
83.	BL espaçada da 2xFE à FRS (...)	74
84.	BL espaçada da 2xFE à FRE (...)	74
85.	Parâmetros de configuração do ensaio 6	75
86.	FRS (...); FRE (...); FRP (...)	75
87.	FE (...) e as suas 4 harmónicas (...)	76
88.	BL espaçada da 2xFE à FRS (...)	76

89.	BL espaçada da 2xFE à FRE (...)	77
90.	NGV para os ensaios 4 a 6 – ensaios de carga	78
91.	FRS (...); FRE (...); FRP (...)	79
92.	FE (...) e as suas 3 harmónicas (...)	79
93.	BL espaçada da 3xFE à FRS (...)	80
94.	FRS (...); FRE (...); FRP (...)	80
95.	FE (...) e as suas 3 harmónicas (...)	81
96.	BL espaçada da FE à FRS (...)	81
97.	BL espaçada da FE à FRE (...)	82
98.	FRS (...); FRE (...); FRP (...)	82
99.	FE (...) e as suas 4 harmónicas (...)	83
100.	BL espaçada da FE à FRS (...)	83
101.	NGV para os 3 ensaios de velocidade na caixa redutora com desgaste	85
102.	Aspecto geral do espectro de frequências do ensaio 10	86
103.	FRS (...); FRE (...); FRP (...)	86
104.	FE (...) e as suas 3 harmónicas (...)	87
105.	BL espaçada da 3xFE à FRS (...)	87
106.	Aspecto geral do espectro de frequências do ensaio 11	88
107.	FRS (...); FRE (...); FRP (...)	88
108.	FE (...) e as suas 3 harmónicas (...)	89
109.	BL espaçada da FE à FRS (...)	89
110.	BL espaçada da FE à FRE (...)	90
111.	Aspecto geral do espectro de frequências do ensaio 12	90
112.	FRS (...); FRE (...); FRP (...)	91
113.	FE (...) e as suas 5 harmónicas (...)	91
114.	BL espaçada da 2xFE à FRS (...)	92
115.	NGV para os ensaios 10 a 12 – ensaios de carga	93
116.	Em cima: espectro de frequências teórico; em baixo: espectro de frequências obtido experimentalmente para uma caixa redutora em bom estado, sem carga e a máxima velocidade	95
117.	Em cima: espectro de frequências teórico; em baixo: espectro de frequências obtido experimentalmente para uma caixa redutora em bom estado, com carga e velocidade máximas	96

118.	Em cima: espectro de frequências teórico; em baixo: espectro de frequências obtido experimentalmente para uma caixa redutora com desgaste, sem carga e a máxima velocidade	97
119.	Em cima: espectro de frequências teórico; em baixo: espectro de frequências obtido experimentalmente para uma caixa redutora com desgaste, com carga e velocidade máximas	98
120.	Evolução da amplitude da FE e suas harmónicas para os ensaios de velocidade	99
121.	Evolução da amplitude da FE e suas harmónicas para os ensaios de carga.....	99
122.	Resultados da condição de severidade da vibração para os 12 ensaios	100
123.	Sobreposição dos espectros de frequência dos ensaios 6 e 12.....	101

Lista de Tabelas

	<u><i>Pág.</i></u>
01. Tipos de Janela e suas aplicações	30
02. Valores das amplitudes das FE para os primeiros 3 ensaios	68
03. Valores de amplitude das FE para os ensaios de velocidade e de carga para a caixa redutora em bom estado	78
04. Valores das amplitudes das FE para os ensaios 7 a 9.....	85
05. Valores de amplitude das FE para os ensaios de velocidade e de carga para a caixa redutora com desgaste	93
06. NGV médios para os 12 ensaios.....	100

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

1.1. Introdução

Nos últimos vinte a trinta anos, o estudo, desenvolvimento e aplicação de novas filosofias e técnicas de manutenção, tem tido um enorme crescimento, contribuindo para uma indústria tecnologicamente mais avançada e ao aparecimento de ferramentas de *software* e *hardware* mais potentes, o que contribui por sua vez para uma maior utilização de automação nas várias indústrias. Tal facto permite libertar recursos e talento humano para outras tarefas importantes. Uma destas tarefas prende-se precisamente com a pesquisa e desenvolvimento de novas técnicas de prevenção e diagnóstico de avarias.

São inúmeros os textos e artigos científicos publicados todos os anos, por revistas da especialidade de engenharia, por empresas, ou conceituadas universidades. A ferramenta de análise de vibrações, a par de outras técnicas de manutenção condicionada – *termografia*, *ultra-sons*, *entre outras* – é das mais estudadas e o caso específico de análise de vibrações em caixas redutoras é cada vez mais abordado.

Em [1], por exemplo, são descritas as inúmeras aplicações que uma análise “*cepstrum*” [2] possibilita, assim como é descrita a função relacionada com o diagnóstico de máquinas – *nomeadamente em caixas redutoras* – e de que modo facilita a identificação e separação das famílias de harmónicas presentes no espectro de frequências.

Outros artigos científicos desenvolvidos abordam por exemplo as dificuldades que existem na análise de vibrações em caixas redutoras [3], uma vez que os sinais provenientes de uma caixa redutora são geralmente bastante ruidosos e difíceis de separar pelos componentes que as originam. Para ajudar no diagnóstico de avarias em caixas redutoras é proposto o uso da transformada de “*wavelet*”, que se revela particularmente eficaz na detecção de sinais de vibração provenientes de uma caixa redutora com sintomas de fadiga nos dentes das engrenagens.

No mundo real, fora do ambiente controlado de um laboratório, muitas vezes as condições para se poder efectuar um diagnóstico apropriado a um dado equipamento não são as mais indicadas e muitas das vezes surgem problemas inesperados. Em [4], é acompanhado passo a passo o processo de restauro de uma caixa redutora, desde o diagnóstico inicial do equipamento, espectros de frequência recolhidos, tentativas iniciais de reparação até se chegar por fim à conclusão dos trabalhos de reparação.

Um bom sistema de manutenção condicionada faz uso de todas as ferramentas ao seu dispor. Assim sendo e a partir do momento em que uma análise de vibrações a um equipamento indica um determinado problema, há que tentar chegar a uma conclusão definitiva recorrendo-se a uma outra técnica de manutenção condicionada. No caso das caixas redutoras, a análise de óleos é uma técnica a ter em conta. Após a confirmação da avaria ou sintoma de avaria por parte da análise de óleos é então possível intervir com maior determinação.

O trabalho desenvolvido em [5] analisa os resultados ferrográficos provenientes do lubrificante de uma caixa redutora com o defeito de desgaste, ao mesmo tempo que cruza os dados da análise do lubrificante com os dados obtidos na análise de vibrações de modo a chegar-se a um consenso sobre a avaria detectada. Este trabalho admite assim ser possível detectar com uma maior eficácia o desenvolvimento de falhas precoces ou indícios das mesmas, com o objectivo de estabelecer uma previsão de vida útil de qualquer caixa redutora.

A importância do controlo da condição na manutenção de equipamento industrial e os custos associados com a reparação de máquinas complexas tem levado a uma maior compreensão dos sistemas de transmissão por engrenagens. Em [6] é desenvolvido um modelo para simular os efeitos do modo de falha por “*pitting*” e desgaste. Os resultados previstos pelo modelo teórico são então comparados com os resultados experimentais de uma engrenagem sujeita a testes de fadiga.

Em [7] é apresentado o estudo de uma caixa redutora com vibração e ruídos excessivos. A análise do sinal no tempo permitiu a visualização de batidas a cada rotação do veio da engrenagem danificada. Os sinais de ruído e vibração obtidos no local foram posteriormente analisados e comparados com os resultados teóricos que tinham sido efectuados anteriormente. De modo a identificar as causas do ruído e das vibrações torsionais e laterais da transmissão, os sinais recolhidos foram analisados matematicamente, tendo sido também realizada uma análise de elementos finitos para tentar identificar os pontos de concentração de tensões mais críticos. No final do trabalho, chegou-se à conclusão que a causa primária para o ruído e vibração excessiva era causa directa da excitação das frequências de engrenamento e frequências naturais da estrutura da caixa redutora.

Por vezes, a necessidade de redução de ruído e vibrações leva à investigação de novos *designs* de caixas redutoras, especificamente da parte exterior que envolve as engrenagens. Em [8] são analisadas diferentes formas geométricas de forma a reduzir o ruído e vibração existentes, eliminando assim a excitação das frequências naturais da caixa redutora.

São estudados também diferentes tipos de reforço material nas chumaceiras que servem de suporte aos veios das engrenagens e que são desenhados especificamente com o intuito de dissipar o ruído e vibração numa caixa redutora. Os elementos finitos entram em jogo na determinação matemática das melhores formas para a caixa redutora, na procura da optimização geométrica e de um algoritmo que permita a maior redução de ruído e vibrações para qualquer configuração possível e imaginável de caixas redutoras.

Em condições de operação normais, as engrenagens de uma caixa redutora geram sinais de vibração à componente de frequência de engrenamento. As técnicas tradicionais para a detecção de avarias em engrenagens geralmente dão mais foco ao estudo do sinal no tempo ou ao estudo do sinal no domínio da frequência.

Em [9] é descrita uma nova técnica de transformada de “wavelet” que permite monitorizar a evolução no tempo do conteúdo de frequência num sinal. Neste trabalho de investigação, são assim criados mapas espectrais e sua evolução num sinal de vibração, resultando num mais eficaz controlo da condição do equipamento estudado. No fim, os resultados obtidos são também comparados com os dados obtidos pelos métodos mais tradicionais já referidos.

As técnicas de análise de vibrações para monitorizar falhas em engrenagens são diversas. Em [10], é descrita e analisada a capacidade de detecção e diagnóstico de algumas das mais eficazes técnicas de análise de vibrações. As várias técnicas abordadas no trabalho - *cepstrum*, *demodulação*, *transformada de wavelet* - são discutidas e comparadas com base em resultados experimentais relativos a um par de engrenagens com uma falha por fadiga. O efeito que a localização dos transdutores tem nos resultados recolhidos é também considerado.

De referir que a análise “*cepstrum*” e as “*wavelets*” não foram consideradas durante a realização desta dissertação por falta de condições relativas ao próprio “*software*”, mas que são aqui referidas pela sua importância e utilidade no mundo das vibrações.

1.2. Técnicas de Manutenção Condicionada

Antes da definição de manutenção condicionada há que primeiro entender o que é a manutenção em si. A norma EN 13306 define a manutenção como a combinação de todas as acções técnicas, administrativas e de gestão durante o ciclo de vida de um bem, destinadas a mantê-lo ou repô-lo num estado em que possa cumprir a função requerida.

A manutenção condicionada é uma filosofia de manutenção, em que a manutenção de uma máquina ou equipamento é apenas efectuada consoante a necessidade. Esta é posta em prática quando aparece um ou mais sinais indicadores de que o desempenho do equipamento está a piorar ou que o equipamento está inclusive perto de uma avaria grave. O pré-requisito deste tipo de manutenção é o conhecimento permanente do estado de condição das máquinas em causa. As vibrações mecânicas, a condição dos rolamentos, a velocidade de rotação e os parâmetros processuais são os principais indicadores na determinação do estado das máquinas e para a consequente detecção e diagnóstico de eventuais avarias. Quais os parâmetros a serem monitorizados e com que frequência depende da complexidade da máquina, no seu papel no processo de produção e também das condições de segurança de pessoas e bens.

Esta filosofia de manutenção recorre a um sistema de monitorização que analisa dados recolhidos do equipamento, para determinar a condição do mesmo – *controlo da condição* – contribuindo para o aumento de fiabilidade de um sistema, diminuição de inspecções programadas, diminuição de custos de manutenção e de falhas em componentes críticos. Para a maior parte do equipamento e máquinas usadas na indústria [11], a análise de vibrações é geralmente a técnica de manutenção condicionada mais usada. No entanto, esta não detém toda a informação necessária para um programa de manutenção condicionada eficaz. Assim, torna-se importante incluir no programa de manutenção outras técnicas de monitorização e diagnóstico. Estas técnicas incluem a termografia, tribologia, inspecção visual, ultra-sons e outras técnicas não destrutivas. De seguida é efectuado um pequeno resumo das características gerais das técnicas atrás referidas.

Termografia: a termografia é uma técnica de manutenção condicionada que pode ser usada para monitorizar a condição de máquinas, estruturas e sistemas e de equipamento eléctrico. É uma técnica que através da detecção de áreas mais quentes ou frias do que o estabelecido pelo fabricante, permite que até um técnico sem muita experiência consiga localizar e definir inúmeros problemas nos diversos equipamentos. Esta técnica é tipicamente usada para monitorizar pontos de temperatura específicos - *junto a rolamentos, motores*. A termografia pode ser usada em conjunção com os dados provenientes da análise de vibrações.

Tribologia: a tribologia é a ciência e a tecnologia que se preocupa com a interação das superfícies com movimento relativo, incluindo o atrito, o desgaste e a lubrificação. As duas técnicas principais usadas são a análise de óleo lubrificante e a análise de partículas de desgaste. A primeira técnica, **análise de óleo lubrificante**, determina a condição dos óleos lubrificantes usados em equipamentos mecânicos e eléctricos. Não é uma técnica que vise determinar a condição de uma máquina ou de detectar modos de falha, sendo apenas um programa proactivo com vista a conservar e prolongar a vida útil dos lubrificantes. As aplicações primárias para a análise de lubrificantes são o controlo de qualidade, redução de inventário de óleos lubrificantes e a determinação do intervalo mais eficaz – *monetariamente* - para a mudança de óleo. A **análise de partículas de desgaste** difere da análise do óleo propriamente dita, na medida em que providencia informação directa sobre o estado de desgaste da máquina de onde a amostra de óleo lubrificante foi retirada. Esta informação deriva do estudo da forma geométrica da partícula, composição, tamanho e quantidade. A análise de partículas de desgaste é uma excelente ferramenta de diagnóstico de avarias e pode ser utilizada para compreender a razão por detrás de falhas catastróficas.

Análise a Fluidos: a análise a fluidos é uma técnica de manutenção condicionada avançada que engloba aqueles referidos anteriormente – análise de óleo lubrificante – assim como de todo o tipo de fluidos líquidos e gasosos.

Inspecção visual: as inspecções visuais foram o primeiro método usado em manutenção condicionada. A inspecção visual pode ser simples baseando-se só na visão, sem necessidade de recursos e equipamentos adicionais que não sejam mais do que escadas ou plataformas, de modo a detectar sinais evidentes de mau estado geral. Pode também ser completa, podendo já requerer a abertura de acesso às máquinas para permitir uma inspecção mais detalhada, por ventura com recurso a lanternas, espelhos ou lupas inclusive, com a finalidade de detectar vestígios de fugas de líquidos, corrosão, fracturas, sobreaquecimento, etc. Hoje em dia, esta ainda continua a ser uma ferramenta viável de manutenção e deve ser incluída em todos os programas de manutenção.

Ultra-sons: os ultra-sons, são diferentes da análise de vibrações, no que diz respeito às gamas de frequências que monitorizam. Na análise de vibrações, a gama de frequências monitorizada é entre 1Hz e 20000 Hz, enquanto os ultra-sons monitorizam frequências acima das 20000 Hz. A análise destas altas frequências é particularmente útil para detectar fugas que geralmente criam ruído de alta frequência causado pela expansão e compressão de ar, gases ou líquidos que fluem através de orifícios, ou de fugas em tubagens pressurizadas. Estas altas frequências também são úteis para medir o nível de ruído ambiente em várias áreas de uma planta industrial.

A técnica de **análise de vibrações** e a sua importância é brevemente descrita de seguida em 1.3.

1.3. Análise de Vibrações

A aplicação das técnicas de medição e análise de vibrações na determinação da condição actual de uma máquina tem os seguintes objectivos fundamentais: a detecção e o diagnóstico. A detecção diz respeito à determinação antecipada da existência de um problema e de como se chegou a essa conclusão – *por exemplo através da determinação do nível global de vibração que pode ser comparado com valores de referência (dados históricos), através do uso de normas de severidade nacionais e internacionais, alarmes automáticos, medições periódicas*. O diagnóstico da causa da avaria é um processo bem mais complexo e baseia-se na relação que existe entre as frequências presentes na vibração medida e os tipos de avarias. Refere-se à metodologia, técnicas e tecnologia usadas pelo perito para determinar qual o problema (s) em causa e como resolvê-lo (s). Existem variadas técnicas e equipamento que o perito faz uso, sendo as mais usadas o espectro FFT, com as funções zoom e harmónicas, e os equipamentos são o colector de dados, a lâmpada estroboscópica e o sensor fotoelétrico.

A análise de vibrações é uma ferramenta poderosa que permite responder num determinado espaço de tempo a questões importantes - *o que aconteceu, o que se sabia do problema, o que não se sabia, o que se disse estar mal, o que estava mesmo, causa mais provável de avaria, o que se aprendeu* - que permitem chegar à raiz do problema a tempo de evitar avarias que possam pôr em causa não só o bom funcionamento de uma máquina, como de toda a cadeia cinemática.

Esta técnica é vital para a boa aplicação da filosofia de manutenção condicionada. Assim, através da monitorização dos parâmetros de condição de uma dada máquina – *velocidade, carga, temperatura, amplitude de vibração* - pode-se inferir sobre o estado da mesma, na medida em que uma alteração significativa dos parâmetros referidos é indicador de uma potencial avaria.

A análise de vibrações é assim uma tecnologia comprovada na identificação e prevenção de avarias. Um programa eficaz de análise de vibrações pode contribuir para a maior fiabilidade do equipamento, através da identificação de avarias em rolamentos, engrenagens e outras avarias que precedem uma falha no equipamento.

1.4. Análise de Vibrações em Caixas Redutoras

A análise de vibrações [12] é uma técnica usada primariamente em equipamento rotativo, como turbinas de vapor e gás, bombas, motores, compressores, caixas de engrenagens, entre outras.

Uma caixa redutora é um equipamento rotativo que tanto pode evidenciar no espectro de frequência, componentes de baixa frequência e de alta frequência - *devido ao impacto que ocorre entre os dentes no engrenamento*. O espectro de frequência FFT é a técnica mais utilizada para diagnóstico de avarias pois permite grandes resoluções em frequência e consiste na apresentação de um sinal – vibração – decomposto nas suas componentes de frequência após aplicação do algoritmo FFT. O espectro de frequências de qualquer caixa redutora revela sempre um componente de frequência a 1x e 2x RPM da coroa e a 1x RPM do pinhão. Estas frequências de rotação aparecem no espectro devido a desequilíbrios característicos dos veios. A componente de frequência mais representativa do espectro de frequências de uma caixa redutora é a sua frequência de engrenamento – *determinada pela multiplicação do número de dentes de uma engrenagem pela sua rotação em RPM*.

Esta frequência de engrenamento irá ter bandas laterais – *resultantes da modulação do sinal* – espaçadas da velocidade de rotação do veio à qual a engrenagem está acoplada. Todos os componentes de frequência – *numa caixa redutora em bom estado* – têm baixas amplitudes e não são visíveis quaisquer frequências naturais. Bandas laterais em redor da frequência de engrenamento e suas harmónicas são bastante comuns e contêm informação sobre a severidade e localização de eventuais problemas. O desgaste nos dentes de uma engrenagem e o fenómeno de “backlash” – *folga existente entre os dentes de um par de engrenagens* – podem excitar frequências naturais, resultando no aumento da amplitude da frequência de engrenamento.

Como regra geral, a excentricidade e o desalinhamento produzem bandas laterais e harmónicas de grande amplitude, enquanto falhas localizadas como dentes partidos produzem bandas laterais mais espaçadas no espectro de frequências.

Mais pormenores sobre os vários espectros de frequência característicos de uma caixa redutora podem ser consultados no **capítulo 3** desta dissertação.

1.5. Organização da Dissertação

A dissertação encontra-se organizada em cinco capítulos:

- **Capítulo 1:** Onde é efectuada a introdução e enquadramento da dissertação. É também apresentada a organização da dissertação e os contributos da mesma;
- **Capítulo 2:** São apresentados conceitos introdutórios sobre engrenagens e caixas redutoras. É feita referência às características das caixas redutoras testadas e abordada a questão de como e o porquê das engrenagens falharem;
- **Capítulo 3:** Neste capítulo é feita uma revisão geral de conceitos de vibração e é demonstrado como se processa o tratamento do sinal. É posteriormente aplicada a teoria de vibrações às caixas redutoras, com inclusão dos espectros de frequência típicos que servirão de comparação com os espectros de frequência obtidos na componente experimental da dissertação. Este capítulo aborda também, de uma perspectiva teórica, o problema da avaria por desgaste numa caixa redutora;
- **Capítulo 4:** É realizada uma breve descrição do equipamento laboratorial utilizado e do “*software*” de recolha de dados. Neste capítulo podem-se encontrar todos os dados recolhidos para os diferentes ensaios. É também efectuada a análise e comparação entre a teoria consultada para as caixas redutoras e os resultados práticos obtidos em laboratório;
- **Capítulo 5:** Onde são efectuadas as conclusões mais pertinentes do trabalho e são sugeridas propostas de trabalhos futuros.

1.6. Contributos

Esta dissertação pretende contribuir para uma maior percepção de como é efectuada a análise de vibrações em caixas redutoras e a sua importância para um programa de manutenção condicionada.

A realização deste trabalho evidencia também quais os parâmetros dinâmicos que vão influenciar as amplitudes de vibração para as várias componentes de frequência características de uma caixa redutora; permite a comparação de dados teóricos com dados práticos obtidos experimentalmente e é dada uma especial atenção à avaria por desgaste num par de engrenagens.

Espera-se assim, que a realização desta dissertação contribua para uma melhor compreensão da análise de vibrações em caixas redutoras e que incentive a realização de trabalhos futuros na mesma área.

CAPÍTULO 2 – ENGRENAGENS/CAIXAS REDUTORAS

2.1. Introdução

No domínio do conhecimento da Engenharia Mecânica, os mecanismos desempenham um papel determinante, assegurando a conversão de um determinado movimento noutro, mantendo ou transformando as suas características.

Assim sendo, o seu estudo reveste-se de grande importância para a ciência em geral e para a indústria em particular, uma vez que independentemente do desenvolvimento da engenharia nas suas diversificadas áreas do conhecimento, a utilização deste tipo de dispositivos como suporte material de energia mecânica continua incontornável e insubstituível desta forma. De modo a facilitar a leitura do **capítulo 2**, são apresentadas as seguintes definições aceites:

- **“Backlash”** [13]: folga existente entre um par de engrenagens, em que a engrenagem movida consegue-se mover independentemente da engrenagem motora. A folga é necessária para evitar interferências, desgaste, temperaturas excessivas, assegurar a lubrificação adequada e compensar tolerâncias de fabrico;
- **Caixa Redutora** [14]: caixa de engrenagens onde se verifica uma redução de velocidade em detrimento de um aumento de binário, através de relações de transmissão – *em caixas de engrenagens não reversíveis*. Varia consoante o tipo de engrenagens usadas, orientação e aplicação;
- **Coroa**: engrenagem de maior diâmetro num par de engrenagens;
- **Engrenagem**: elemento mecânico que assegura a transmissão de movimento pela acção dos dentes de uma roda sobre os dentes da outra. Pode apresentar diversos tamanhos, tipos de engrenagens – *de dentes rectos, helicoidais, cremalheira, engrenagens planetárias, hipóides, entre outras* - e disposições no espaço. Vantagens: elevada relação de potência/tamanho; estrutura rígida; precisa; pode funcionar a velocidades elevadas. Desvantagens: requer lubrificação, um alinhamento preciso e pode ser bastante ruidosa;
- **Engrenagens Cónicas**: têm dentes formados em superfícies cónicas de modo a transmitir movimento entre eixos que se interceptam – *eixos cruzados*. Os dentes podem ser inclinados ou rectos em relação ao eixo de rotação da engrenagem. As engrenagens cónicas – *de dentes rectos* - são as mais utilizadas para a transmissão de potência entre eixos cruzados;
- **Pinhão**: engrenagem de menor diâmetro num par de engrenagens.

2.2. Caixas Redutoras Testadas

As duas caixas redutoras testadas em laboratório para este trabalho são geometricamente idênticas. Uma caixa redutora encontra-se em bom estado e a outra possui o defeito conhecido de desgaste.

De referir também que o desgaste na caixa redutora com defeito se encontrava distribuído em ambas as engrenagens – *coroa e pinhão*. Não foram encontrados dentes quebrados ou partidos. As engrenagens das duas caixas redutoras eram cónicas de dentes rectos. Na **fig. 1** são visíveis as duas caixas redutoras e na **fig. 2** pode se observar o par de engrenagens cónicas usadas. Ambas as caixas redutoras foram limpas e lubrificadas antes dos ensaios. Detalhes sobre as caixas redutoras podem ser visualizados no **Anexo 1**.



Fig.1. À esquerda: caixa redutora em bom estado; à direita: caixa redutora com desgaste



Fig.2. À esquerda: representação de um par de engrenagens cónicas [15]; à direita: imagem da coroa e do pinhão das caixas redutoras testadas em laboratório

Os dados do fabricante das caixas redutoras – *relação de transmissão, número de dentes de pinhão e coroa, tipos de engrenagens, assim como referência ao freio magnético usado para introduzir carga na caixa redutora* – podem ser consultados na **fig.3**.

Dados das Caixas Redutoras:

Relação de transmissão: 1.5:1

Pinhão: 20 dentes

Coroa: 30 dentes

Tipo de Engrenagens: cónicas de dentes rectos

Fig.3. Dados do fabricante

2.3. Porque Razão as Engrenagens Falham?

Existe muita e diversa bibliografia que aborda o tema das engrenagens, mas a verdade é que não é fácil responder à questão “o que faz uma engrenagem falhar?”. Por vezes a diferença entre um desgaste de superfície e uma falha catastrófica, pode ser apenas uma questão de tempo.

Se uma engrenagem falhar em 20-30 anos, poder-se-á dizer que a mesma cumpriu o seu dever. No entanto, se uma engrenagem falhar ao fim de algumas horas ou dias, estar-se-á na presença de um problema extremamente sério. Para perceber o porquê de as engrenagens falharem há que compreender como o engrenamento em si é efectuado. Quando duas engrenagens engrenam uma na outra, apenas o fazem na sua linha ideal situada a meio do dente – *ver fig. 4* – num ponto designado de ponto de referência.

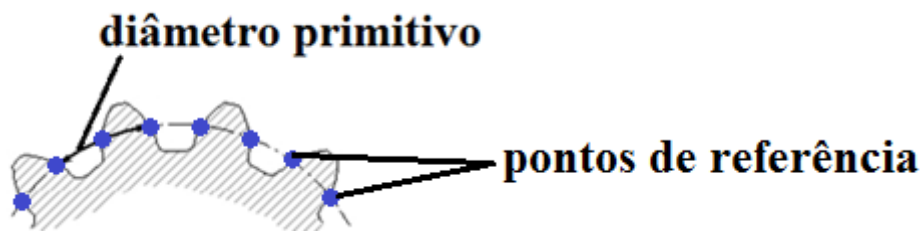


Fig.4. Representação do diâmetro primitivo numa engrenagem

Acima e abaixo da linha ideal onde o engrenamento é efectuado, ocorre deslizamento, causando o desgaste superficial dos dentes. Os dentes do par de engrenagens sofrem esforços de flexão à medida que entram e saem do engrenamento, pelo que devem ser macios o suficiente para permitir um determinado grau de flexão e ao mesmo tempo serem também resistentes o suficiente para não cederem sob os mesmos esforços.

Por tudo isto, sabe-se que a maior parte das engrenagens são endurecidas através de **tratamentos térmicos**. Um dos processos pelos quais se pode tornar uma engrenagem mais resistente passa por submeter cada engrenagem a um aquecimento térmico seguido de um arrefecimento controlado, um processo que faz com que a dureza do material seja idêntica em toda a engrenagem.

A **fig. 5** apresenta os 6 modos de falha mais comuns [16] em engrenagens metálicas:



Fig.5. Modos de falha mais comuns em engrenagens metálicas

Como já foi referido, um par de engrenagens possui um ponto ou uma linha de contacto na qual vai existir uma tensão de contacto. Esta tensão é derivada da transmissão de binário de uma engrenagem para a outra e os valores de tensão irão ser mais pronunciados com o aumento da velocidade e carga. A geração de calor por sua vez também será mais elevada – *dai a importância de dissipação de calor, que é uma função do óleo lubrificante.*

Esta tensão de contacto vai ter um papel crítico no desgaste dos dentes. Na **fig. 6** é visível a tensão de contacto assim com as tensões de flexão.

As tensões de contacto dão-se na linha do diâmetro primitivo e as tensões de flexão dão-se na raiz do dente da engrenagem. As tensões de flexão podem ser de compressão ou de tracção. Para engrenagens não reversíveis - *que trabalhem num só sentido* – uma das faces do dente estará em permanente tracção e a outra em permanente compressão.

Procede-se para explicar o modo como os dentes engrenam uns nos outros, as forças que resultam do engrenamento, onde se manifestam e a influência que têm no fenómeno de “backlash”, importante na ocorrência de desgaste dos dentes de uma engrenagem, visto que o desgaste vai provocar um aumento da folga – “backlash” – entre as engrenagens.

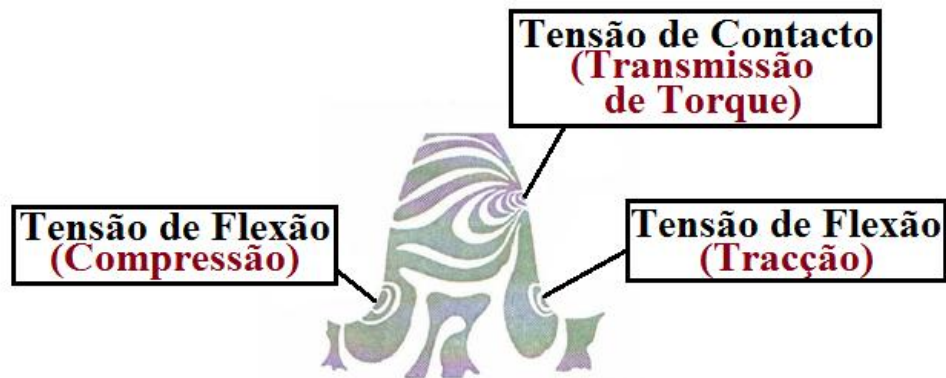


Fig.6. Tensão de contacto e de flexão num dente de uma engrenagem

A **fig. 7** demonstra em elementos finitos um par de engrenagens e respectivas tensões de Von Mises. A escala vai de azul - menores valores de tensão, até vermelho - tensões mais altas. Na figura é visível o ponto de referência - na zona do diâmetro primitivo - entre o par de engrenagens, representado por uma cor amarela viva. O mesmo também se pode registar, se bem que com menor magnitude, na zona da raiz dos dentes.

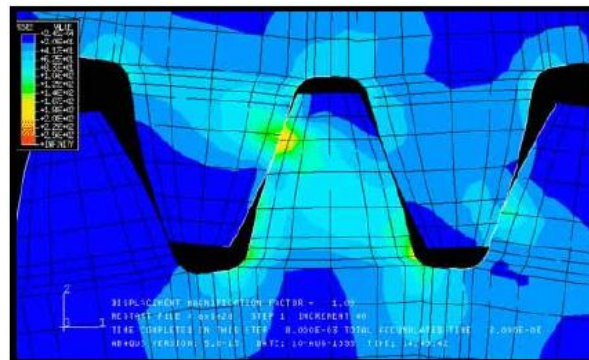


Fig.7. Modelo representativo em elementos finitos das tensões de contacto numa engrenagem [17]

Os dois tipos de tensões observadas na **fig. 7** vão originar falhas por fadiga de contacto e fadiga por flexão. Estes tipos de fadiga estão directamente relacionados com os conceitos de resistência à flexão e durabilidade superficial. Os conceitos de Resistência à Flexão e Durabilidade Superficial - em engrenagens - são apresentados de seguida.

- **Resistência à Flexão:** o valor de resistência à flexão de uma engrenagem é definido como a força tangencial admissível de ser aplicada no diâmetro primitivo. É baseado no valor de tensão admissível na raiz de um par de engrenagens sob carga;
- **Durabilidade Superficial:** a durabilidade superficial de uma engrenagem é definida como a força tangencial admissível de ser aplicada no diâmetro primitivo, que permita à força ser transmitida com segurança sem dar origem a uma falha de superfície.

Nesta dissertação o defeito estudado foi o de desgaste em engrenagens. Sendo assim, torna-se importante compreender o efeito que o defeito de desgaste vai ter no engrenamento.

Quando os dentes de uma engrenagem entram em contacto, ocorre um deslizamento entre os dentes, devido ao facto das engrenagens serem elementos rígidos. Este deslizamento ocorre tanto na entrada como na saída do engrenamento, provocando um aumento da tensão de compressão de um lado da zona de contacto e um aumento da tensão de tracção do outro. Este movimento causa desgaste e o aparecimento de pequenas falhas microscópicas, que com o tempo podem dar origem à remoção de material dos dentes das engrenagens, aumentando deste modo a folga entre os dentes - “backlash”. Este fenómeno encontra-se representado na **fig. 8**.

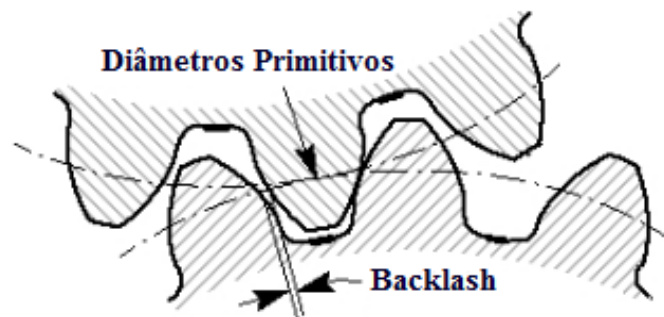


Fig.8. Representação do fenómeno de “backlash” [18]

2.4. Conclusão

No capítulo 2 foram apresentados os termos e conceitos aceites para engrenagens cilíndricas de dentes rectos, tendo sido também sido referidos os principais modos de falha em engrenagens.

Um dos objectivos desta dissertação é o de estudar uma caixa redutora com o defeito de desgaste. Para tal também neste capítulo foi abordada a importância do desgaste no fenómeno de “*backlash*” e em como o aumento do mesmo vai influenciar o engrenamento.

No caso em que as engrenagens se encontrem excêntricas este problema vai ser agravado pois vai alterar o ponto de referência do engrenamento, podendo o mesmo ser umas vezes acima da linha ideal do diâmetro primitivo e outras vezes abaixo da mesma linha. Isto vai fazer com que o binário transmitido não seja constante, dando origem a aumentos de amplitude mais pronunciados no espectro, podendo ainda excitar as frequências naturais.

CAPÍTULO 3 – Vibrações

3.1. Introdução

Desde que o ser humano começou a construir máquinas para uso industrial, que os problemas relacionados com a redução necessária de vibrações - *e isolamento da mesma* - têm ocupado a comunidade científica. Falhas aleatórias em equipamento, com diferentes severidades, entre outros problemas, levou à necessidade de se medirem e analisarem com precisão as vibrações mecânicas. Foi sensivelmente nas últimas três ou quatro décadas que se deu um grande desenvolvimento na área das vibrações. O desenvolvimento de novas tecnologias e equipamentos permitiram por fim a análise de vibrações a maquinaria sujeita a grandes cargas e velocidades de operação.

É importante desde já estabelecer o conceito de vibração. A vibração é o movimento de um ponto ou sistema oscilando em torno de uma posição de referência - *equilíbrio estático*. As vibrações podem ser medidas em deslocamento (μm), velocidade (mm/s) ou aceleração (m/s^2 ou g). A vibração pode ainda ser classificada como livre, forçada, não amortecida, amortecida, não linear, linear. A forma mais simples de vibração é a vibração harmónica, sendo que todas as outras formas de vibração não são mais do que a soma de vibrações harmónicas.

A vibração dos sistemas [19] mecânicos está intimamente relacionada com três propriedades físicas: a massa ou inércia [kg], que representa o armazenamento de energia cinética; o amortecimento [Ns/m] que representa a dissipação de energia e por fim a rigidez [N/m] que tem a ver com o armazenamento de energia potencial. A vibração dos sistemas mecânicos envolve a transferência da energia potencial para energia cinética e vice-versa, alternadamente. Se o sistema for amortecido, isto fará com que alguma energia seja dissipada e deverá ser substituída por uma fonte externa se se pretender uma vibração estacionária. Para um sistema mecânico vibrar é necessário um input ou excitação (força ou momento) e a resposta, ou output, do sistema, vai depender da excitação referida, das condições iniciais e das propriedades dinâmicas já referidas – massa, amortecimento e rigidez.

De modo a facilitar a leitura deste capítulo, são apresentadas de seguida alguns conceitos sobre o tema das vibrações.

- **Amplitude** [20]: a amplitude refere-se ao máximo valor de um movimento ou vibração. Pode ser representada em termos de deslocamento (microns Pico a Pico), velocidade (mm/s Pico) ou aceleração (g Pico) – a amplitude de vibração caracteriza a severidade do fenómeno vibratório [21];

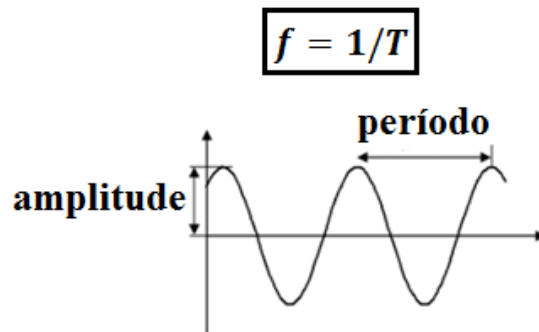


Fig.9. Amplitude e Período

- **Análise de Tendência – de avarias:** em virtude da maior parte das anomalias das máquinas se desenvolver gradualmente no tempo e de a análise de vibrações permitir a sua detecção na fase incipiente, a análise de tendências é uma metodologia altamente aconselhada. Pode-se seguir o nível global ou uma determinada frequência do espectro FFT;

- **Análise em Frequência:** o objectivo da análise em frequência é a determinação das componentes principais do sinal de vibração. Desta forma é possível saber quais as frequências mais importantes – *e com maiores amplitudes* – presentes no sinal em análise. Tem múltiplas aplicações como as comunicações, a acústica, o diagnóstico de avarias em máquinas rotativas, a detecção de dano em estruturas, entre outras;

- **Conversor Analógico/Digital [22]:** dispositivo electrónico capaz de gerar uma representação digital a partir de uma grandeza analógica;

- **DFT - Discrete Fourier Transform:** é a DFT que permite o cálculo do espectro de frequência a partir do sinal no tempo ou a reconstituição do sinal no tempo a partir do espectro;

- **Fase (ângulo):** uma onda sinusoidal pode ser entendida como um movimento circular que se propaga ao longo de um eixo, o qual pode representar uma distância ou tempo. A relação desse movimento com um ponto de referência é chamada de fase. A diferença de fase entre dois sinais à mesma frequência ou entre um sinal e uma referência é conhecida como diferença de fase;

- **Parâmetros sensíveis ao dano:** para se detectar a avaria na fase incipiente e para se diagnosticar a sua causa é fundamental escolher parâmetros sensíveis ao dano. São inúmeras as ferramentas que ajudam à análise de uma avaria: sinal no tempo, nível global de vibrações, espectro de frequências FFT, espectro de frequências PBC – *percentagem de banda constante*, análise de tendências de avarias, média no tempo, média de espectros, testes de ressonância;

- **FFT (Fast Fourier Transform)** [23]: versão mais rápida da DFT que faz uso de um algoritmo conhecido como a transformada rápida de Fourier, que permite avaliar a DFT [24] (*“Discrete Fourier Transform”*) – e a sua inversa - com menor esforço computacional;
- **Filtros:** possuem a capacidade de cortar um sinal de vibração numa banda de frequência específica, podendo isolá-la de forma a facilitar a sua análise. Existem filtros designados passa-baixo - *filtro que possibilita a passagem de baixas frequências* - e passa-alto - *filtro que possibilita a passagem de altas frequências*. Também existem filtros que só deixam passar frequências na gama de frequências desejada;

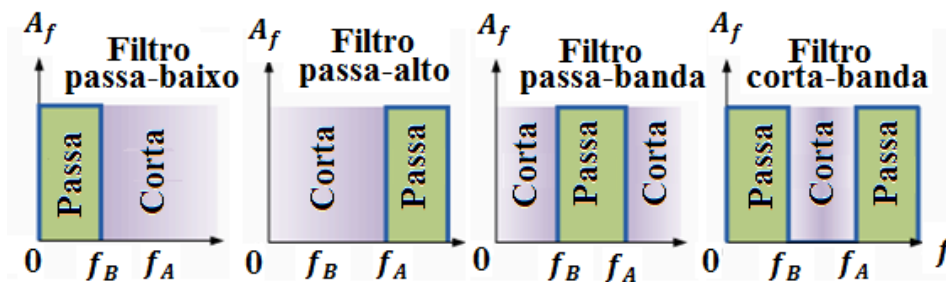


Fig.10. Exemplos de diversos tipos de filtros [25]

- **Frequência:** o número de movimentos completos – *ciclos* – ou repetições do movimento, por unidade de tempo - *segundo*. A sua unidade é o Hertz (Hz);
- **Frequência de Amostragem** [26]: amostragem é o processo de registar a amplitude de uma forma de onda num determinado instante e posteriormente de gerar uma curva com os pontos recolhidos. Assim é construída uma forma de onda digital que originalmente se encontrava na forma analógica. A questão é com que velocidade esses valores de amplitudes devem ser registados, ou seja, quantas amostras devem ser realizadas, para o sinal digital se aproximar o mais possível do sinal analógico. A resposta está no teorema de Nyquist que diz que “Para não se perder nenhuma informação contida no sinal amostrado, a frequência de amostragem deve ser pelo menos o dobro da mais alta frequência de interesse”.
- **Frequência de Engrenamento (FE)** [27]: frequência de vibração existente em qualquer máquina com engrenagens. É igual ao número de dentes do pinhão ou coroa a multiplicar pelas respectivas velocidades de rotação;
- **Frequência Máxima (Fmax):** é a frequência máxima seleccionada no analisador pelo utilizador anterior à recolha de dados. Quando se medem vibrações em caixas redutoras a Fmax deve ser mais que três vezes a frequência de engrenamento - *FE*;

- **Frequência Natural:** frequência na qual um sistema tende a vibrar, se após ter sido sujeito a um deslocamento mecânico ou impacto, é permitido vibrar livremente. É uma característica do sistema e depende da distribuição de massa e rigidez do sistema;
- **Gama dinâmica:** diferença entre a maior amplitude de um sinal e a menor amplitude de um outro sinal;
- **Harmónicas:** frequência componente do sinal e que é um múltiplo inteiro de uma frequência fundamental;
- **Movimento Harmónico Simples:** todo o movimento que se repete em intervalos de tempo iguais é chamado de periódico. Como as equações do movimento periódico são expressas a partir de funções seno e co-seno, é também designado de movimento harmónico;
- **Período (T):** tempo decorrido de uma oscilação – *movimento, ciclo* - realizado por um corpo;
- **Resolução em frequência [28]:** número de linhas que são usadas para visualizar o espectro de frequências. O número de linhas pode ser de 200, 400, 800, 1600, 3200, 6400 e 12800;
- **Ressonância:** quando um sistema mecânico é forçado a vibrar a uma das suas frequências naturais, a amplitude de vibração é máxima podendo mesmo levar ao colapso do sistema;
- **Sinal no Tempo:** o sinal no tempo permite visualizar a vibração em tempo real e é por isso o parâmetro mais intuitivo;
- **Transdutor de Vibração:** Na análise de vibrações de sistemas mecânicos, o transdutor transforma o movimento físico proveniente do equipamento num sinal eléctrico;
- **Valor de Pico a Pico:** é particularmente importante quando se trata de medir o movimento total – *deslocamento* – de uma máquina. O valor pico a pico encontra-se relacionado com tensões dinâmicas ou folgas presentes – *tensões ou folgas mecânicas máximas*;
- **Valor de Pico:** Esta medição de nível de vibração é particularmente importante quando se trata de choques de curta duração. Porém apenas indica qual foi o valor máximo da amplitude de vibração e não tem em conta a evolução do sinal no tempo – *histórico do sinal*;

- **Valor RMS (“Root Mean Square”):** é o valor mais relevante para definir a amplitude de vibração uma vez que tem em conta a evolução do sinal no tempo – *histórico* – e por outro lado encontra-se directamente relacionado com a energia contida na vibração e como tal expressa a capacidade destrutiva do sinal vibratório;

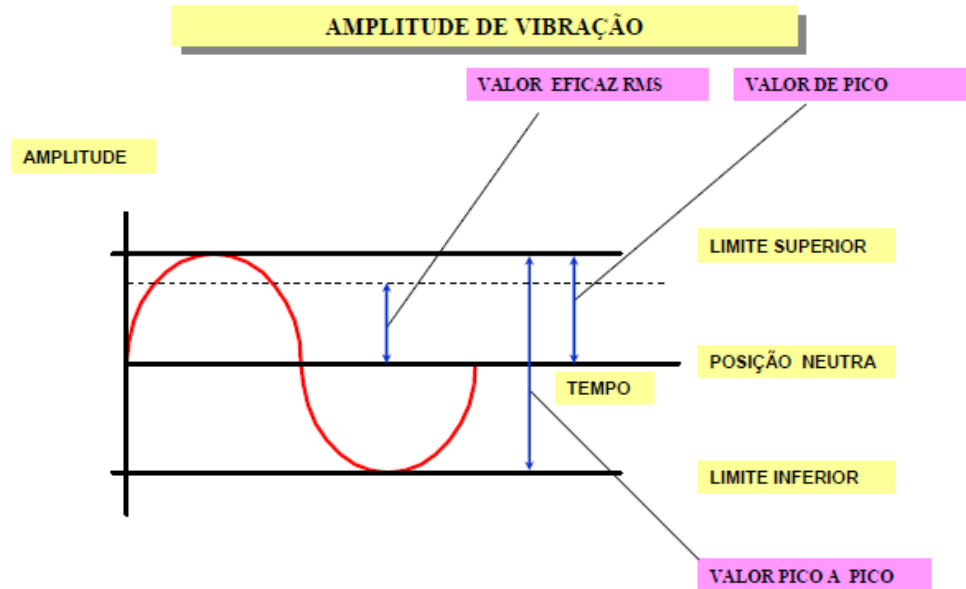


Fig.11. Métodos de quantificação da amplitude de vibração [29]

3.2. Tratamento do Sinal

Após a obtenção de um sinal, variável no tempo, através de um transdutor, o sinal é então processado directamente ou direccionado para integradores matemáticos para o sinal ser convertido noutras unidades de medida de vibração - *deslocamento, velocidade ou aceleração*. Dependendo das frequências de interesse, o sinal pode ainda ser submetido a uma série de filtros.



Fig.12. Diagrama de blocos do processo de cálculo da FFT

O sinal de vibração pode ser recolhido múltiplas vezes, procedendo-se posteriormente a uma média dos valores obtidos. Quando é realizada a análise do sinal no tempo, é necessário decidir o número de amostras que se querem recolher e a frequência a que as amostras são recolhidas.

A maior parte dos instrumentos portáteis incorporam a transformada rápida de Fourier - *mais comumente conhecida como FFT, Fast Fourier Transform* - como método de processamento. De seguida, irão ser referidos os conceitos representados na **fig. 12**, assim como os parâmetros de configuração de uma FFT. Informação relativa a como foi recolhida – *acelerómetro* – e processada a informação – *placa de aquisição e “software”* – será apresentada no capítulo seguinte, relativo à componente prática do trabalho.

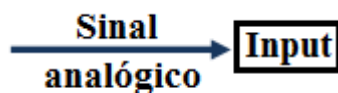


Fig.13. Primeira etapa do tratamento e análise de sinal: **recolha do sinal**

A vibração deve ser convertida para um sinal eléctrico para que possa ser interpretado por instrumentos electrónicos. Normalmente o transdutor é um acelerómetro mas o sinal analógico também poderá ser captado por outros sensores – *microfones, transdutores de pressão*. Na análise de vibrações em caixas redutoras, o acelerómetro é o transdutor usado na recolha do sinal, pode ser requerido o sinal tanto em aceleração, como velocidade – *obtido através de uma simples integração* – ou deslocamento – *obtido por dupla integração*. A escolha do acelerómetro deve ter em consideração alguns factores importantes como por exemplo: qual o equipamento a monitorizar, para se determinar a escolha de um sensor com uma gama de frequências adequada, sensibilidade, se é necessário um acelerómetro de aplicação especial, número de eixos, saída analógica ou digital, entre outros – *o subcapítulo 4.1 apresenta mais detalhes sobre este tema*. A colocação dos acelerómetros também depende do tipo de engrenagens na caixa redutora a estudar – *as amplitudes das frequências de rotação dos veios, de engrenamento e suas bandas laterais, serão mais notórias na direcção radial para engrenagens de dentes rectos e axiais para engrenagens helicoidais* [30].



Fig.14. Segunda etapa do tratamento e análise de sinal: **filtro anti-aliasing**

Para compreender a necessidade de se usar um filtro “*anti-aliasing*”, é preciso primeiro apresentar o conceito de “*aliasing*”. O fenómeno de “*aliasing*” pode ser facilmente compreendido em termos visuais. Para tal basta pensar no que é possível observar quando se olha para a roda de um carro a alta velocidade ou por exemplo para as pás rotativas de um helicóptero, em que as mesmas aparentam rodar no sentido contrário – isto é o “*aliasing*” em acção. Basicamente este efeito visual acontece porque a taxa de refrescamento dos nossos olhos - “*frame rate*” - não é adequada para descrever a frequência rotacional das pás e os nossos olhos são enganados por informação incorrecta. Ou seja, por “*aliasing*”, uma componente de alta frequência é entendida como se fosse uma de menor frequência. Este erro só acontece quando a frequência de amostragem é inferior à **frequência de Nyquist**.

Claude Shannon e Harry Nyquist provaram que para não se perder informação importante contida num sinal, é necessário que a frequência de amostragem (Nº de amostras/Período de amostragem) seja pelo menos o dobro da maior frequência de interesse contida no sinal. Esta frequência é designada de **frequência de Nyquist**:

$$f_a = \frac{N_a}{T_a} \geq 2 \times f_{max} = f_{nyquist} [31]$$

Nos analisadores espectrais, não se costuma escolher o período de amostragem, T_a , mas sim a F_{max} e o número de amostras, N_a .

Se a frequência de amostragem for insuficiente, muita informação do sinal será simplesmente ignorada, como se pode ver na **fig. 15**, onde os pontos verdes são referentes à informação real do sinal e os pontos vermelhos apenas aqueles que são registados para um determinado número de amostras recolhidas.

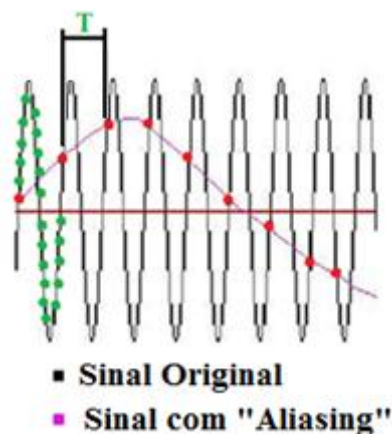


Fig.15. Efeito de aliasing num sinal [32]

Definir a gama de frequências de interesse a analisar é sem dúvida uma das primeiras decisões a tomar ao se programar o analisador espectral. Um dos limites desta gama de frequências é designado por frequência máxima – F_{max} . Mas isto não significa que o sinal analógico emitido pelo equipamento em estudo não contenha frequências superiores ao F_{max} estabelecido. De modo a estas frequências não interferirem com o sinal digitalizado e aparecerem no espectro, quando na realidade não existem – frequências “alias” - é necessário aplicar um filtro passa-baixo – *filtro anti-alias* – de modo a filtrar as frequências indesejadas antes do sinal analógico ser convertido em sinal digital.



Fig.16. Terceira etapa do tratamento e análise de sinal: *conversor analógico/digital*

Os sinais que existem no mundo real são analógicos – *luz, som* – e como tal devem ser convertidos num sinal digital antes que os dados contidos no sinal possam ser manipulados, tratados e armazenados no equipamento digital. O conversor A/D tem assim o papel de converter o sinal analógico num sinal digital. Assim que o sinal analógico seja transformado num sinal digital, este sinal pode ser processado como desejado, dependendo da resolução escolhida. Caso se deseje fazer a conversão oposta, também é utilizado um conversor de sinal digital/analógico. Uma das vantagens em usar um sistema digital e por consequência um sinal digital e não um analógico tem a ver com o ruído, pois uma vez que o sinal digital baseia-se no sistema binário – 0 e 1 consegue-se tornar o sinal mais perceptível, ignorando o ruído presente no sinal.

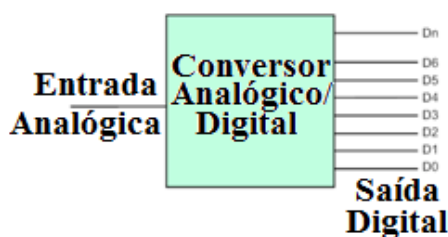


Fig.17. *Conversor analógico/digital* [33]

O que o conversor analógico/digital faz é capturar amostras do sinal analógico num determinado intervalo de tempo, convertendo depois cada amostra num número. Na **fig. 18** podem ser visualizados alguns pontos de amostragens no sinal analógico que irão construir posteriormente o sinal digital. A frequência com que estes pontos são recolhidos é designada de frequência de amostragem. Se uma frequência de amostragem for de por exemplo 50Hz, isto quer dizer que num segundo serão amostrados 50 pontos. A distância entre cada ponto amostrado será de $1/50$ segundos – *0,02 segundos*.

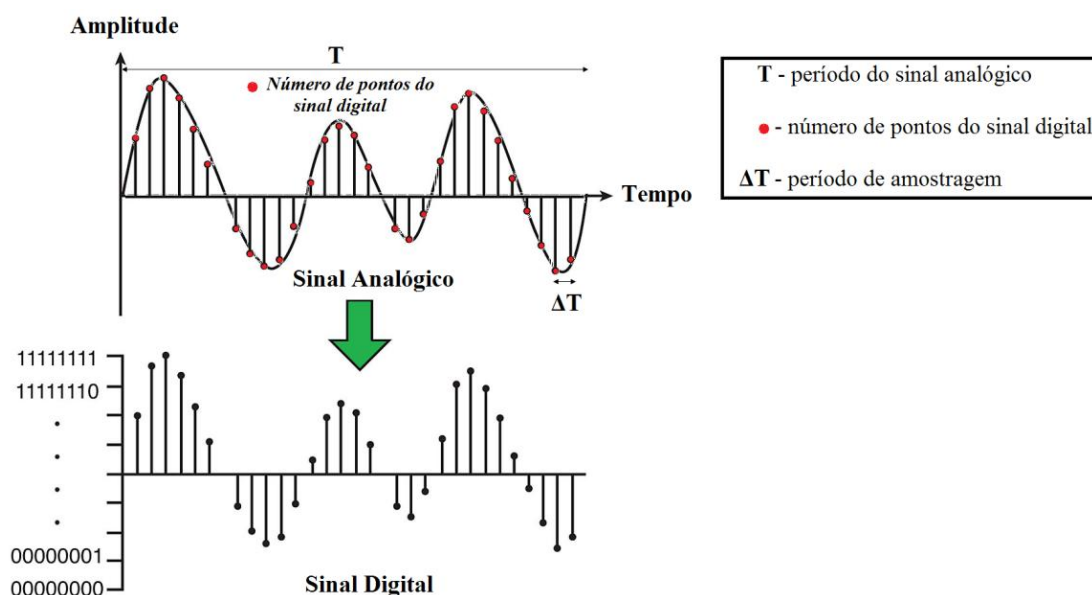


Fig.18. *Em cima, sinal analógico com representação dos pontos de amostragem; em baixo, o sinal digital*

Após todos os pontos terem sido amostrados, o conversor A/D vai criar o sinal digital. Como tal haverá uma distorção geométrica do sinal digital em relação ao sinal analógico – *real*. Sabendo isto, é lógico concluir que quanto maior o número de pontos recolhidos, ou seja, quanto maior for a frequência de amostragem, melhor estará representado o sinal digital em relação ao seu sinal analógico. No entanto, o espaço requerido para armazenar o sinal digital também será maior [34], pelo que é vital encontrar uma relação entre o armazenamento de dados e a qualidade dos mesmos.



Fig.19. Quarta etapa do tratamento e análise de sinal: **Janelas e Registo Buffer**

O “*buffer*” é uma região de armazenamento temporário de dados na memória do computador – *memória RAM* – cujo objectivo é o de guardar os dados até serem necessários [35]. O “*windowing*” é o passo seguinte no processamento do sinal. *Windowing* é uma técnica usada para atenuar os efeitos que resultam de uma fuga de informação espectral – *Leakage* – no espectro de frequências FFT. O processo matemático – *FFT* – para calcular as amplitudes e as frequências das componentes presentes no sinal digitalizado, exige que a amplitude no início e no fim da amostra seja nula. Se isto não se verificar, a interpretação do sinal pela FFT irá incluir componentes de frequência que não existem no sinal real. Assim, o processo exige que o sinal seja periódico dentro do intervalo da amostra, de forma a o sinal não apresentar descontinuidades, que são interpretadas no processamento da FFT como frequências moduladas, as quais não existem na realidade. Este problema é resolvido por um circuito electrónico que multiplica o sinal – *dentro da amostra* – por uma função *Windows* que força o sinal a ser zero nos limites da amostra.

Na **fig. 20** pode ser observado um sinal de vibração e como o *windowing* se processa. Dependendo do tempo de amostragem e do “*trigger*” que acciona o momento inicial de recolha da amostra – *geralmente quando o veio está numa dada posição* – vão-se obter N amostras num intervalo de tempo escolhido. No caso da **fig. 20** estão representadas duas amostras. Olhando para o quadro a negro, pode-se registar que por mera coincidência, o sinal à entrada e saída da janela é nulo. O mesmo já não se passa no entanto com a amostra a vermelho, onde o sinal à entrada e saída da janela não é zero.

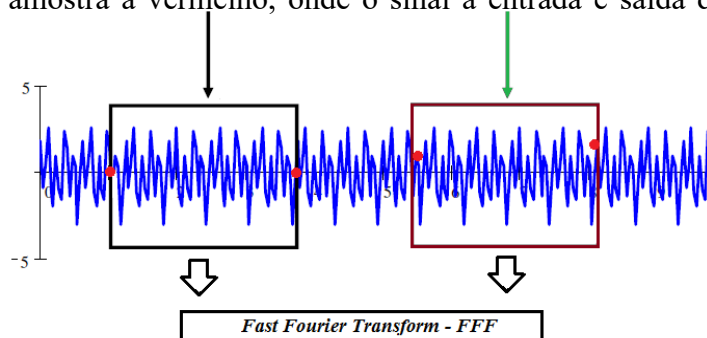


Fig.20. Demonstração do conceito de *windowing* num sinal

Ao ser efectuada a FFT e ao unir as duas amostras uma à outra, rapidamente é perceptível que os dois sinais apareceriam descontinuados. Para evitar isto, o sinal é forçado a ser zero na entrada e saída da recolha do sinal – ver **fig. 21** – dando assim origem a um sinal aparentemente contínuo no tempo.

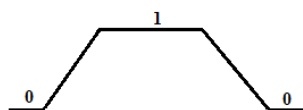


Fig.21. Multiplicação do valor do sinal por zero à entrada e saída do sinal recolhido criando uma continuidade do sinal

O erro de *windowing* pode ser reduzido se for escolhida a janela adequada, consoante o tipo de sinal. Uma das janelas mais usadas na medição de vibrações periódicas é a janela *Hanning*. É a função mais usada na recolha de dados de rotina uma vez que estabelece um compromisso entre a precisão em amplitude e em frequência. O objectivo desta janela é o de fazer que as amplitudes do espectro sejam mais próximas dos seus valores verdadeiros e reduzir o número de componentes falsas do espectro.

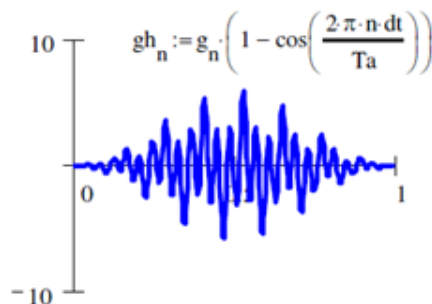


Fig.22. Janela de Hanning

As janelas podem ser diferenciadas consoante o tipo de sinal a tratar – *transiente* ou *contínuo* – e dos objectivos da análise a efectuar. A **tabela 1** demonstra as aplicações das janelas mais comumente utilizadas.

Tipo de sinal	Aplicação	Janela
Transiente	Geral	Rectangular
	Transientes curtos e testes de impacto com sinal de excitação curto	Transiente
	Transientes longos e testes de impacto com sinal de excitação longo	Exponencial
	Transientes muito longos	Hanning (x % de sobreposição)
Contínuo	Geral e medição de respostas com excitação aleatória	Hanning
	Separação de picos adjacentes	Kaiser-Bessel
	Calibração	Flat-Top
	Sinais pseudo-aleatórios, análise por ordens e medição de respostas com excitação pseudo-aleatória	Rectangular

Tabela 1. Tipos de Janela e suas aplicações

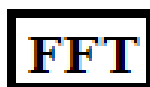


Fig.23. Quinta etapa do tratamento e análise de sinal: **FFT**¹

A transformada rápida de Fourier [36] pega num sinal existente no mundo real, variável no tempo e decompõe-no em variados componentes, cada um com a sua amplitude, fase e frequência, sendo que através da associação das frequências com as características das máquinas e olhando para as amplitudes, torna-se possível localizar com exactidão a origem dos problemas. Por outras palavras é possível tratar matematicamente o sinal no tempo – *simples ou complexo* – de forma a calcular as componentes de frequência que se encontram presentes no sinal, assim como as respectivas amplitudes. Como é afirmado pela teoria de Fourier, todas os sinais, independentemente da sua complexidade, podem ser expressos como a soma de ondas sinusoidais de variadas amplitudes, fases e frequências.

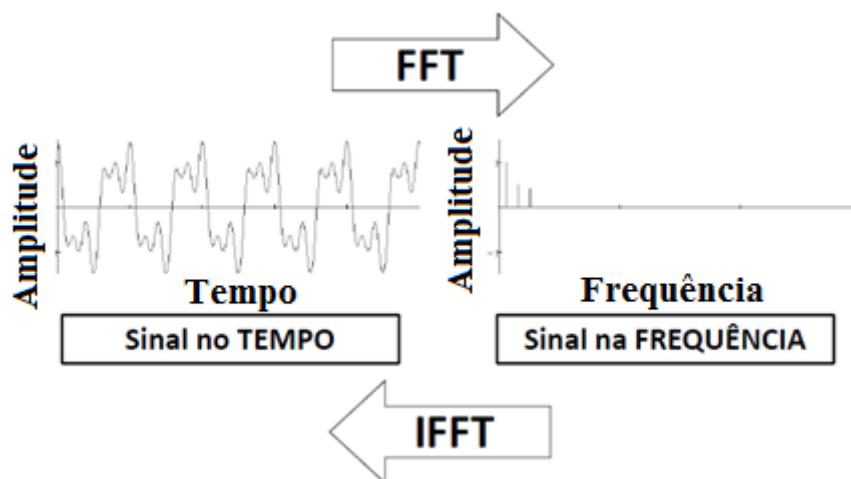


Fig.24. Processo de FFT e inversa da FFT. Tempo vs Frequência

A FFT introduz erros que deturpam a verdade sobre os valores obtidos no espectro de frequência. A compreensão destes erros é fundamental para se perceber o verdadeiro significado do espectro obtido. Com a FFT existem três erros associados: “*Aliasing*”, “*Windowing*” e “*Picket fence effect*” – efeito de cerca. O efeito de “*aliasing*” e “*windowing*” já foram descritos anteriormente. Destes três resta explicar o conceito de “*Picket fence effect*”.

Imagine-se o seguinte exemplo: uma casa rodeada por todos os lados de uma cerca branca. Olhando de fora, só se conseguem ver as partes visíveis por entre as tábuas da cerca, o que não representa a totalidade da casa, mas apenas pequenas partes, observando-se assim uma distorção da realidade. Quanto mais estreitas forem as tábuas melhor será a imagem que se tem da casa – **fig. 25**.

(CAPÍTULO 3)

¹ Informação detalhada sobre as DFT e FFT em : Chedas Sampaio, *Análise em Frequência*, Março 2010

Em análise de frequência estas tábuas dizem respeito aos períodos (T) que originam um espectro com as várias componentes de frequência. Relembrando que a frequência é o inverso do período, quanto maior for o período, menor será o valor de frequência – *maior resolução* – contribuindo para uma melhor imagem dos detalhes do espectro de frequências.

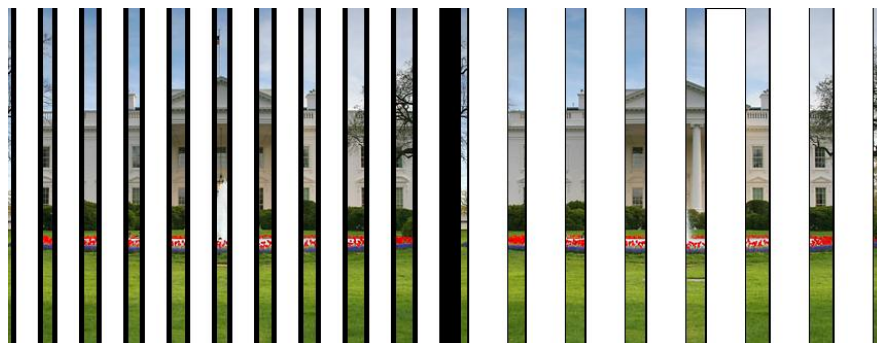


Fig.25. Efeito de cerca - “Picket fence”

Ao se observar a **fig. 25**, verifica-se que do lado esquerdo da imagem, é obtido um maior pormenor do conteúdo em frequência do sinal ao invés do que é verificado na imagem do lado direito.

Médias

Fig.26. Sexta etapa do tratamento e análise de sinal: **Médias** [37]

Máquinas constituídas por muitos componentes individuais produzem espectros de frequência de enorme complexidade, sendo produzidos por vezes componentes de frequência muito próximos uns dos outros – *como no caso das engrenagens*. A **média no tempo** existe para resolver este problema, sendo uma técnica que retira os efeitos de ruído do sinal monitorizado e realça as componentes relacionadas com o sinal taquimétrico. Consiste na realização de medições sincronizadas com a rotação do veio que se quer controlar e que posteriormente são sujeitas a uma média. Deste modo, as vibrações que resultam de eventos assíncronos com a rotação do veio vão-se subtraindo umas às outras, tornando as vibrações síncronas mais visíveis.

A **média na frequência** - *média de espectros* – serve para atenuar ou eliminar as componentes aleatórias ou ruído presentes no sinal medido e realçar as que verdadeiramente interessam. O cálculo das médias providencia um maior número de resultados na recolha de dados, permitindo obter assim indicadores prévios da deterioração de uma máquina. Existem diferentes médias: linear, exponencial, retenção de valor de pico, média RMS, entre outras [38]. Destas, irão ser abordadas as seguintes: linear e exponencial.

A **média linear** consiste na adição de cada espectro aos anteriormente medidos sendo o total dividido pelo número de espectros. Esta média é útil na obtenção de dados repetíveis para a análise de tendência de avarias - “*trending*” - sendo também usado para amenizar vibrações aleatórias de fundo.

A **média exponencial** difere da linear na medida em que atribui um maior peso às amostras recentes do sinal medido, em detrimento das mais antigas. Esta média é útil na observação de condições que se alteram a uma velocidade relativamente lenta em relação à frequência de amostragem.

Visualização & Armazenamento

Fig.27. Última etapa do tratamento e análise de sinal: *Visualização e Armazenamento*

Já se referiu que a recolha do sinal é realizada através de analisadores de espectros portáteis. Essa informação é depois processada e armazenada num computador ligado ao sistema. No decorrer deste trabalho, o programa usado foi o *ENLIVE*, vocacionado para a monitorização “*online*” de sinais de vibração.

3.3. Teoria de Vibração Aplicada às Caixas Redutoras [39] [40]

Pare se poder monitorizar a condição do estado de uma caixa redutora através do uso da ferramenta de análise de vibrações e realizar as devidas operações de manutenção, há que saber quais as frequências no espectro às quais devem ser prestadas atenção:

- Frequências de Rotação dos Veios (*em Hz*);
- Harmónicas das Frequências de Rotação dos Veios;
- Frequência de Engrenamento - *FE*;
- Harmónicas da Frequência de Engrenamento;
- Bandas Laterais – *BL* – da Frequência de Engrenamento;
- Frequências de ressonância

De modo a calcular as frequências referidas é necessário recolher diversa informação consoante a caixa redutora e disposição da mesma: número de dentes da coroa e do pinhão, relação de transmissão das engrenagens, polias, velocidades de rotação dos veios existentes, informação sobre rolamentos, entre outros. De referir que as amplitudes das frequências de rotação dos veios, da *FE* – e *suas bandas laterais* – serão mais representativas na direcção radial para engrenagens de dentes rectos e mais representativas nas direcções axiais para engrenagens helicoidais.

Antes de se apresentarem os espectros de frequência típicos para uma caixa redutora - *os quais servirão para comparar com os espectros de frequência obtidos na componente prática do trabalho* – é importante referir que por vezes colocam-se algumas dificuldades no estudo de uma caixa redutora:

- Por vezes a caixa redutora encontra-se num local de difícil acesso;
- Má relação entre o sinal obtido e o ruído causado por outras fontes de vibração - *outras engrenagens, rolamentos, máquinas na vizinhança, etc.* Para piorar as coisas, o ruído aumenta quando: os erros de transmissão aumentam; quando a velocidade de operação aumenta e quando o número de engrenagens na caixa redutora também aumenta;
- Excesso de ruído no sinal pode levar a um mau diagnóstico, pois a presença de ruído pode não ser sinónimo de uma caixa redutora com problemas.

No estudo das vibrações em caixas redutoras, existem **dois factores** importantes **a ter em conta**:

- **Velocidade:** *influencia a frequência* – deslocando as frequências para o lado direito do espectro, quanto maior forem as velocidades de rotação dos veios – e *a amplitude* - aumentando os valores globais de vibração no espectro;
- **Carga:** *influencia a amplitude* – uma maior carga transmitida – *binário* – dá origem a uma maior amplitude dos componentes de frequência observáveis no espectro de frequências. Obriga também a ter um cuidado acrescido com o fenómeno de “*backlash*”, pois uma súbita descida no binário transmitido entre as engrenagens poderia causar um “*backlash*” excessivo.

Para a **análise de vibrações de uma caixa redutora** é comum analisar **o sinal no tempo** e em **frequência**.

A **análise do sinal no tempo** permite identificar falhas individuais nos dentes de uma engrenagem. O parâmetro designado de “*kurtosis*” [41] é um bom indicador para este tipo de falha localizada, uma vez que defeitos como o desgaste e falhas de superfície produzem uma distribuição mais estreita da função de densidade de probabilidade como referido em [42].

Ao se analisar o sinal no tempo são muitas as vantagens:

- Permite a acentuação de defeitos;
- Reduz o ruído aleatório;
- Indicado para sinais repetitivos/periódicos, ou seja, que se repetem no tempo – *como o bater de um dente partido a cada rotação do veio, que é revelado no sinal do tempo com uma componente de frequência de amplitude pronunciada.*

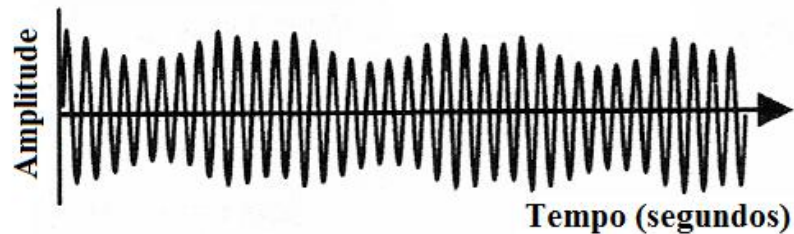


Fig.28. Sinal no tempo para uma caixa redutora em bom estado

A **fig. 28** representa teoricamente o sinal no tempo para uma caixa redutora em bom estado e em condições máximas de velocidade e carga. No entanto, na realidade, o sinal no tempo de uma caixa redutora é sim uma forma de onda mais parecida com a que pode ver visualizada na **fig. 29**.

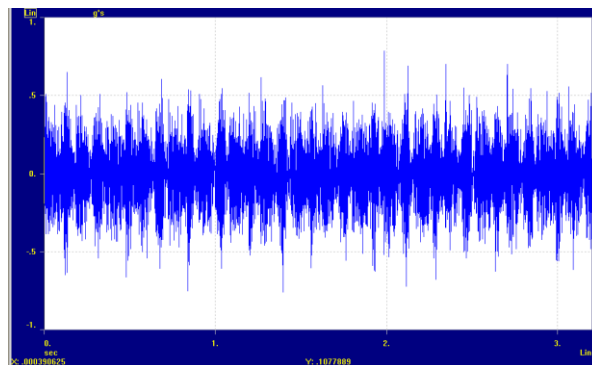


Fig.29. Sinal no tempo para a caixa redutora em bom estado, estudada no laboratório²

(CAPÍTULO 3)

² Este sinal no tempo foi recolhido para o ensaio 1, com a caixa redutora em bom estado, sem carga e com uma velocidade constante de 500 RPM no veio de entrada da caixa redutora.

3.4. Espectros de Frequência em Caixas Redutoras

De seguida são apresentados os espectros de frequência típicos em caixas redutoras [43]. As afirmações apresentadas nas páginas que se seguem são baseadas na referência atrás apresentada. Estes serão posteriormente usados como material de comparação para os espectros de frequência obtidos em laboratório. Os espectros de frequência consultados são como se apresentam:

- **Em Condições Normais de Operação** - *caixa redutora em bom estado*;
- **Em Carga**;
- **Desgaste**;
- **Excentricidade e “Backlash”**;
- **Desalinhamento**;
- Dentes Quebrados ou Partidos;
- Folgas Excessivas;
- FFM - *frequência de fase de montagem*;
- Frequência de Repetição de Dentes (FRD) – *frequência “hunting tooth”*.

Todos estes espectros serão representados teoricamente nas próximas páginas. No entanto, de referir que apenas os primeiros cinco – *escritos em **negrito*** – serão usados como referência e comparados com os espectros de frequência obtidos para ambas as caixas redutoras estudadas na componente prática da dissertação, visto que o único **defeito estudado** foi o de **desgaste**.

Os espectros de frequência relativos a problemas de excentricidade e desalinhamento serão tidos como referência na parte prática, uma vez que os mesmos estão relacionados intimamente com o fenómeno de “*backlash*” já referido.

Caixa Redutora em Bom Estado

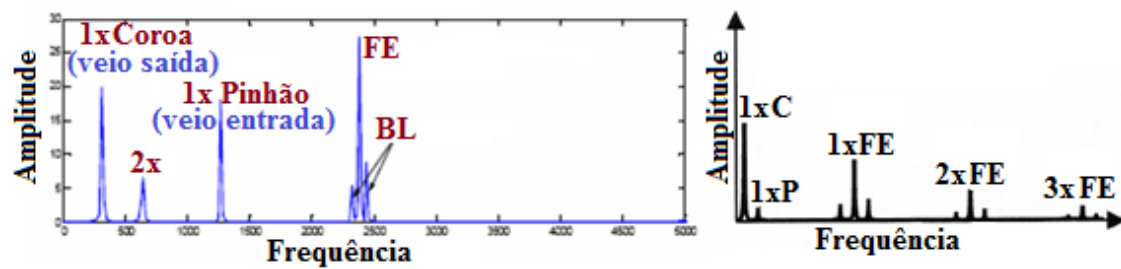


Fig.30. Espectro de frequências de uma caixa redutora em bom estado

Na **fig. 30** é visível o espectro de frequências de uma caixa redutora sem defeitos. Nele encontra-se representada a FE – *frequência de engrenamento* – geralmente acompanhada de bandas laterais e as frequências de rotação dos veios. No caso da **fig. 30**, como se trata de uma caixa redutora simples, está representada a frequência de rotação do veio de saída – *menor velocidade de rotação* - e a de entrada – *maior velocidade de rotação*.

- ✓ Todos os componentes de frequência têm baixa amplitude e não visíveis frequências naturais;
- ✓ A teoria diz que para caixas redutoras sem defeitos significativos, as harmônicas da frequência de rotação têm pouca expressão;
- ✓ As frequências $2xFE$ e a $3xFE$ têm valores de amplitudes decrescentes em relação à $1xFE$;

Caixa Redutora em Carga

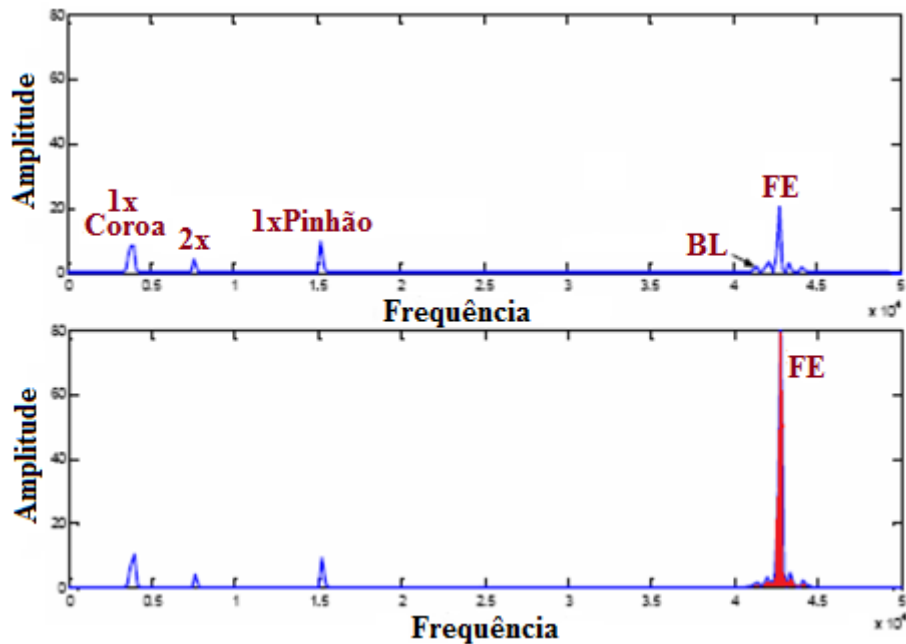


Fig.31. Espectro de frequências de uma caixa redutora em carga

Na **fig. 31** são apresentados dois espectros de frequência. Em cima um espectro de frequências em condições normais de operação e em baixo o mesmo espectro de frequências mas quando a caixa redutora é submetida a um aumento significativo de carga. É visível o aumento da amplitude da FE com o aumento de carga nas engrenagens. Em função da alteração do valor de carga aplicada nas engrenagens, pode-se afirmar o seguinte:

- ✓ As amplitudes da FE são muito sensíveis à alteração do valor de carga. Como tal, a sua variação não deve ser imediatamente associada a uma avaria;
- ✓ Devido à influência da carga numa caixa redutora e de modo a assegurar a repetibilidade dos dados recolhidos para os diferentes ensaios realizados, cada ensaio deverá ser sempre levado a cabo nas mesmas condições de carga;

Caixa Redutora com Excesso de Carga

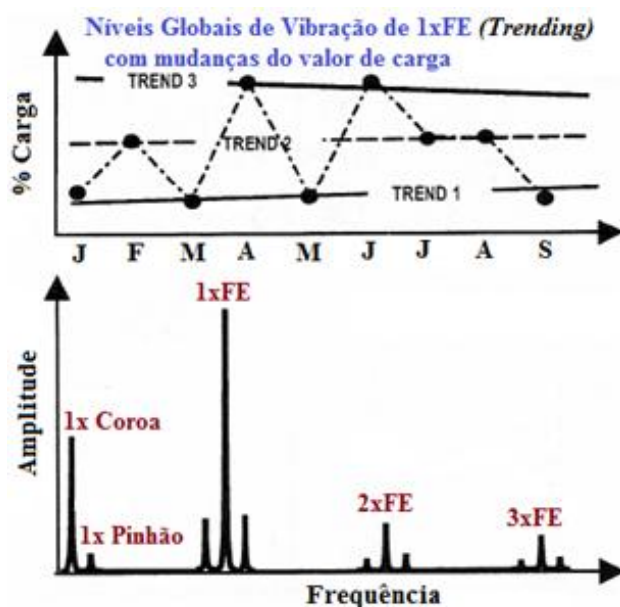


Fig.32. Espectro de frequências de uma caixa redutora com excesso de carga³

Comparando o espectro de frequências da **fig. 32** com o apresentado na **fig. 30**, é possível registar um aumento significativo da amplitude em 1xFE, sendo que o restante do espectro se mantém praticamente inalterado. Na **fig. 32** encontra-se também representado um exemplo de análise de tendência de avarias – “*trending*” [44] consoante a percentagem de carga a que a caixa redutora está sujeita. É importante evitar o excesso de carga, pois este aumento de carga pode acabar por dar origem a um ou mais dentes partidos, o que seria catastrófico para a caixa redutora.

³ As letras J F M A M J J A S, correspondem aos meses do ano: Janeiro, Fevereiro, Março, Abril, Maio, Junho, Julho, Agosto, Setembro.

Caixa Redutora com Desgaste

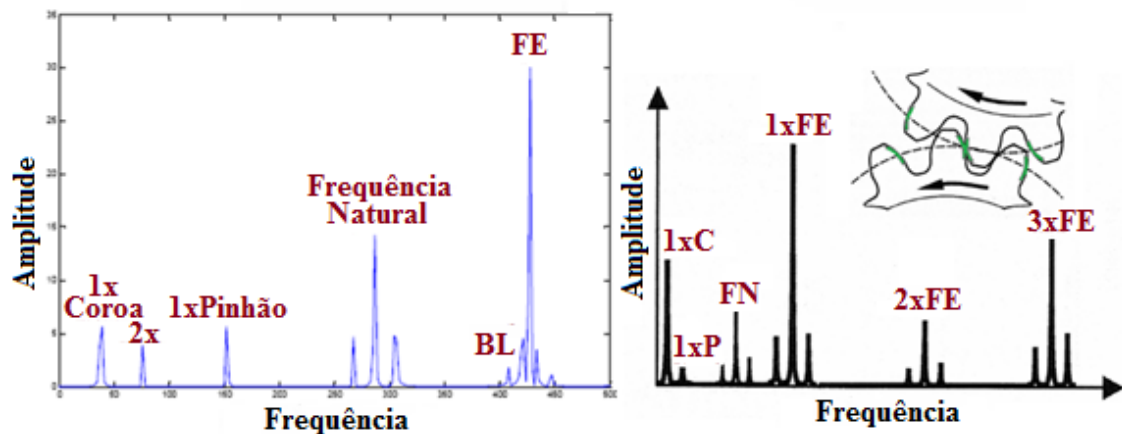


Fig.33. Espectro de frequências de uma caixa redutora com desgaste dos dentes

A **fig. 33** mostra o espectro de frequências de uma caixa redutora com desgaste. Do lado direito da figura, delineado a verde estão também representadas as zonas dos dentes mais expostas ao desgaste devido ao contacto dos dentes no engrenamento. Em relação ao espectro de frequências apresentado é possível referir o seguinte:

- ✓ Um bom indicador do desgaste é o aparecimento de frequências naturais – FN acompanhadas por BL a 1xRPM da engrenagem que sofreu desgaste;
- ✓ No evento de mais do que uma engrenagem apresentar desgaste, ter-se-ão bandas laterais espaçadas da FE às respectivas velocidades de rotação dos veios em que se encontram as engrenagens com defeito;
- ✓ As amplitudes das BL são geralmente um melhor indicador da ocorrência de desgaste que as FE, pois as amplitudes das FE podem não mudar significativamente. No entanto, é comum para BL vizinhas da FE aumentarem de amplitude.

Excentricidade e “Backlash”

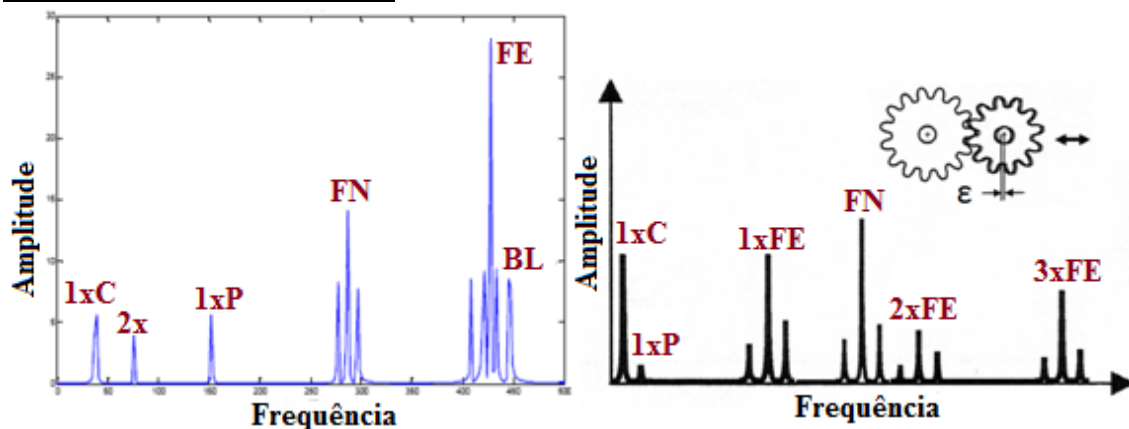


Fig.34. Espectro de frequências de uma caixa redutora com problemas de excentricidade e “backlash”

A **fig. 34** descreve o problema de excentricidade e o fenómeno de “backlash”. Sobre o problema de excentricidade e “backlash”, pode ser dito o seguinte:

- ✓ Um “backlash” incorrecto normalmente excita a FE e a FN, sendo que ambas apresentarão BL a 1xRPM da engrenagem com o problema;
- ✓ Se o “backlash” for o problema, geralmente isto traduz-se na diminuição dos valores de amplitude da FE e da FN à medida que os valores de carga aumentam;
- ✓ A existência de BL com amplitude relativamente alta na vizinhança da FE sugere problemas relacionados com excentricidade, “backlash” ou veios não paralelos;
- ✓ A engrenagem com o problema é indicada através do espaçamento entre as frequências das BL e a da FE – ΔF .

Desalinhamento

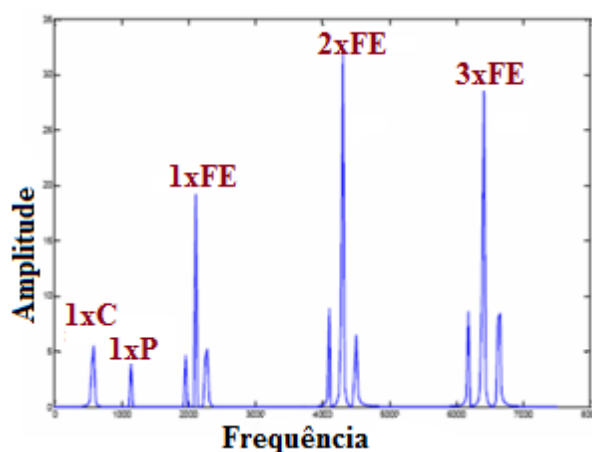


Fig.35. Espectro de frequências de uma caixa redutora com problemas de desalinhamento

Sobre o desalinhamento e tendo em conta o espectro de frequências apresentado na **fig. 35**, pode-se inferir sobre os seguintes pontos:

- ✓ O desalinhamento excita quase sempre harmónicas da FE, de segunda ordem ou superiores, sendo as harmónicas acompanhadas de BL espaçadas à frequência de rotação do veio desalinhado;
- ✓ Na maioria das vezes, a amplitude a 1xFE tem valores baixos, mas muito superiores a 2 e 3xFE. No caso da fig. 37, a 2xFE apresenta a amplitude mais elevada do espectro, mas não é incomum ser a 3xFE a mais pronunciada [45];
- ✓ Para identificar e classificar correctamente o problema do desalinhamento é fundamental estabelecer a Fmax de modo a capturar pelo menos duas harmónicas da FE – 2xFE e 3xFE.

Dentes Quebrados ou Partidos

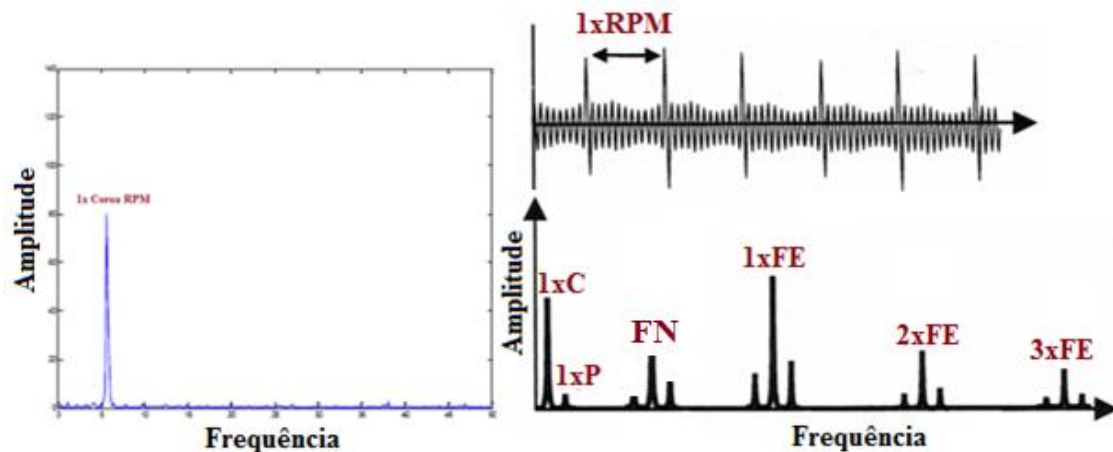


Fig.36. Espectro de frequências de uma caixa redutora com um dente quebrado ou partido

A **fig. 36** representa o espectro de frequências para uma engrenagem com um dente quebrado partido, assim como o sinal no tempo característico de uma falha deste tipo. Sobre o problema de dentes quebrados ou partidos pode ser dito o seguinte:

- ✓ Um dente quebrado ou partido, vai gerar uma amplitude elevada a $1xRPM$ da engrenagem correspondente. Mais, vai também excitar a FN, sendo esta acompanhada de BL distanciadas da FN pela respectiva frequência de rotação da engrenagem com o(s) dente(s) em causa;
- ✓ Este problema é melhor detectado observando a forma de onda – *análise do sinal no tempo* - sendo que as amplitudes de frequência representativas dos impactos serão mais facilmente reconhecíveis no domínio do tempo – e após a realização de médias sincronizadas – do que no domínio da frequência;
- ✓ O intervalo entre os impactos – *visualizado no sinal no tempo* - será referente a $1x RPM$ da engrenagem com o dente que possui o defeito;
- ✓ Por sua vez o tempo entre os impactos irá corresponder a $1/RPM$ da engrenagem com o problema.

Folgas Excessivas

Na **fig. 37** pode ser visualizado o espectro de frequências de uma caixa redutora cujo veio de entrada tem uma folga excessiva, resultando no aparecimento de harmónicas a $1xRPM$ do veio de entrada da caixa redutora Também a $2xFE$ e $3xFE$ têm valores de amplitudes mais pronunciados.

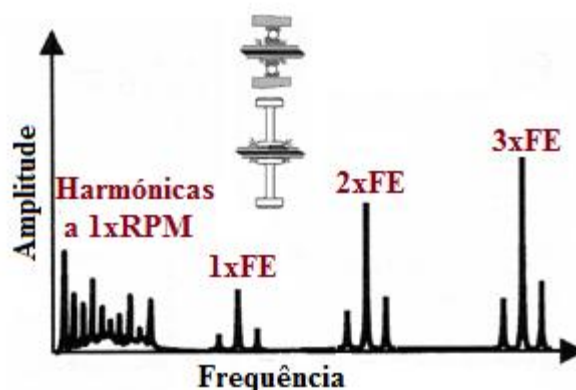


Fig.37. Espectro de frequências de uma caixa redutora com folgas excessivas

Frequência de Fase de Montagem

A **fig. 38** é respectiva à FFM – frequência de fase de montagem. Esta pode aparecer no espectro de frequências de uma caixa redutora quando a mesma é desmontada – *para detecção ou reparação de uma avaria* - e posteriormente montada numa sequência de engrenamento de dentes diferente da original. Para tal é importante numerar os dentes das engrenagens ou de criar uma pequena marca nas mesmas de modo a ser visível a indicação de posição de engrenamento.

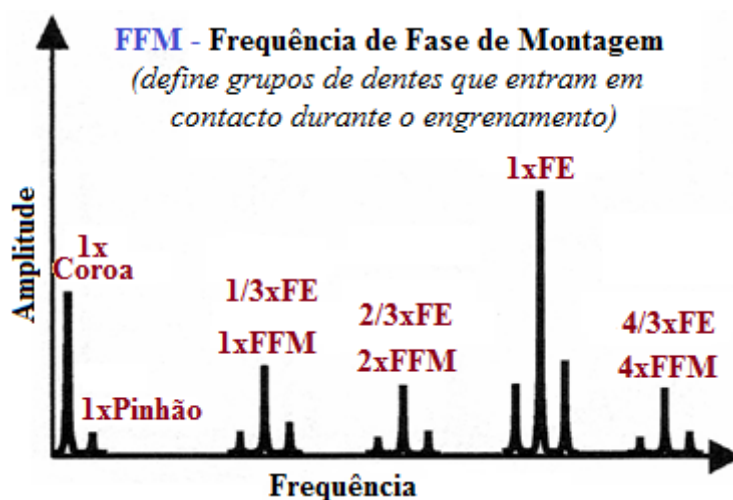


Fig.38. Frequência de fase de montagem

A **fig. 39** mostra como a numeração de dentes do par de engrenagens das caixas redutoras testadas em laboratório pode ser efectuada - 15 dentes para o pinhão e 30 para a coroa - permitindo também a visualização do diâmetro primitivo e linha de contacto entre os dentes - *linha vermelha*. Esta marcação pode ser composta por números ou através do uso de um código de cores.

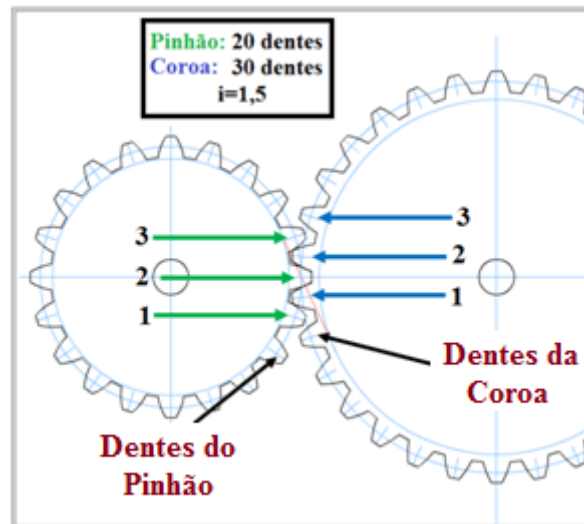


Fig.39. Numeração dos dentes das caixas redutoras testadas [46]

Para se determinar a FFM, primeiro é preciso ser explicado o conceito por detrás das fases de montagem. Para tal repare-se na **fig. 40**.

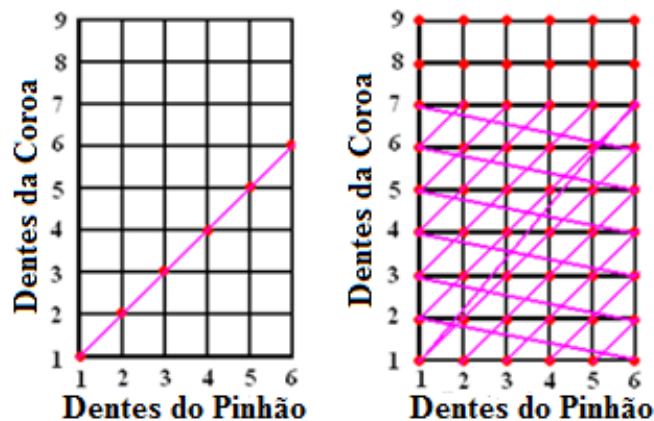


Fig.40. Sequências de contacto entre dentes – à esquerda: n° dentes igual para pinhão e coroa (6 dentes); à direita: n° dentes do pinhão (6) diferente do n° dentes da coroa (7)

Na **fig. 40** são apresentadas as sequências de contacto para dois pares de engrenagens com diferentes fases de montagem. Do lado esquerdo tem-se que o n° de dentes da coroa e do pinhão são iguais. Isto faz com que os dentes desenvolvam um desgaste complementar durante o contacto.

Este desgaste é benéfico pois permite compensar as imperfeições inerentes à produção dos dentes das engrenagens ou erros na fase de montagem. No entanto, se este par de engrenagens for desmontado e posteriormente montado sem se ter em consideração a sequência correcta dos dentes numerados, cada dente já não irá engrenar com o seu complementar, dando origem a uma mudança ao nível das vibrações. Este par de engrenagens diz-se ter **seis fases de montagem - 6 FM**.

Ainda na **fig. 40**, do lado direito, é visível uma sequência de contacto mas para um par de engrenagens onde o pinhão tem seis dentes e a coroa tem sete dentes. Esta é uma situação diferente da anterior, em que após sete rotações, todos os dentes do pinhão estão em contacto com os dentes da coroa. Esta configuração permite que todos os dentes do par de engrenagens sofram um desgaste idêntico. Assim sendo, mesmo se o pinhão e a coroa forem desmontados e montados de seguida numa sequência diferente da original, não se verificaria nenhuma diferença a nível da vibração. Este par de engrenagens diz-se ter uma **única fase de montagem -1 FM**.

Deste modo, o número de FM de um par de engrenagens é considerado na bibliografia consultada, como o número de tipos de desgaste – *ou padrões de desgaste* – desenvolvidos pelo contacto dos dentes de um par de engrenagens. Posto isto, percebe-se que o maior ou menor desgaste depende das sequências de contacto entre os dentes. O factor **MDC** apresentando de seguida define o máximo divisor comum existente entre a coroa e o pinhão de um par de engrenagens.

A **Frequência de Fase de Montagem – FFM** – é caracterizada pela seguinte fórmula:

$$f_{FM} = \frac{FE}{MDC} \text{ (Hz)} [47]$$

Onde:

- **FE** refere-se à frequência de engrenamento – Hz;
- **MDC** corresponde ao máximo divisor comum entre o par de engrenagens;

De referir que se o MDC for igual a 1 – *ou seja, só tiver uma fase de montagem* – a FFM é igual à FE.

Em relação às caixas redutoras estudadas nesta dissertação, a determinação do MDC encontra-se demonstrado na **fig. 41**:

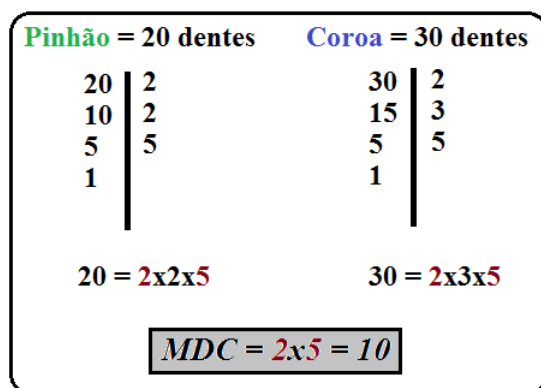


Fig.41. MDC para os pares de engrenagens das caixas redutoras

O MDC está directamente relacionado com o desgaste das engrenagens. A **fig. 42** demonstra a importância do MDC na esperança média de vida de um par de engrenagens e como esta é extremamente baixa para as caixas redutoras estudadas – apenas de 10% - devido ao valor de MDC ser de 10.

MDC	% esperança média de vida
1	100%
2	50%
3	33%
4	25%
5	20%
6	16%
7	14%
8	12%
9	11%
10	10%

Fig.42. Percentagem da esperança média de vida para os pares de engrenagens das caixas redutoras em estudo

Frequência de Repetição de Dentes – “*hunting tooth*”

Por fim, é apresentada na **fig. 43**, a representação do espectro de frequências relativa à frequência de repetição de dentes – *para efeitos de nomenclatura, manter-se-á a designação do termo original “hunting tooth”, f_{HT}* . Esta frequência ocorre quando um dente na coroa e um dente no pinhão, ambos com falhas localizadas, engrenam um no outro.

Os dentes entram em contacto com uma frequência igual a:

$$f_{HT} = \frac{FE \times MDC}{n^{\circ} \text{ dentes coroa} \times n^{\circ} \text{ dentes pinhão}} (Hz) [48]$$

Onde:

- f_{HT} , refere-se à frequência de repetição dos dentes – Hz;
- FE refere-se à frequência de engrenamento – Hz;
- MDC corresponde ao máximo divisor comum entre o par de engrenagens.

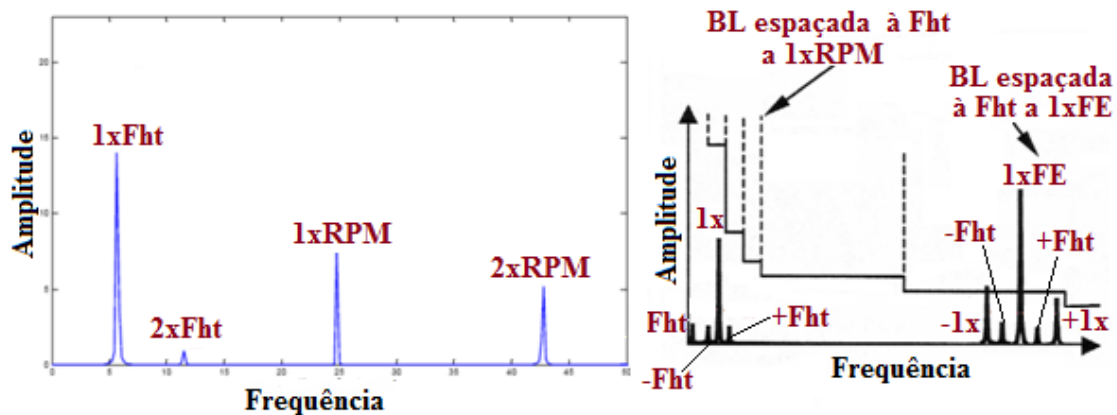


Fig.43. Frequência de Repetição de Dentes

A frequência de repetição de dentes apresenta geralmente valores muito baixos de frequência – **fig. 43** – pelo que raramente é considerada em estudos de caixas redutoras por analistas de vibração.

$$\left\{ \begin{array}{l} RPM_{VEIO ENTRADA} = 1500RPM \\ FE = 1500 \times 20 (n^{\circ} \text{ dentes pinhão}) = 30000CPM (ou 500Hz) \\ f_{ht} = \frac{30000 \times 10}{20 \times 30} = 500CPM (\sim 8,33Hz) \end{array} \right.$$

Fig.44. Exemplo de cálculo da frequência de repetição de dentes para a maior velocidade de rotação testada em laboratório

As frequências descritas neste subcapítulo 3.4. são as que detêm uma maior relevância para o estudo de uma caixa redutora. Existem no entanto, outras que não estando directamente ligadas ao estudo das caixas redutoras podem aparecer no espectro de frequências. Estas não serão abordadas pois fogem ao âmbito do estudo das caixas redutoras neste trabalho.

De qualquer modo, é importante saber que elas existem e que são como se apresentam:

- ✓ Frequência de passagem da correia
- ✓ Frequência de defeito dos rolamentos
- ✓ Frequências fantasma [49]

3.5. Modulação – Análise do Sinal no Tempo e Frequência [50] [51]

Para melhor entender a teoria de modulação e como esta se aplica às caixas redutoras, há que rever alguns pontos de análise de vibrações:

- Um componente de frequência – *seu valor de frequência no espectro* – identifica um problema básico num componente mecânico/máquina;
- As amplitudes do componente referido e as suas harmónicas são indicadoras da severidade do problema;
- As relações de fase - *análise do sinal no tempo* – ajudam a distinguir entre problemas de folgas e excentricidade;
- A **modulação** pode ser em **amplitude**: variação cíclica de amplitude de um sinal de frequência constante – *variações de carga*;
- **Efeito da modulação em Amplitude**: O sinal de vibração de uma caixa redutora é constituído principalmente da FE e as suas harmónicas. Sabe-se também que durante o engrenamento, o valor da carga sob o dente varia. Isto faz com que as amplitudes do sinal também variem, resultando numa ***modulação em amplitude***. Uma fonte comum de modulação é a excentricidade de uma engrenagem, onde a modulação em amplitude se encontra intimamente relacionada com a velocidade de rotação – *frequência moduladora* – da engrenagem excêntrica em torno da FE - *frequência modulada*;
- A **modulação** pode ser em **frequência**: variação cíclica da frequência de um sinal de amplitude constante – *variações de velocidade*;

- **Efeito da modulação em Frequência:** nos casos em que a velocidade de rotação de uma engrenagem não é constante e que a folga entre os dentes não é perfeitamente uniforme, dá-se a modulação em frequência. O que acontece é que quando ocorre um aumento da modulação em amplitude – *devido à variação dos esforços de contacto entre os dentes* – existe também uma flutuação de binário e consequentemente da velocidade angular, o que por sua vez provoca uma modulação em frequência. Esta modulação em frequência é registada no espectro de frequências como um aumento de amplitude das bandas laterais com um espaçamento igual à frequência moduladora, ou seja, a frequência que provoca a modulação em amplitude.

Os problemas existentes em máquinas rotativas são geralmente fáceis de diagnosticar quando os sinais de vibração que as mesmas máquinas geram são sinais sinusoidais simples, com frequências bem definidas. Por exemplo, os componentes da FE numa caixa redutora são geralmente sinusoidais e aparecem a uma frequência igual ao número de dentes multiplicada pela velocidade de rotação do veio em que a engrenagem se encontra.

No entanto, a maior parte dos problemas em máquinas rotativas – *inclusive muitos tipos de problemas em caixas redutoras, como a excentricidade e ao nível de engrenamento propriamente dito* - geram sinais de vibração extremamente complexos e repletos de harmónicas, sendo o número das harmónicas e o valor de amplitude das mesmas, muitas das vezes proporcional à severidade do problema. Para complicar as coisas está o facto de que diferentes problemas de equipamento podem gerar componentes de frequência idênticos, como o desequilíbrio e o desalinhamento.

No caso das caixas redutoras, uma 2xFE pronunciada pode ser originada por muito ou pouco “backlash”. Diagnosticar problemas em caixas redutoras pode ser particularmente complicado uma vez que uma anomalia no engrenamento pode ser diferente para cada par de engrenagens – *isto em caixas de engrenagens mais complexas, não o caso das caixas redutoras estudadas neste trabalho*.

Admitindo um par de engrenagens perfeito, é de esperar que a FE possua um baixo valor de amplitude, obtendo-se no sinal no tempo, uma forma de onda sinusoidal, tendo cada ciclo uma amplitude constante. No entanto, também é de esperar que quando uma imperfeição surge nos dentes do par de engrenagens, a amplitude da FE aumente e que seja visível modulação no espectro de frequências sob a forma de bandas laterais. Assim, tem-se que a FE é a frequência transportadora e a frequência de rotação da engrenagem é a frequência moduladora.

Se esta frequência moduladora for sinusoidal, no espectro de frequências irá aparecer uma modulação de amplitude representada sob a forma de um par de bandas laterais, ou seja, uma banda lateral superior e uma banda lateral inferior, como se pode ver na **fig. 45**. Para este exemplo é considerada uma engrenagem de 27 dentes – *com uma frequência de rotação de 29.6 Hz* – que engrena com uma outra de 61 dentes. A FE é de 799.2 Hz.

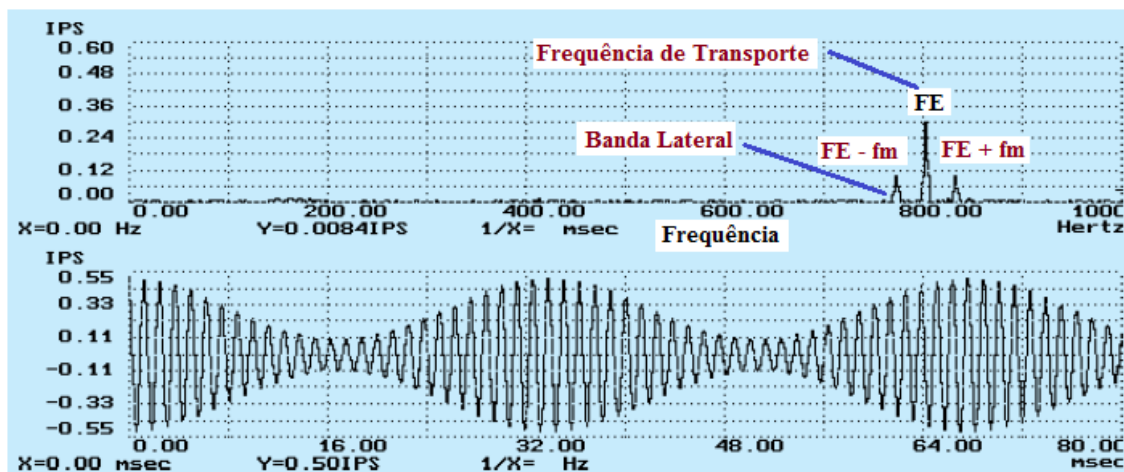


Fig.45. Modulação em amplitude [52]

A **fig. 45** demonstra como o par de bandas laterais aparece tanto no domínio da frequência – *parte superior da figura* – como no domínio do tempo – *parte inferior da figura*. Permite também visualizar a frequência de transporte a 799.2 Hz e duas bandas laterais a 29.6 Hz, espaçadas da frequência de transporte. O domínio do tempo revela também que ambas as bandas laterais se encontram em fase com a frequência de transporte. No entanto, raramente um sinal de vibração proveniente de uma caixa redutora se encontra tão bem definido como na **fig.45**, sendo que na maior parte das vezes o sinal é de enorme complexidade.

Para terminar, nunca é demais importante reafirmar a importância do uso da fase para distinguir entre o problema de excentricidade ou de folgas. Basicamente se a fase for positiva, é criada uma única banda lateral superior. Se uma fase for negativa, é criada uma única banda lateral inferior. No entanto a modulação de bandas laterais únicas é algo que não acontece na prática, devido a inúmeros problemas – *mudanças de fase, distorção do sinal, ruído criado por máquinas rotativas*. Existe um outro tipo de modulação conhecida como modulação de banda lateral vestigial, em que existem bandas laterais superiores e inferiores, mas onde uma é visivelmente superior em amplitude à outra.

É isto que permite depois diferenciar entre problemas de excentricidade ou de folgas num espectro de frequências. Resumidamente, tem-se que:

- Uma **engrenagem excêntrica** está normalmente em fase com a FE. Isto produz uma modulação de banda lateral vestigial com uma **banda lateral superior de maior amplitude**;
- Uma **engrenagem com folgas** está normalmente fora de fase com a FE. Isto produz uma modulação de banda lateral vestigial com uma **banda lateral inferior de maior amplitude**.

3.6. Desgaste numa Caixa Redutora [53]

Devido à transmissão de movimento numa caixa redutora de um veio para outro são originadas forças aquando o engrenamento dos dentes do par de engrenagens. Estes dentes vão então sofrer esforços⁴ de flexão e compressão, sendo estes esforços mais representativos na zona da raiz do dente e na zona de contacto entre os dentes – *diâmetro primitivo*. Estas forças irão originar desgaste nas engrenagens. Consoante o maior nível de desgaste das engrenagens, irão ser visíveis valores de amplitude mais pronunciados em $2xFE$ e $3xFE$.

No caso concreto deste trabalho o único defeito estudado foi o de desgaste – *considerado uniformemente distribuído* - não tendo sido estudadas caixas redutoras com dentes quebrados ou partidos. Mas o facto de não se terem estudado caixas redutoras com dentes partidos não quer dizer que não se deva ter em atenção os sinais clássicos de um dente partido, pois para uma caixa redutora que apresente desgaste, o mais provável é desenvolver com o tempo problemas localizados nos dentes. Na eventualidade de existir um defeito no dente de uma engrenagem – *ou mesmo no caso de um dente partido* – nem sempre esta avaria provoca o aparecimento no espectro de frequências de uma amplitude invulgarmente elevada a $1xRPM$. No entanto, mesmo não havendo um registo de amplitude significativo a $1xRPM$, este defeito vai modular a FE, dando origem a bandas laterais a $1x$ e harmónicas da mesma em casos de falhas mais severos.

Por vezes, uma mudança na amplitude a $2xFE$ é um bom indicador do desenvolvimento de problemas. Mais uma vez é importante referir que as amplitudes das FE e as suas harmónicas são muito sensíveis às mudanças de carga, pelo que é importante recolher dados sobre as caixas redutoras com valores de carga constante. Quando as engrenagens não estão em carga o “*backlash*” pode ser excessivo, contribuindo para o aumento das amplitudes das FE.

⁴ Referência ao subcapítulo 2.3.

Se bem que o engrenamento é projectado para ser o mais suave possível, há sempre um impacto resultante do engrenamento. Este impacto pode excitar frequências de ressonância. O efeito de ressonância deve ser sempre tido em consideração na fase de projecto de uma caixa redutora uma vez que problemas relacionados com ressonância numa caixa redutora vão acelerar o desgaste das engrenagens, contribuindo para uma avaria precoce.

O desgaste é um processo natural das engrenagens e não pode ser evitado. A verdade é que em parte até é desejado, pois novos pares de engrenagens têm defeitos associados ao seu fabrico, mas o desgaste faz com que estes desapareçam rapidamente no ciclo inicial de vida das engrenagens. Após esta etapa, os seus níveis de vibração estabilizam e só voltarão a subir com o desgaste, advido da operação normal das engrenagens.

Se bem que são expectáveis descidas dos níveis de vibração após a fase inicial de desgaste das engrenagens, há que estranhar qualquer descida posterior, especialmente na FE, 2xFE ou nas respectivas bandas laterais, onde uma descida dos níveis de vibração geralmente indica uma variação na rigidez dos dentes e que boa parte da energia gerada no engrenamento está a ser absorvida pelas engrenagens, indicando uma falha catastrófica iminente.

3.7. Conclusão

No Capítulo 3 foi abordado o tratamento do sinal desde a recolha até à sua análise.

Posteriormente foi discutida a teoria por detrás da análise de vibração de caixas redutoras e foram apresentados os respectivos espectros de frequência que servirão de base para a discussão dos resultados obtidos na componente prática do trabalho.

O próximo capítulo diz respeito à componente prática do trabalho, onde é realizada uma breve descrição do equipamento e do “*software*” utilizados. Os resultados dos ensaios experimentais encontram-se também neste ponto da dissertação.

CAPÍTULO 4 – Componente Prática do Trabalho

Após a detecção de uma avaria é efectuado o diagnóstico por um técnico de manutenção. Para o diagnóstico ser o melhor possível, o técnico dispõe de variadas técnicas de manutenção, como a análise de vibrações. Para analisar o sinal de vibração proveniente das caixas redutoras, foi realizada a análise da envolvente, recorrendo ao processo matemático FFT, tanto para uma caixa redutora em bom estado, como para outra com desgaste. O equipamento usado na componente prática deste trabalho – *lâmpada estroboscópica, acelerómetro, placa de aquisição* – é apresentado de seguida.

4.1. Descrição do Equipamento Usado

Na **fig. 46** é apresentada a **lâmpada estroboscópica** usada. Esta permitia a determinação das velocidades de rotação dos veios. Assim, para o veio de entrada da caixa redutora foi possível estabelecer três velocidades distintas de estudo: a 500, 1000 e 1500 RPM.



Fig.46. *Lâmpada estroboscópica*⁵

A lâmpada estroboscópica permitia assim ter a certeza de que o parâmetro de velocidade seria propriamente controlado. Mas para estudar o sinal de vibração das caixas redutoras era preciso um transdutor capaz de detectar a vibração proveniente das caixas e de ser capaz de transmitir o mesmo sinal para posterior análise. No estudo de caixas redutoras é comum o uso de um transdutor de aceleração – **acelerómetro** – pois permite a visualização de altas frequências que caracterizam o espectro de frequências de uma caixa redutora. O acelerómetro usado nos ensaios foi um acelerómetro de compressão. Na **fig. 47** pode ser visto o interior de um acelerómetro de corte – *lado esquerdo da figura* – e o acelerómetro usado em laboratório, modelo 786A – *do lado direito da figura*. A única posição usada para o acelerómetro foi a vertical - **posição 2** [sss].



Fig.47. *Acelerómetro de corte uniaxial usado nos ensaios e posição do acelerómetro*

(CAPÍTULO 4)

⁵ Grau de precisão de ± 1 RPM.

Os acelerómetros possuem as seguintes vantagens e desvantagens [54]:

- **Vantagens:** dimensões reduzidas; leves e de fácil instalação; pouco sensíveis a campos magnéticos; grande banda de frequência – *mede simultaneamente pequenas e grandes amplitudes*;
- **Desvantagens:** necessita de condicionador de sinal ⁶; relação sinal/ruído limitada; possibilidade de saturação a altas frequências.

Um acelerómetro tem várias características dinâmicas, eléctricas, físicas e ambientais importantes como por exemplo, a sensibilidade nominal, a gama de utilização, a frequência de ressonância, gama de temperaturas em que o acelerómetro pode operar, limite máximo de vibração, “*Bias Output Voltage*”, entre muitas outras. Destas destacam-se a **sensibilidade** [55], em mV/g e a **gama de utilização** – *representa a gama de frequências, em Hz, que o acelerómetro consegue reconhecer*. Estes dois conceitos estão representados na **fig. 48**.

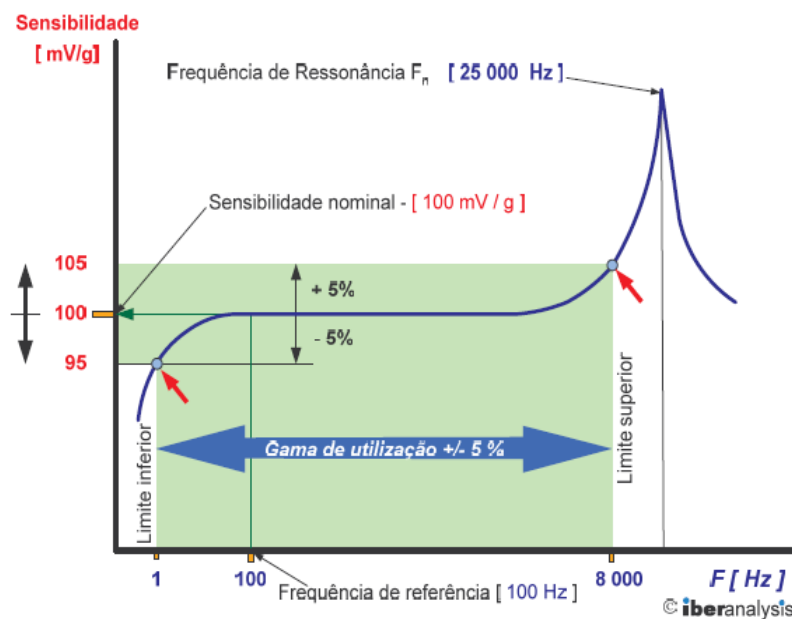


Fig.48. Resposta típica de um acelerómetro [56]

A **fig. 49** diz respeito às características do acelerómetro 786A, usado em todos os ensaios práticos.

⁶ Necessidade de amplificação do sinal à saída – *para acelerómetros piezoeléctricos*.

Model 786A		
Standard, General Purpose Accelerometer		
DYNAMIC		
Sensitivity, $\pm 5\%$, 25°C	100 mV/g	
Acceleration Range	80 g peak	
Amplitude Nonlinearity	1%	
Frequency Response:		
$\pm 5\%$	3 - 5,000 Hz	
$\pm 10\%$	1 - 9,000 Hz	
± 3 dB	0.5 - 14,000 Hz	
Resonance Frequency	30 kHz	
Transverse Sensitivity, max	5% of axial	
Temperature Response	-50°C	-5%
	+120°C	+5%
ELECTRICAL		
Power Requirement:	voltage source	18 - 30 VDC
	current regulating diode	2 - 10 mA
Electrical Noise, equiv. g:		
Broadband 2.5 Hz to 25 kHz	700 μ g	
Spectral 10 Hz	10 μ g/Hz	
100 Hz	5 μ g/Hz	
1000 Hz	5 μ g/Hz	
Output Impedance, max.	100 Ω	
Bias Output Voltage	12 VDC	
Grounding	case isolated, internally shielded	
ENVIRONMENTAL		
Temperature Range	-50 to 120°C	
Vibration Limit	500 g peak	
Shock Limit	5,000 g peak	
Electromagnetic Sensitivity, equiv. g, max.	70 μ gauss	
Sealing	Hermetic	
Base Strain Sensitivity, max.	0.0002 g/ μ strain	
PHYSICAL		
Sensing Element Design	PZT ceramic / shear	
Weight	90 grams	
Case Material	316L stainless steel	
Mounting	1/4 - 28 UNF tapped hole	
Output Connector	2 pin, MIL-C-5015 style	
Mating Connector	R6 type	
Recommended Cabling	J10 / J9T2A	

Fig.49. Características do acelerómetro de uso geral – Modelo 786A

Tendo em atenção os dados da **fig. 49**, relativamente à sensibilidade, gama de utilização – para um desvio de $\pm 5\%$ - e frequência de ressonância, é apresentada na **fig. 50** a curva de resposta do acelerómetro usado.

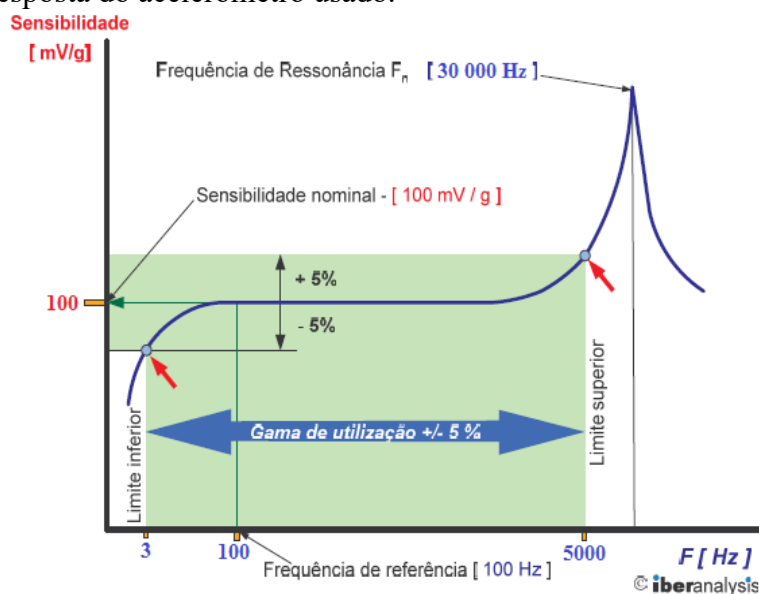


Fig.50. Curva de resposta do acelerómetro 786A

A recolha dos dados de vibração pelo acelerómetro é então interpretada e transmitida para o computador do laboratório através da placa de aquisição. A placa de aquisição de dados pode ser vista na **fig. 51**.



Fig.51. Placa de aquisição

No **subcapítulo 4.2**, procede-se a uma breve descrição do “*software*” utilizado na interpretação dos sinais de vibração provenientes das caixas redutoras.

4.2. Descrição da Aplicação *Enlive*

A aplicação *Enlive* é uma componente do “*hardware*” *Enwatch*, um sistema de monitorização “*online*”. Entre outros modos de visualização⁷, esta aplicação permite a visualização do sinal de vibração no domínio no tempo – *análise da forma de onda* – e do sinal no domínio da frequência – *análise FFT*. A aplicação *Enlive* permite também estabelecer determinados parâmetros antes de se dar início a um ensaio. Estes parâmetros podem ser vistos na **fig. 52**.

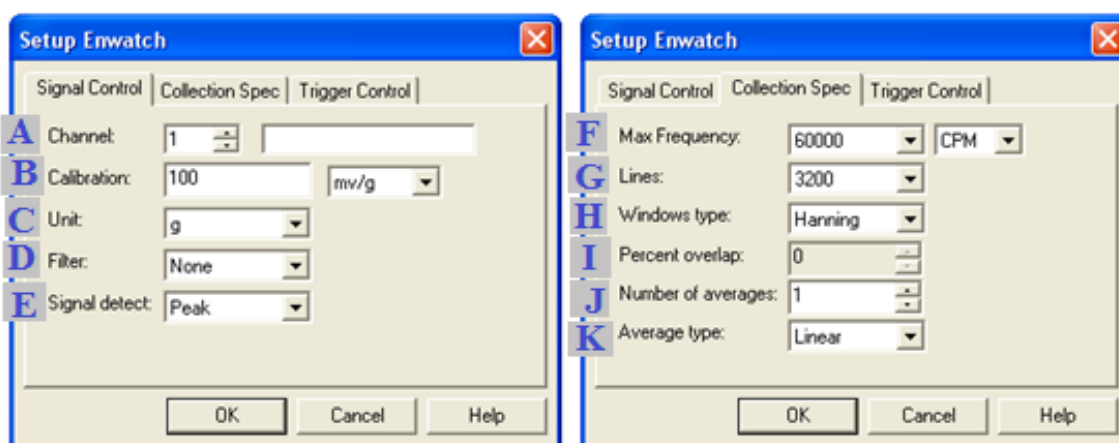


Fig.52. Parâmetros da aplicação *Enlive*

(CAPÍTULO 4)

⁷ Mapas de espectros de frequência tipo cascata, gráficos polares e de níveis globais de vibração - não abordados neste trabalho.

Na **fig. 52** encontram-se registados os parâmetros possíveis de alterar antes da realização de qualquer ensaio no laboratório. Os parâmetros representados pelas letras A a K são como se apresentam:

- **A – Canal**⁸: relativo ao acelerómetro, sendo o primeiro canal correspondente ao acelerómetro 1, segundo canal correspondente ao segundo acelerómetro, etc. Apenas foi usado um canal – *CANAL 1*
- **B – Calibração**: relativa à calibração do acelerómetro, sendo possível alternar entre unidades de medida desejadas. *A calibração manteve-se constante em 100mv/g para a duração total da componente prática deste trabalho pois só foi usado um único modelo de acelerómetro cuja sensibilidade é 100mv/g*
- **C – Unidades**: Unidades de medida para a amplitude das frequências registada no espectro. *A unidade tida em conta para todos os ensaios foi o G^9*
- **D – Filtro**: possível escolha de filtro a utilizar. *Nenhum filtro foi utilizado*
- **E – Detecção de Sinal**: escolha de detecção do sinal - *Pico, RMS, etc.* *A escolha de detecção de sinal foi a de Pico*
- **F – Fmax**: escolha da frequência máxima desejada de visualizar no espectro. Opção de escolha de unidades entre CPM – *ciclos por minuto* – ou Hz. *A Fmax foi sempre escolhida de modo a ser possível visualizar pelo menos 3xFE e expressa em Hz*
- **G – nº de linhas de resolução**: *o número de linhas foi sempre de 3200*
- **H – Tipo de Janela**: *a janela utilizada foi a de Hanning*
- **I – Percentagem de sobreposição**: *nenhuma percentagem de sobreposição foi utilizada em qualquer dos ensaios realizados*
- **J – Número de médias**: *Apenas foi realizada uma média.* No entanto, de referir que certos autores recomendam o uso de pelo menos 4 médias
- **K – Tipo de média**: *a média utilizada foi a linear*

(CAPÍTULO 4)

⁸ Apenas foi utilizado um acelerómetro na realização dos ensaios – *posição vertical na caixa redutora* – após se ter estabelecido em bibliografia consultada como sendo a melhor posição para estudar caixas redutoras com dentes cilíndricos rectos. **Nota:** a aplicação *Enlive* só consegue monitorar um canal de cada vez.

⁹ Aceleração da gravidade

4.3. Procedimento Experimental

Após a montagem da caixa redutora – *em bom estado ou com defeito* – e do acelerómetro, preparar a aplicação “online” e de se efectuarem todas as outras diligências a nível de procedimento experimental, tinham-se recriado por fim as condições necessárias para a realização dos ensaios. As próximas páginas descrevem de uma forma resumida o objectivo de cada um dos grupos de ensaios – *1 a 3, 4 a 6, 7 a 9 e 10 a 12*.

Caixa Redutora em Bom Estado - Ensaios de Velocidade

Os ensaios **1 a 3** tiveram um objectivo muito específico: verificar a resposta de uma caixa redutora – *ao nível do espectro de frequências* – em relação ao aumento gradual de velocidade de rotação; como o sistema responderia em termos de aumentos de amplitude, deslocamento dos componentes de frequência, aparecimento de bandas laterais - *a existir* - ou outro tipo de frequências que não as de rotação dos veios e de engrenamento - *a mais relevante no estudo de uma caixa redutora*. De referir que o número de ensaios foi de somente 3 - *às 500, 1000 e 1500 RPM no veio de entrada da caixa redutora* - pois o variador de frequência não tinha potência suficiente para ir até às 2000 RPM no veio de entrada. Escolheu-se assim fazer um menor número de ensaios, com intervalos de 500 RPM.

Ensaio 1

O ensaio 1, como todos os ensaios de velocidade, foram realizados sem carga – *posição 0 do freio magnético, representado na fig.56* – e com uma caixa redutora que se admite em bom estado. Este ensaio realizou-se a uma velocidade constante de **500 RPM**, sendo que os valores eram apenas recolhidos após estabilização do espectro de frequências - *geralmente era considerado um intervalo de 20 a 30s*. De notar que sempre que se fala em velocidade de rotação¹⁰ é respectiva ao veio de entrada da caixa redutora.

Ensaio 2

À semelhança do ensaio anterior, este foi realizado nas mesmas condições, os valores recolhidos pelo mesmo acelerómetro – *na mesma posição de fixação* - sem carga, mas com uma velocidade de rotação superior, de **1000 RPM**, de modo a se poder verificar se mudanças na velocidade de rotação correspondem a mudanças nos valores de amplitude das frequências analisadas.

¹⁰ Neste texto, escolheu-se falar em velocidade de rotação e não frequência de rotação para se reforçar a ideia que se está a falar dos ensaios de velocidade.

Ensaio 3

O último dos 3 ensaios foi efectuado com a velocidade de rotação do veio de entrada a **1500 RPM**.

Caixa Redutora em Bom Estado - Ensaio de Carga

Os ensaios 4 a 6 dizem respeito aos ensaios de carga para a caixa redutora em bom estado. À semelhança dos ensaios de velocidade, mais uma vez o objectivo era muito directo. A teoria aceite para caixas redutoras, afirma que um aumento de carga vai ter uma consequência directa no aumento das amplitudes das frequências características de uma caixa redutora, nomeadamente na FE. Também refere que se deve ter uma especial atenção para o aumento em amplitude das bandas laterais, pois estas, em geral, são melhores indicadores de um aumento de carga do que a própria FE. Como recomendado pela bibliografia consultada, todos os ensaios de carga foram sempre realizados à maior carga possível, neste caso representada pela **posição 5 do freio magnético**¹¹, correspondente a de 10lb-inch ou cerca de 1.1298 newton metro – ver *fig. 53*.

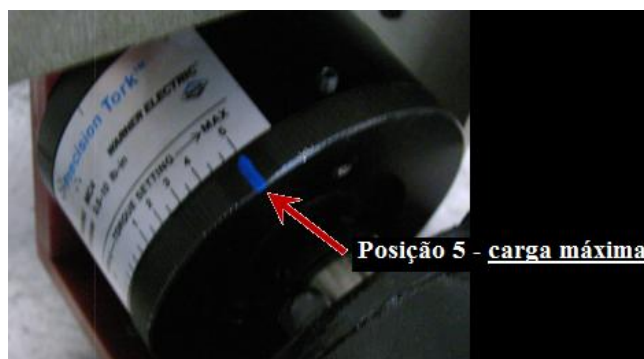


Fig.53. Freio magnético

Como nota importante a ter em conta aquando a consulta dos valores de amplitudes obtidos para os ensaios realizados - *tanto de velocidade como os de carga e sejam eles correspondentes à caixa em bom estado ou não* - é o facto de não se dever estranhar a existência de valores da frequência de engrenamento superiores quando as engrenagens estão em carga do que quando não estão. Em boa verdade, o valor das FE são menores devido ao aumento de carga nas engrenagens, mas para as velocidades de rotação à entrada da caixa redutora serem todas iguais, teve que se proceder sempre a um ajuste no variador de frequência para garantir os mesmos valores de velocidade de entrada para toda a extensão dos ensaios realizados.

(CAPÍTULO 4)

¹¹ O freio magnético encontra-se acoplado à parte traseira da caixa redutora. Tem 5 posições distintas de carga sendo a posição 5 – *usada em todos os ensaios de carga* – a que representa a posição de máxima carga possível exercer sobre o par de engrenagens da caixa redutora.

Ensaio 4

De modo a serem obtidos resultados coerentes e para futura comparação com a caixa com desgaste, as velocidades escolhidas para os ensaios 4 a 6 foram as mesmas dos ensaios 1 a 3. A velocidade do ensaio 4 foi de **500 RPM**.

Ensaio 5

No ensaio 5 - *ao se proceder ao aumento para o dobro da velocidade de rotação e mantendo a carga no máximo* - pretendia-se com isto verificar a relação entre o parâmetro da velocidade e o da carga, de modo a tentar inferir qual dos dois teria o maior peso nas amplitudes registadas da FE. A velocidade foi de **1000 RPM**.

Ensaio 6

A velocidade neste ensaio foi a máxima permitida pelo equipamento - **1500 RPM**. Com este ensaio, à máxima carga e velocidade, pretendia-se comprovar se haveria um maior distanciamento em relação aos ensaios já realizados em termos de valores registados, ou se essa diferença não seria assim tão acentuada - *uma vez que se trata da caixa redutora em bom estado*. O ensaio também permitiu a obtenção de valores de amplitude da frequência de engrenamento e harmónicas que serviriam de referência para comparar com o ensaio correspondente - *ensaio 12* - aquando a realização do mesmo estudo mas para a caixa redutora com desgaste.

Caixa Redutora com Desgaste - Ensaios de Velocidade

Após ser montada a caixa redutora cujas engrenagens tinham o defeito conhecido de desgaste, procederam-se aos ensaios segundo a mesma metodologia previamente empregue, mantendo sempre as condições o mais idênticas possível - *mesmas velocidades de rotação, cargas, acelerómetro, localização da recolha dos dados, etc.* - possibilitando assim a validação dos ensaios.

Ensaios 7-9

Os ensaios 7 a 9 foram realizados com as mesmas velocidades de 500, 1000 e 1500 RPM no veio de entrada para a caixa redutora. Estes ensaios tiveram como objectivo principal permitir a comparação de valores de amplitudes registados das frequências entre uma caixa redutora em bom estado e uma cujas engrenagens apresentavam desgaste generalizado nos dentes.

Caixa Redutora com Desgaste - Ensaios de Carga

Também os ensaios de carga - *ensaios 10 a 12* - foram efectuados nas mesmas condições dos anteriores, sempre com a carga máxima - *posição 5 no freio magnético*. Uma vez que se trabalhava perto do limite da máquina, tanto em relação à velocidade de rotação possível, como de carga máxima, apenas foi necessário ter um cuidado especial em verificar se a caixa redutora estaria a sobreaquecer – *algo que é fácil de visualizar pois o lubrificante começaria a verter pelo respiradouro superior da caixa redutora*. Para evitar sobreaquecimentos, a caixa redutora funcionou apenas em pequenos intervalos de tempo, como recomendando pelo fabricante.

Ensaios 10-12

Estes ensaios foram realizados às mesmas velocidades de rotação dos ensaios 7 a 9, mas à carga máxima. Esta última série de ensaios viria a possibilitar principalmente a comparação de valores de amplitude para a FE entre as duas caixas redutoras estudadas. Permitiria também confirmar a importância do parâmetro de carga como factor com maior peso na amplitude das frequências características de uma caixa redutora – *FE e suas harmónicas ($2xFe$, $3xFE$)*. Após a realização de todos os ensaios procedeu-se à apresentação dos resultados experimentais em conjunção com as análises julgadas mais pertinentes para cada ensaio.

4.4. Resultados Experimentais – Caixa Redutora em Bom Estado

Resultados Experimentais para os Ensaios de Velocidade

Ensaio 1 (@500RPM)

Na **fig. 54** é apresentada a cadeia cinemática do modelo experimental e na **fig. 55** estão registados todos os parâmetros configuráveis na obtenção dos dados em laboratório. De ensaio para ensaio, a única alteração aos parâmetros viria sob a forma de alteração da Fmax. Todas as unidades de medida, linhas de resolução, médias, etc., mantiveram-se iguais. Para efeitos de simplicidade, será adoptada a seguinte nomenclatura, tanto no texto como na descrição das figuras:

- **FRP** – *frequência de rotação do veio principal*
- **FRE** – *frequência de rotação do veio de entrada*
- **FRS** – *frequência de rotação do veio de saída*
- **FE** – *frequência de engrenamento*¹²
- **BL** – *bandas laterais (BLS – BL superior, BLI – BL inferior)*

(CAPÍTULO 4)

¹² Quando se lerem harmónicas da FE na descrição das figuras, de notar que se está a referir às $2xFE$, $3xFE$, etc., ou seja harmónicas de uma frequência – *resultantes das forças dinâmicas* - e não frequências harmónicas simples como no caso de uma bomba com múltiplas pás, em que cada pá terá a correspondente frequência harmónica simples. O mesmo deve ser tido em consideração para a harmónica referida da FRP.

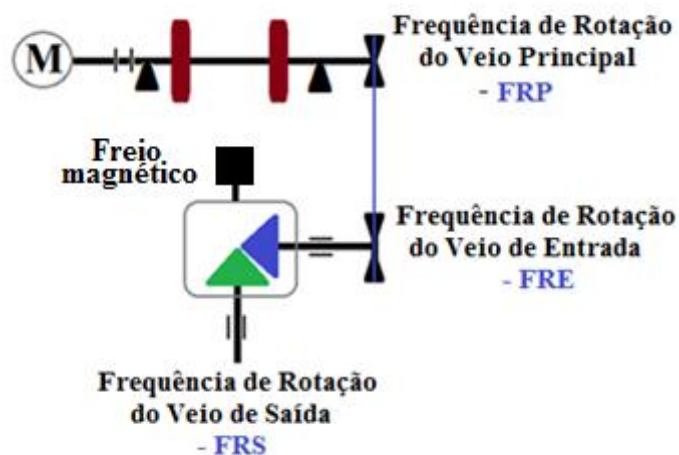


Fig.54. Cadeia cinemática do modelo experimental

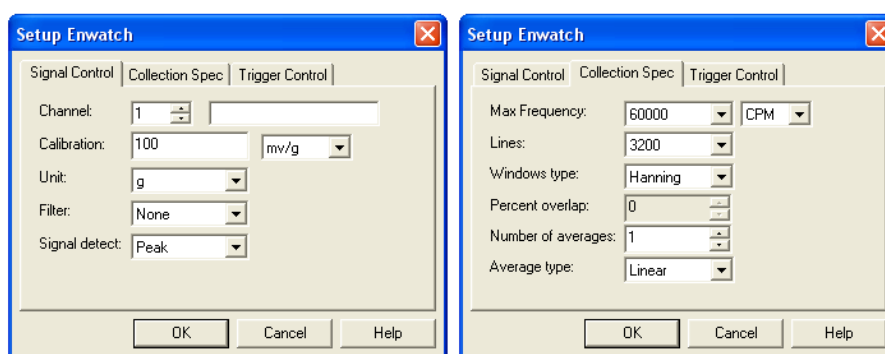


Fig.55. Parâmetros de configuração do ensaio 1

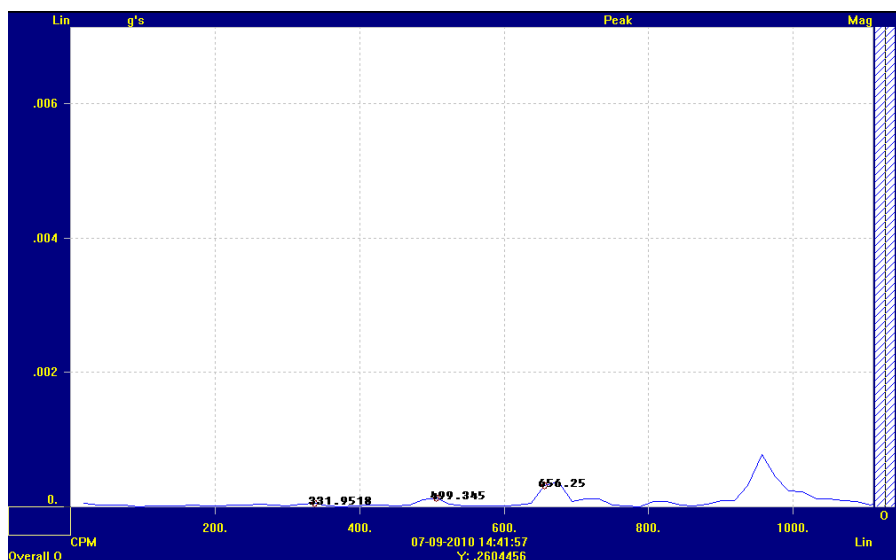


Fig.56. Frequências de rotação principais

Na **fig. 56** é visível a FRP a 656.25 CPM, a FRE a 499.345 CPM e a FRS a 331.9518 CPM, com valores de amplitude muito baixos como previsto estando inclusive longe do patamar de 0,001g's.

No decorrer de todos os ensaios realizados foi sempre visível uma harmónica da frequência de rotação do veio principal - $2xFRP$ - o que aparenta sugerir uma pequena folga/excentricidade do veio - *que mais tarde se viria a confirmar, ao ser desmontada a chumaceira do veio*. De qualquer modo, todos os valores de amplitude registados para esta frequência mantiveram-se sempre em níveis aceitáveis, pelo que não será mais referida de futuro.

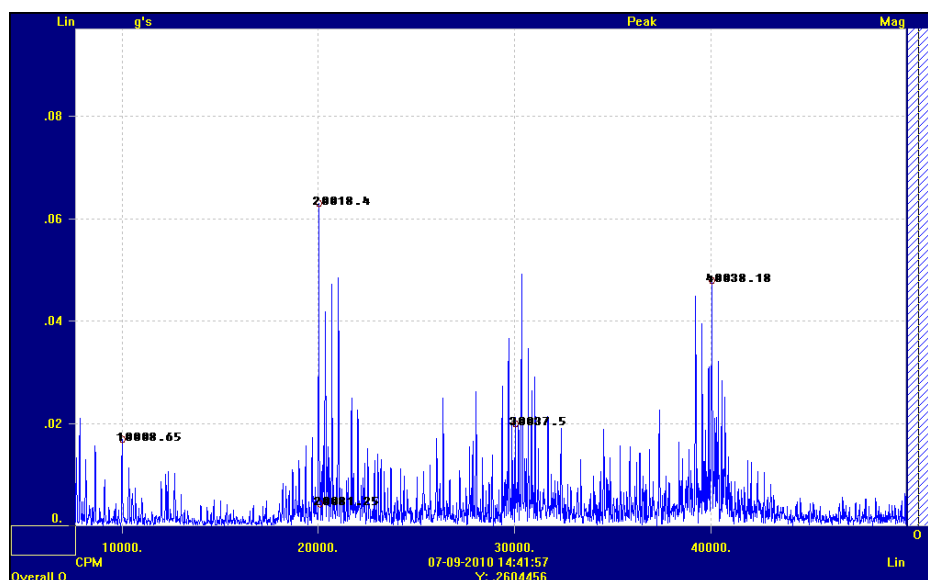


Fig.57. FE e as suas harmónicas – $2xFE$, $3xFE$, $4xFE$

Reparando na **fig. 57**, verifica-se que todos os valores de amplitude da FE e as suas harmónicas são valores relativamente baixos, o que vai de encontro com a teoria aceite para caixas redutoras, visto que a caixa redutora em estudo se encontra em bom estado e que a mesma não está sujeita nem a grandes velocidades de rotação nem está sob carga. No entanto a mencionar a $2xFE$ mais elevada, acompanhada de bandas laterais com amplitudes altas, o que reforça mais uma vez a possibilidade de problemas de excentricidade e mesmo ligeiro desalinhamento dos veios – *neste caso dos veios de entrada e saída da caixa redutora*. Veios esse que podem ser determinados através do espaçamento entre a FE e a componente de frequência da banda lateral. A existência de **bandas laterais** é apresentada nas **fig. 58 e 59**.

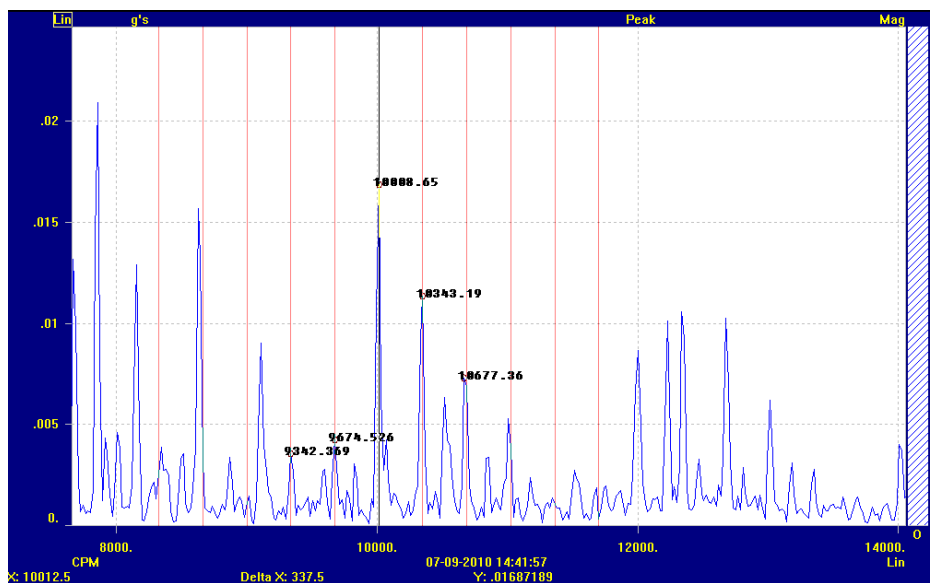


Fig.58. BL espaçadas da FE à FRS - ≈337CPM

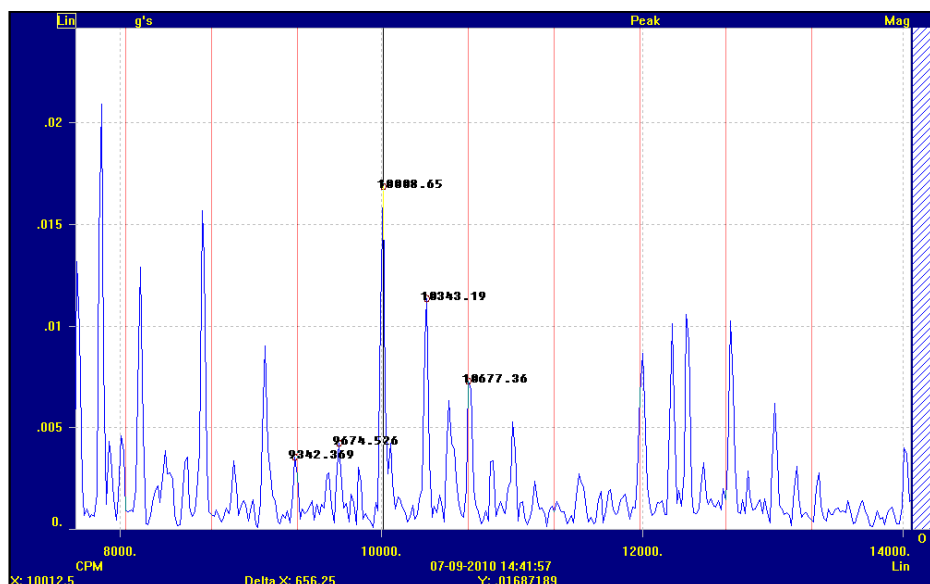


Fig.59. BL espaçadas da FE à FRE - ≈656CPM

Ensaio 2 (@1000RPM)

Para 1000 RPM a FE é de 20000 CPM. De modo a ter uma Fmax de pelo menos 3xFE, a Fmax escolhida teve que ser obrigatoriamente de 96000 CPM¹³. Todos os outros parâmetros foram mantidos os mesmos, sendo que de ensaio para ensaio a única variante seria a Fmax escolhida, de modo a se poder acompanhar o aumento dos valores de frequência advido do aumento da velocidade de rotação. Os parâmetros do ensaio 2 encontram-se descritos na **fig. 60**.

(CAPÍTULO 4)

¹³ Na aplicação Enlive, a escolha de Fmax passa de 60000 CPM para 96000 CPM. 60000 CPM era insuficiente para garantir um espectro de frequências que contivesse, sem margem para dúvidas, todas as frequências de interesse, daí ter que se escolher o valor de 96000 CPM.

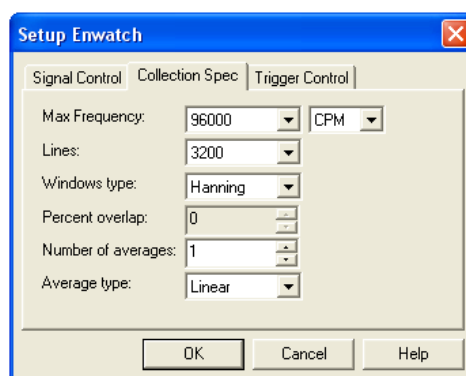


Fig.60. Parâmetros de configuração do ensaio 2

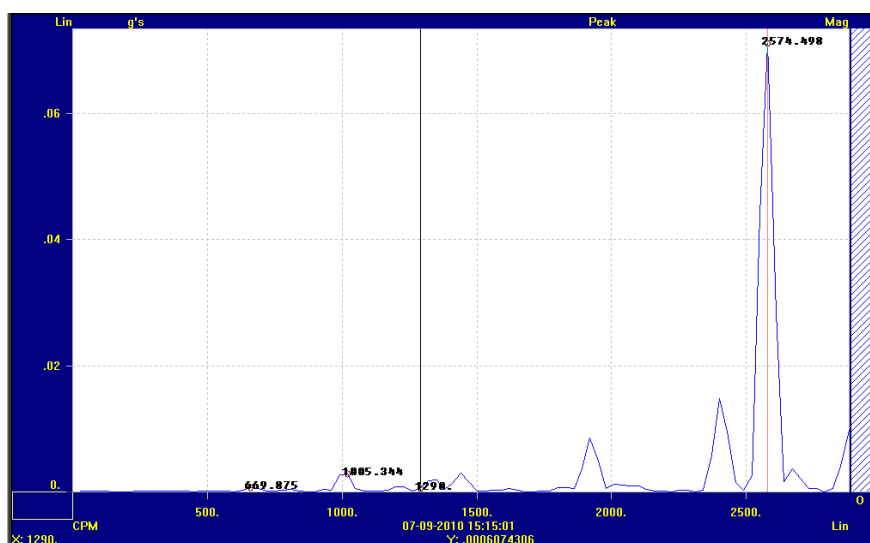


Fig.61. FRS a 670 CPM; FRE a 1005 CPM; FRP a 1290 CPM

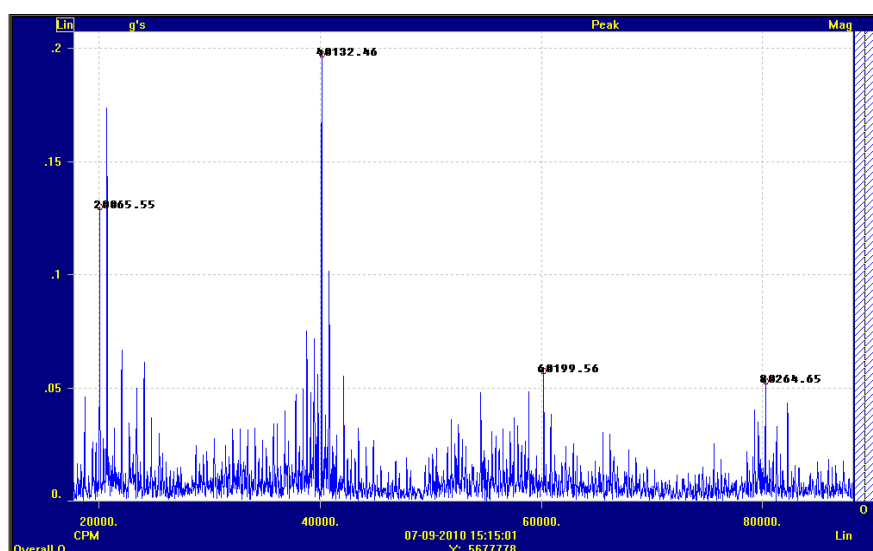


Fig.62. FE a 20065 CPM e as suas 3 harmônicas - respectivamente a cerca de 40132, 60199 e 800264 CPM

Na **fig. 63** e **fig. 64** é visível a FE e as suas harmónicas. De referir que quando se procura a existência de BL em relação à FE há que ter em conta que estas serão sempre relativas às frequências de rotação dos veios - *podendo, em caixas com defeitos, existir também BL relativas à frequência de repetição dos dentes*. Para uma melhor visualização das BL, não é obrigatório fazer um “zoom” perto da FE, podendo-se ir à 2xFE, 3xFE, etc., mas regra geral, se não se usar a FE, procurar-se-á a gama de frequências onde o sinal de vibração seja mais claro e mais fácil de distinguir entre os vários componentes de frequência.

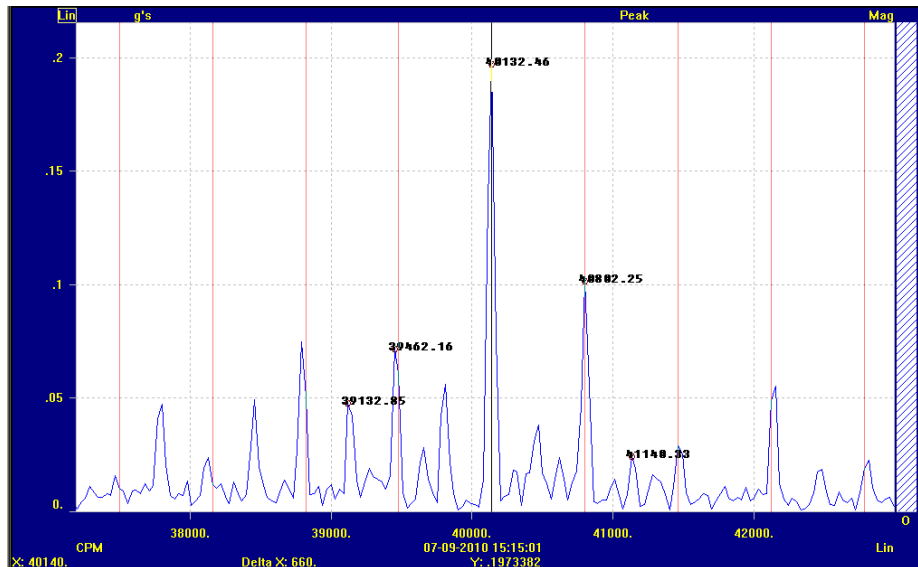


Fig.63. BL espaçadas da 3xFE à FRS - ≈660CPM

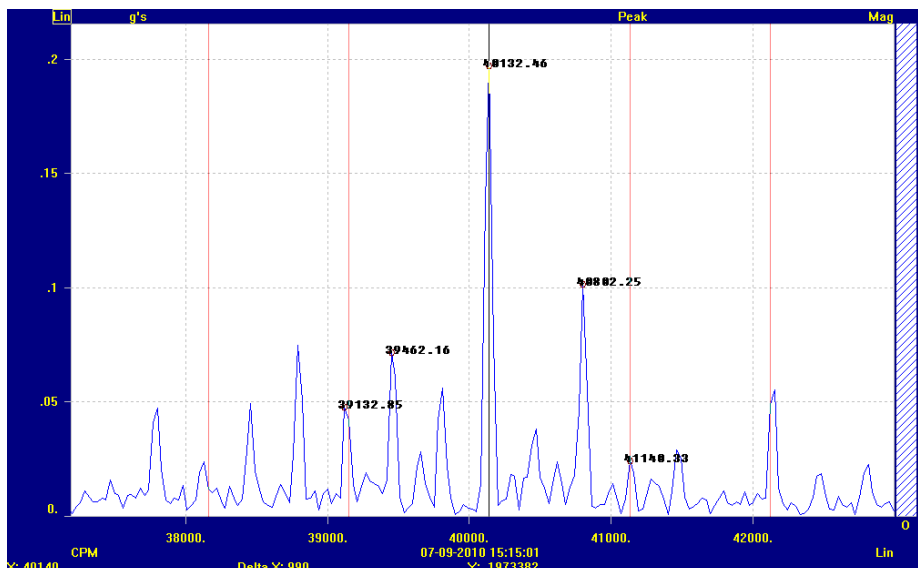


Fig.64. BL espaçadas da 3xFE à FRE - ≈990CPM

Em relação à visualização de BL no espectro de frequências é importante fazer uma chamada de atenção importante em relação ao espaçamento das BL em relação à FE. Este espaçamento identifica a engrenagem – *e veio* – causador de um dado problema, seja ele de excentricidade e/ou folgas. Reparando na **fig. 64** por exemplo, apercebe-se que o distanciamento das BL em relação à FE é de 990 CPM e não de 1000 CPM – *correspondente ao valor da frequência de rotação do veio de entrada*. Esta discrepância de valores tem a ver com a resolução do espectro de frequências, mas uma vez que esta já se encontrava no máximo possível – *3200 linhas de resolução* – estas pequenas discrepâncias de valores são consideradas aceitáveis.

Ensaio 3 (@1500RPM)¹⁴

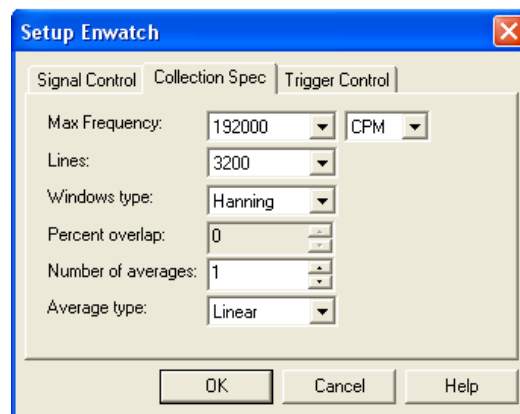


Fig.65. *Parâmetros de configuração do ensaio 3*

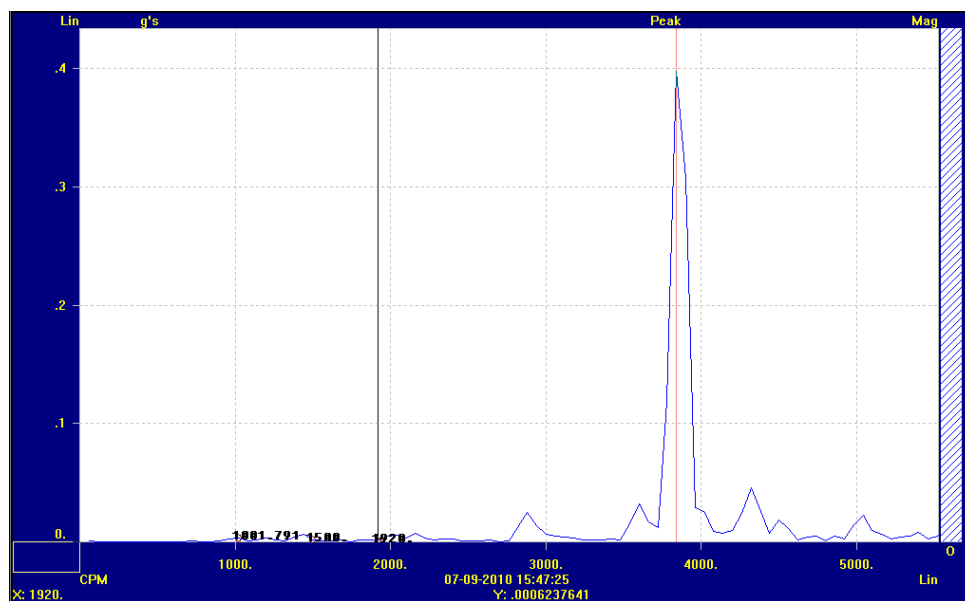


Fig.66. *FRS a 1001 CPM; FRE a 1500 CPM; FRP a 1920 CPM*

(CAPÍTULO 4)

¹⁴ Em todos os ensaios realizados cuja FRE seja máxima – *1500RPM* – a Fmax escolhida é sempre obrigatoriamente de 192000 CPM, o que acaba por permitir a visualização de 4xFE.

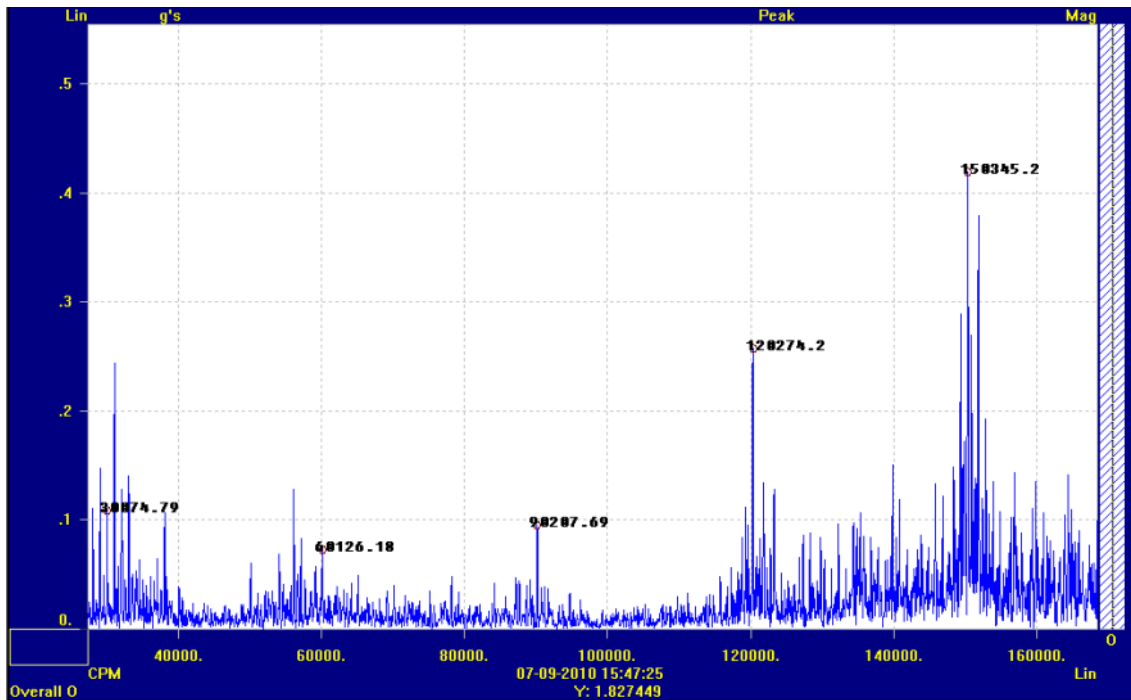


Fig.67. FE a 30074 CPM e as suas 4 harmónicas - respectivamente a 60126, 90207, 120274 e 150345CPM

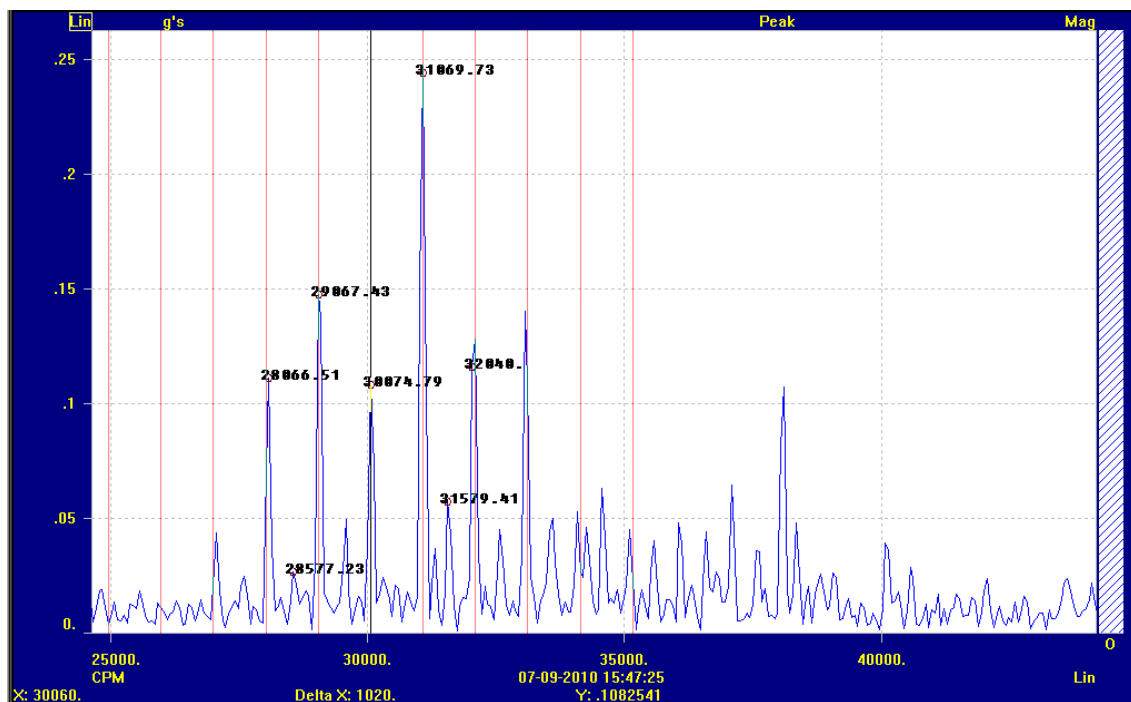


Fig.68. Existência de BL com espaçamento relativo à FRS - aproximadamente 1020 CPM - em redor da FE

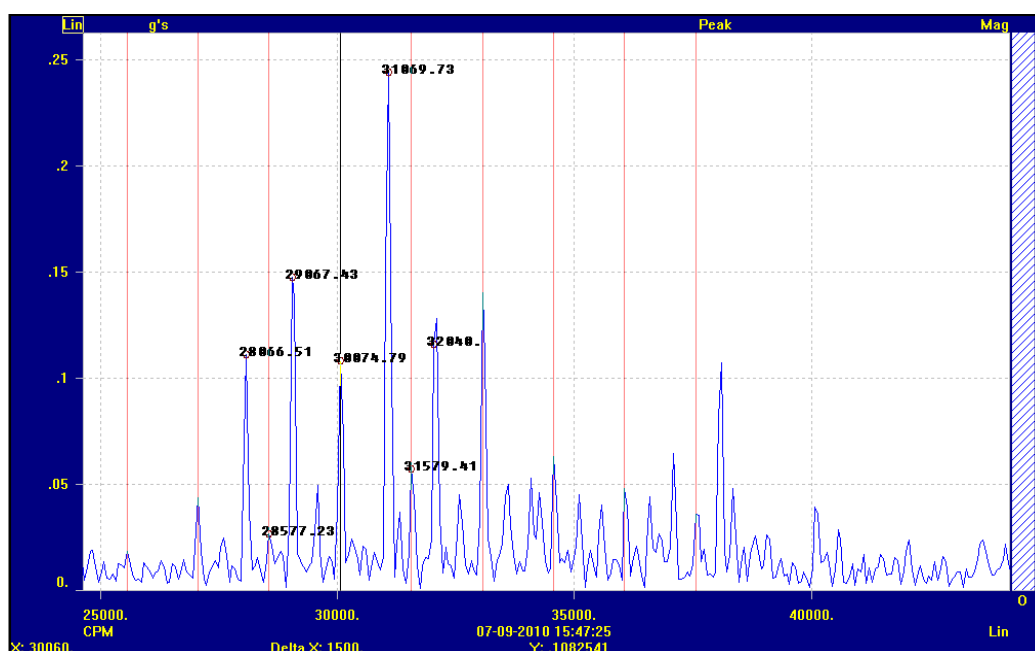


Fig.69. BL espaçada da FE à FRE - ≈1500CPM

De modo a demonstrar a evolução dos valores de amplitude da FE é apresentada uma tabela que retrata a evolução dos valores de amplitude para a FE e as suas harmónicas, para os primeiros três ensaios realizados de velocidade – *sem carga* – da caixa redutora em bom estado.

ENSAIOS DE VELOCIDADE DA CAIXA EM BOM ESTADO							
ENSAIOS	RPM	FE (Cpm)	AMPL. FREQ. ENGRENAMENTO (em g's PICO)	2xFE	3xFE	4xFE	5xFE
1	500	10008,65	0,01687189	0,0629347	0,02110843	0,04784325	
2	1000	20065,55	0,1299512	0,1973382	0,05740203	0,053	
3	1500	30074,79	0,1082541	0,0727994	0,09552717	0,2577091	0,4188318

Tabela 2. Valores das amplitudes da FE para os primeiros 3 ensaios

Na **tabela 2** verifica-se que - para os valores de amplitude da FE - a amplitude da FE no terceiro ensaio não aumenta em relação ao segundo, o que poderia significar que os dados teriam sido mal recolhidos. O que isto quer dizer no entanto, é que o sistema não responde de modo completamente linear perante uma maior solicitação de velocidade, pelo que é importante - e como a teoria aconselha - ter em conta o aumento das amplitudes das harmónicas da FE e amplitudes das BL. Neste trabalho tal não foi efectuado, mas no estudo de um equipamento é aconselhável determinar e estudar as frequências naturais do sistema – *através de testes de impacto ou testes de “run up”* – para ver se as mesmas podem influenciar as componentes de frequência do espectro, causando aumentos ou diminuições de valores de amplitude que pareçam contradizer a teoria.

É também observável um aumento significativo de amplitude da FE do primeiro para o terceiro ensaio, isto para uma simples aumento da velocidade de rotação. O aumento de amplitude do primeiro para o terceiro ensaio é de:

$$\frac{0,1082541}{0,01687189} \sim 6,42$$

Assim pode-se concluir que um simples aumento da velocidade de rotação do veio de entrada de 500 para 1500 rotações - *o triplo* - provoca um aumento de mais de seis vezes a amplitude da FE. Esta constatação não é mais que uma verdade de La Palisse, uma vez que o aumento da frequência e da amplitude está directamente relacionado com a força centrífuga do próprio veio. Sendo que a força centrífuga é dada por:

$$F_c = \frac{mv^2}{r}$$

Depressa é possível perceber que com o aumentar da velocidade - ao quadrado - também a força centrífuga aumenta, daí a frequência de rotação do veio ser consideravelmente superior.

Na **fig. 70** podem ser visualizados os NGV para os primeiros três ensaios de velocidade. Os Níveis Globais de Vibração dizem respeito à vibração total resultante da acção de todas as componentes de frequência presentes no sinal de vibração dentro da banda de frequências considerada. As medições retiradas são então comparadas com padrões normais - normas - ou valores de referência estabelecidos para uma máquina - histórico. A condição da máquina pode ser assim avaliada em campo através de um instrumento medidor de níveis globais de vibração com o mínimo de dados.

De notar que a escala apresentada na **fig. 70** não é linear, nem se encontra representada por uma escala, sendo apenas uma simples sobreposição dos diversos gráficos. O número de leituras também variou de ensaio para ensaio, para permitir a recolha dos espectros de frequência quando o sistema se encontrava estável.

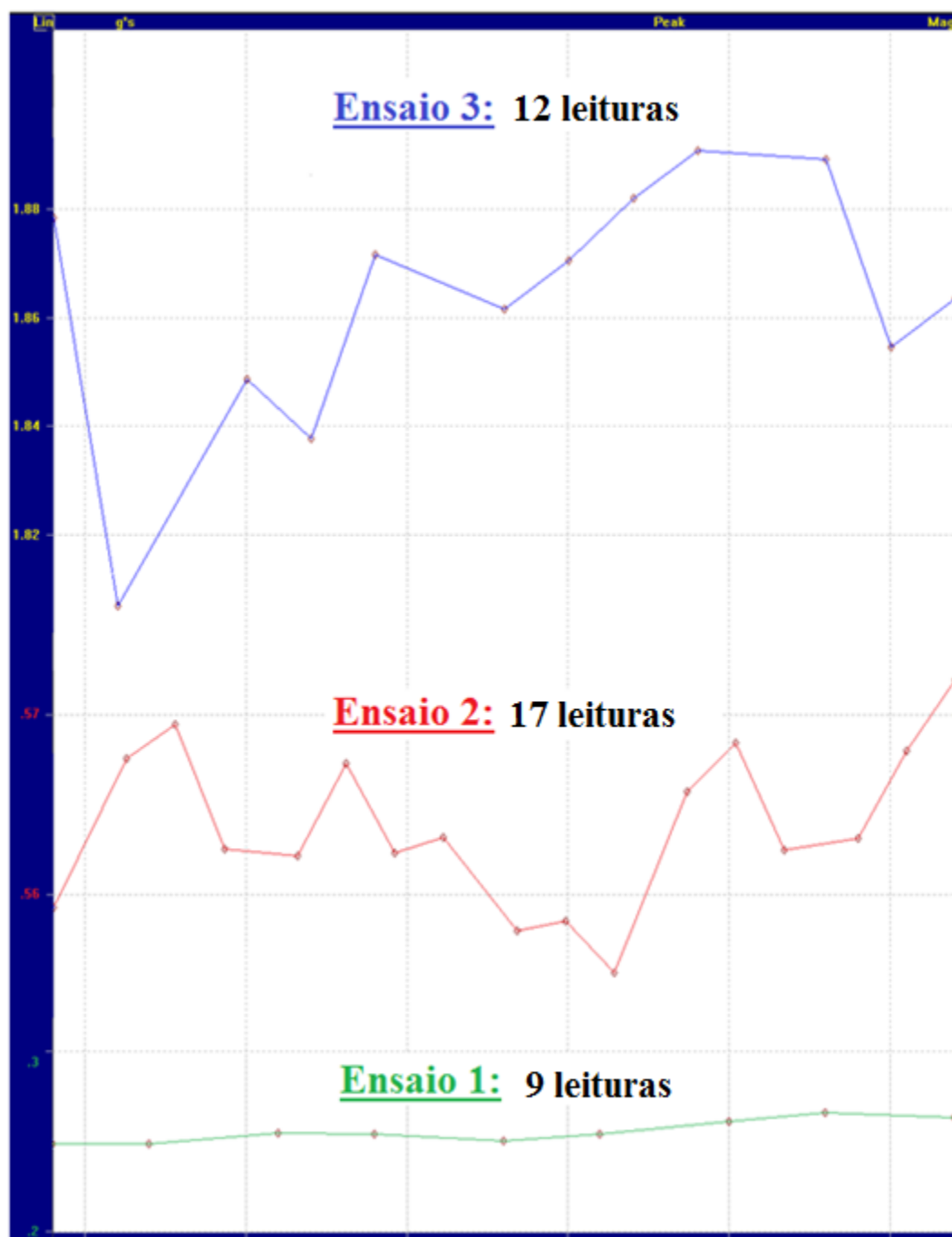


Fig.70. NGV para os primeiros 3 ensaios – ensaios de velocidade

Na **fig. 70**, a linha a verde representa os NGV para o ensaio 1 – @500RPM – a linha a vermelho representa o ensaio 2 – @1000RPM – e a linha azul diz respeito ao ensaio 3 – @1500RPM. O valor médio registado em amplitude para o ensaio 1 é de 0.25g, do ensaio 2 é de 0.56g e para o ensaio 3 é de 1.85g.

Um exemplo de como foi efectuada a determinação dos valores médios para os níveis globais de vibração para todos os ensaios realizados foi como se demonstra na **fig. 71**. No final do capítulo será apresentada uma tabela com todos os valores dos NGV médios determinados.

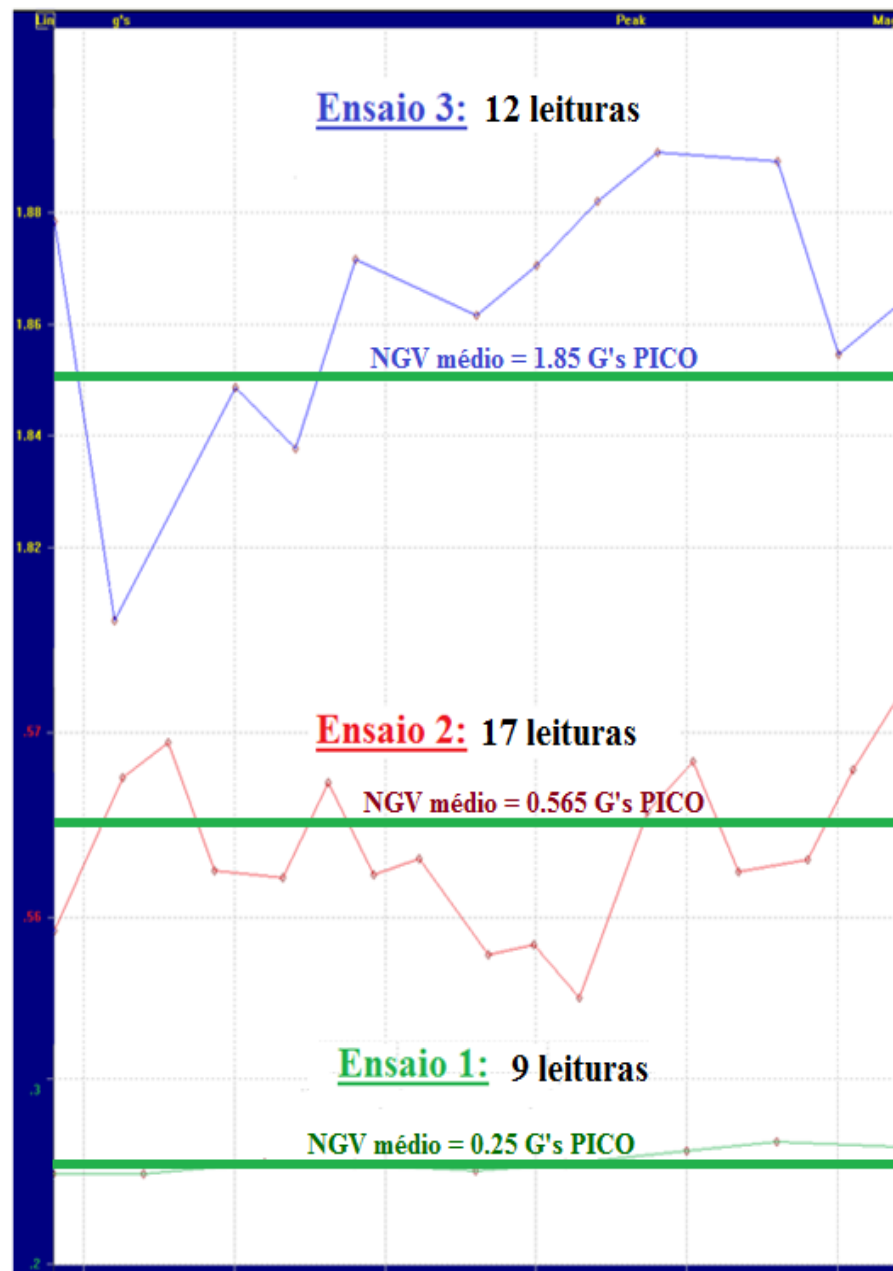


Fig. 71. Exemplo de determinação dos NGV médios para os primeiros três ensaios

A severidade dos níveis globais de vibração registados foi determinada com o uso de normas e com o auxílio de uma carta de severidade. As normas e a carta de severidade usada para a detecção de potenciais avarias são apresentadas de seguida.

A norma usada para aferir a severidade do nível de vibrações era a norma **ISO 2372** – *fig. 72* – e foi mais tarde substituída pela norma **ISO 10816** – *fig. 73*.

NORMA ISO 2372					
MM/S RMS	MM/S PICO	CLASSE I	CLASSE II	CLASSE III	CLASSE IV
0.28	0.40	BOM	BOM	BOM	BOM
0.45	0.64	BOM	BOM	BOM	BOM
0.71	1.00	BOM	BOM	BOM	BOM
1.12	1.58	ACEITÁVEL	BOM	BOM	BOM
1.80	2.54	ACEITÁVEL	ACEITÁVEL	BOM	BOM
2.80	3.96	AINDA ACEITÁVEL	ACEITÁVEL	ACEITÁVEL	BOM
4.50	6.37	AINDA ACEITÁVEL	AINDA ACEITÁVEL	ACEITÁVEL	ACEITÁVEL
7.10	10.00	AINDA ACEITÁVEL	AINDA ACEITÁVEL	AINDA ACEITÁVEL	ACEITÁVEL
11.20	15.80	NÃO ACEITÁVEL	AINDA ACEITÁVEL	AINDA ACEITÁVEL	AINDA ACEITÁVEL
18.00	25.40	NÃO ACEITÁVEL	NÃO ACEITÁVEL	AINDA ACEITÁVEL	AINDA ACEITÁVEL
28.00	39.60	NÃO ACEITÁVEL	NÃO ACEITÁVEL	NÃO ACEITÁVEL	AINDA ACEITÁVEL
45.00	63.70	NÃO ACEITÁVEL	NÃO ACEITÁVEL	NÃO ACEITÁVEL	NÃO ACEITÁVEL

Fig.72. Norma ISO 2372 [57]

ISO 10816 Series	Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts
10816-1: 1995	Part 1: General Guidelines
10816-2: 2001	Part 2: Land-based steam turbines and generators in excess of 50 MW with normal operating speeds of 1500 r/min, 1800 r/min, 3000 r/min and 3600 r/min
10816-3: 1998	Part 3: Industrial machines with normal power above 15kW and nominal speeds between 120 r/min and 15000 r/min when measured in situ
10816-4: 1998	Part 4: Gas turbine sets excluding aircraft derivatives
10816-5: 2000	Part 5: Machines set in hydraulic power generating and pumping plants
10816-6: 1995	Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW
10816-7 ¹	Part 7: Rotodynamic pumps for industrial application

Fig.73. Norma ISO 10816 [58]

A detecção da avaria do desgaste, avaria estudada nesta dissertação, foi realizada com o auxílio de uma carta de severidade. Esta permitiu através da recolha dos espectros de frequência para todos os ensaios realizados e determinação das componentes de frequência com as maiores amplitudes, chegar a uma conclusão sobre a severidade dos níveis de vibração para ambas as caixas redutoras. A carta de severidade pode ser consultada na *fig. 74*.

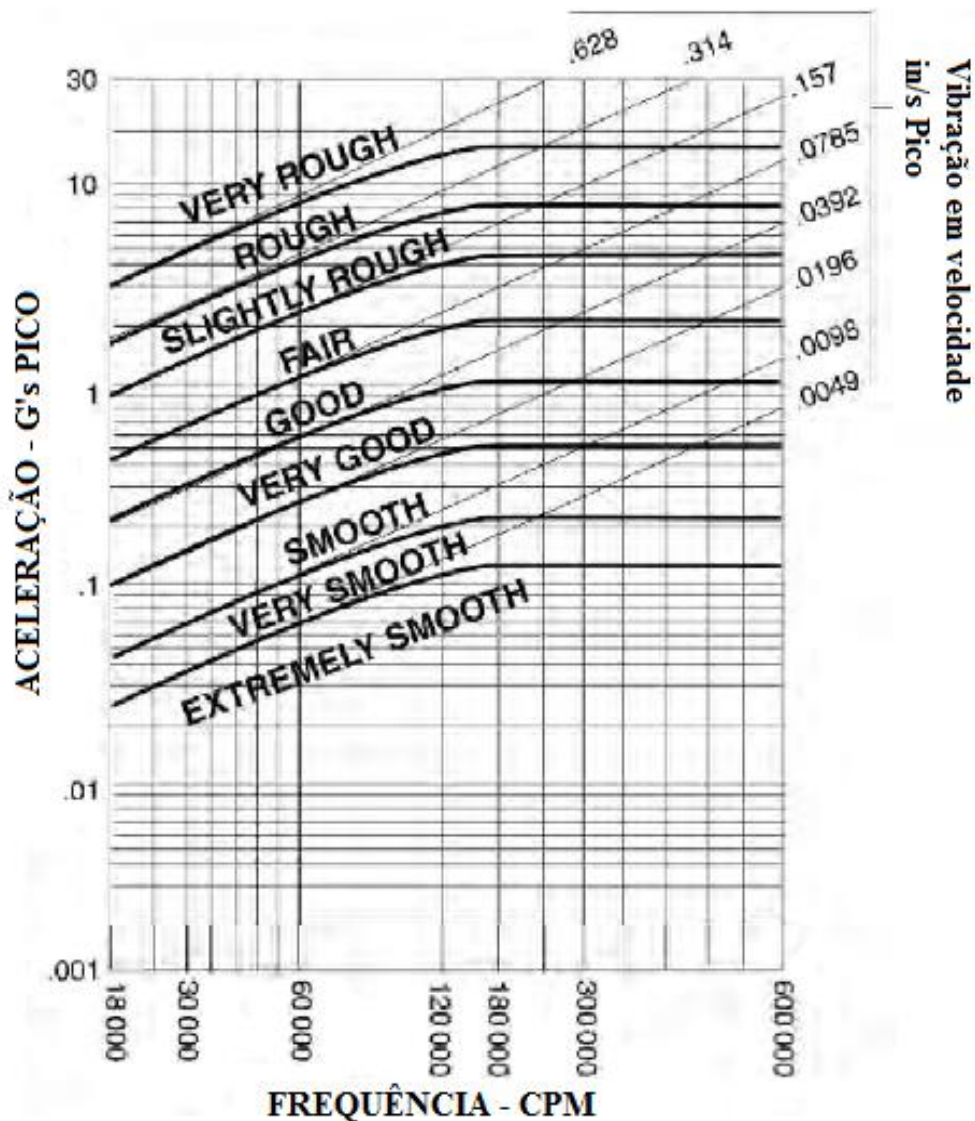


Fig. 74. Carta de Severidade [59]

A severidade do nível de vibração para cada um dos doze ensaios realizados na componente prática deste trabalho será apresentada no final deste capítulo sob forma de uma tabela, com a representação das componentes de frequência cujas amplitudes são as mais altas do espectro e em como esses dados se traduzem em termos de severidade.

Resultados Experimentais para os Ensaio de Carga

Ensaio 4 (@500RPM)

Os parâmetros da aplicação *Enlive* para os ensaios 4 a 6 - *resolução, Fmax, unidades, filtros, etc.* - são os mesmos dos ensaios 1 a 3. Serão apresentados meramente como elemento indicativo, mas de futuro, para os ensaios da caixa redutora com defeito - *ensaios 7 a 12* - já não serão referidos visto serem os mesmos. Importante relembrar que todos os ensaios de carga - *quer tenham sido relativos à caixa redutora em bom estado ou com desgaste* - foram realizados à carga máxima.

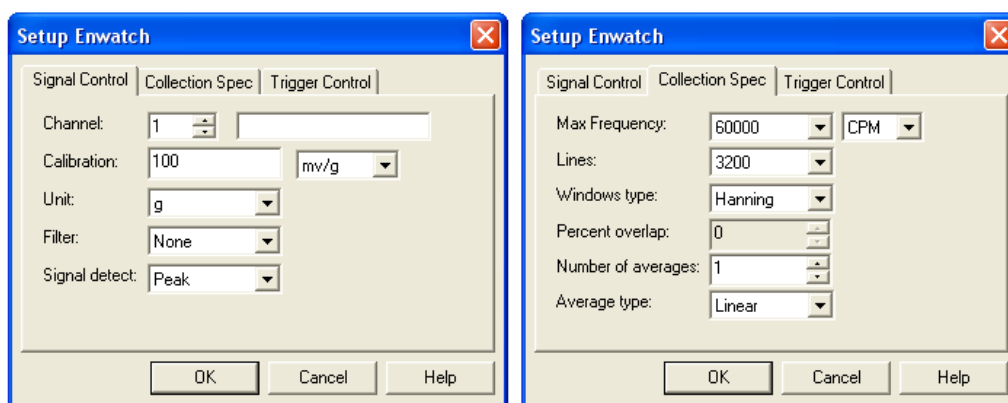


Fig.75. Parâmetros de configuração do ensaio 4

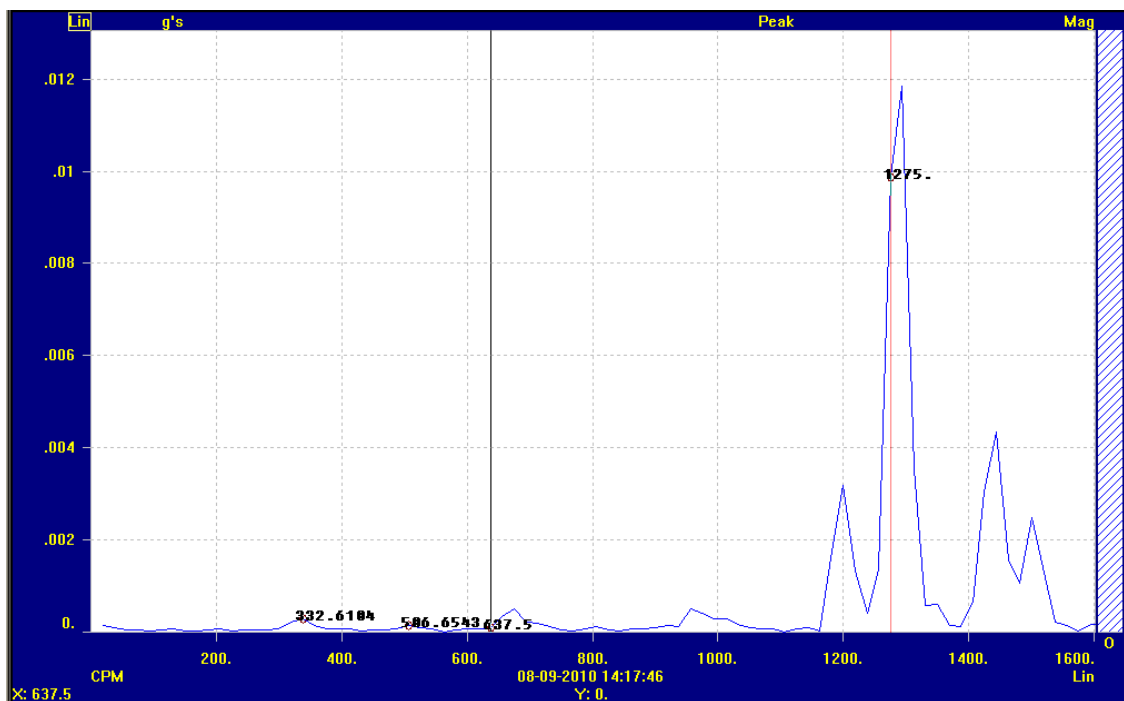


Fig.76. Visualização da FRS a 332 CPM; a FRE a 506 CPM e a FRP a 637 CPM

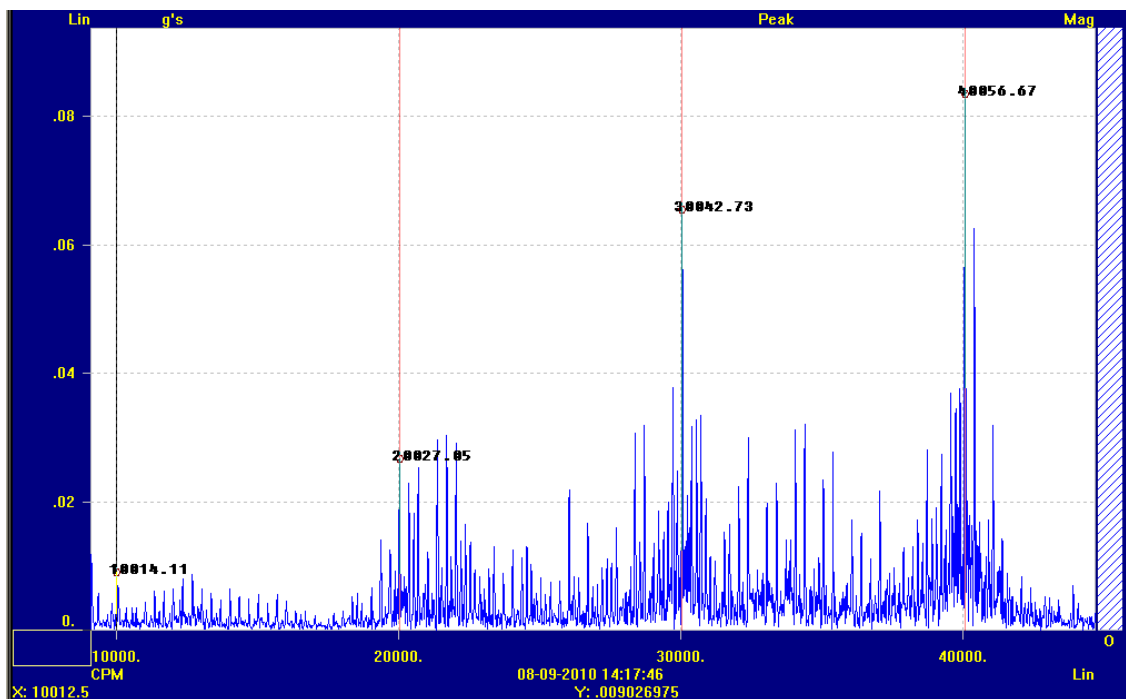


Fig.77. FE a 10014 CPM e as suas 3 harmónicas - respectivamente a 20027, 30042 e 40056 CPM

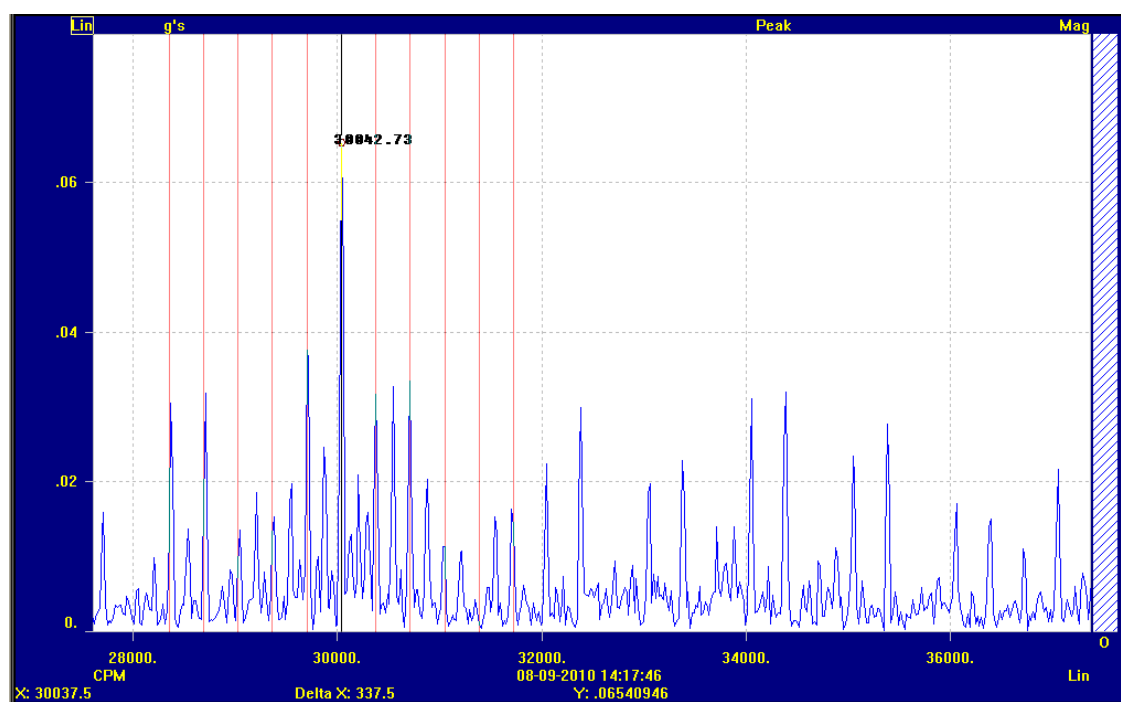


Fig.78. BL espaçada da 3xFE à FRS - $\approx 337,5$ CPM

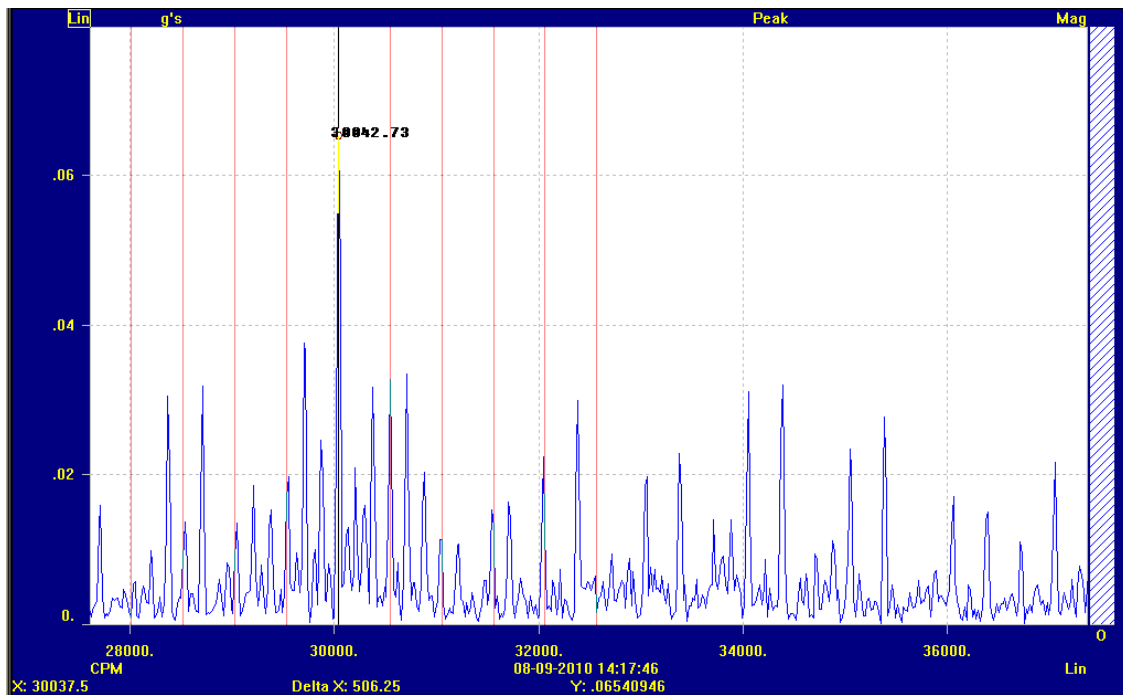


Fig. 79. BL espaçada da 3xFE à FRE - $\approx 506,25\text{CPM}$

À semelhança do que aconteceu nos ensaios de velocidade, também aqui são visíveis as BL às frequências de rotação dos veios, tanto de entrada como de saída da caixa redutora. Também aparentava existir uma BL à frequência de repetição dos dentes - “*hunting tooth frequency*” - mas tal não se verificou sendo apenas uma fracção da FRE. Uma coincidência de valores parecidos visto que a existir, a frequência de repetição de dentes para 500RPM seria de cerca de 166,67 CPM, quase a metade exacta da frequência de rotação do veio de entrada. Assim sendo, foi excluída esta hipótese, até porque é mais comum a FRD – *frequência de repetição de dentes* – aparecer quando as engrenagens apresentam desgaste.

Ensaio 5 (@1000RPM)

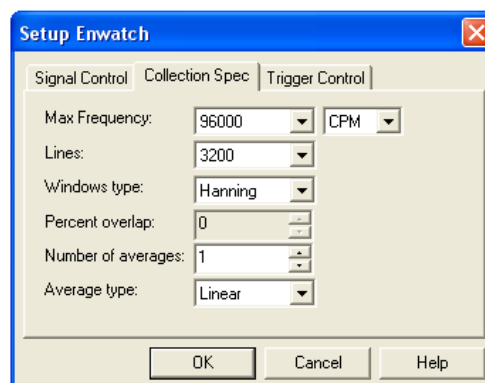
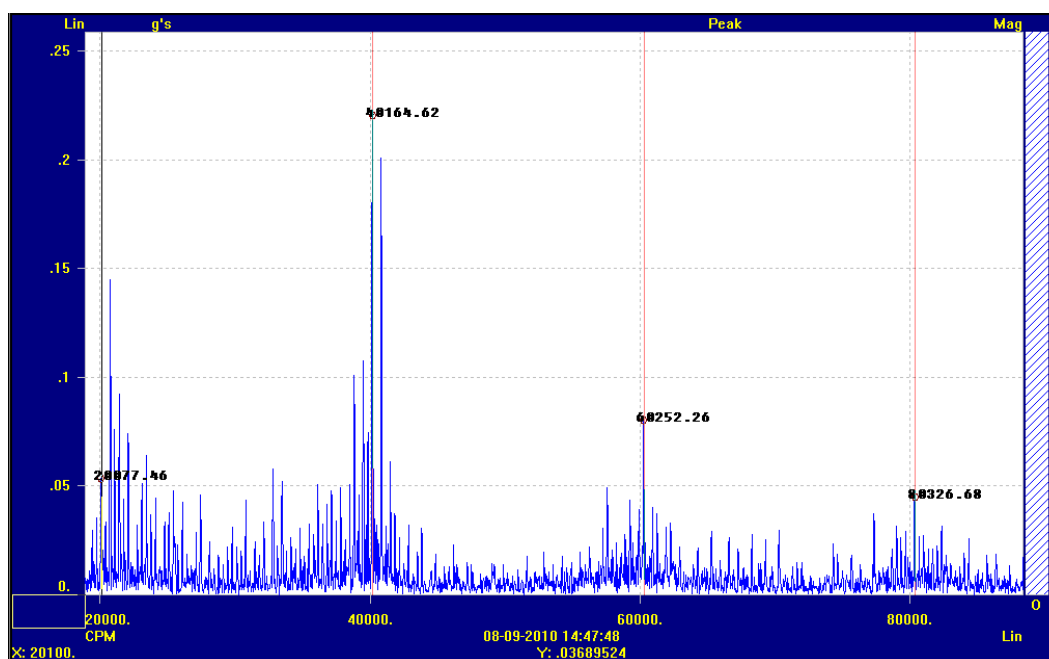
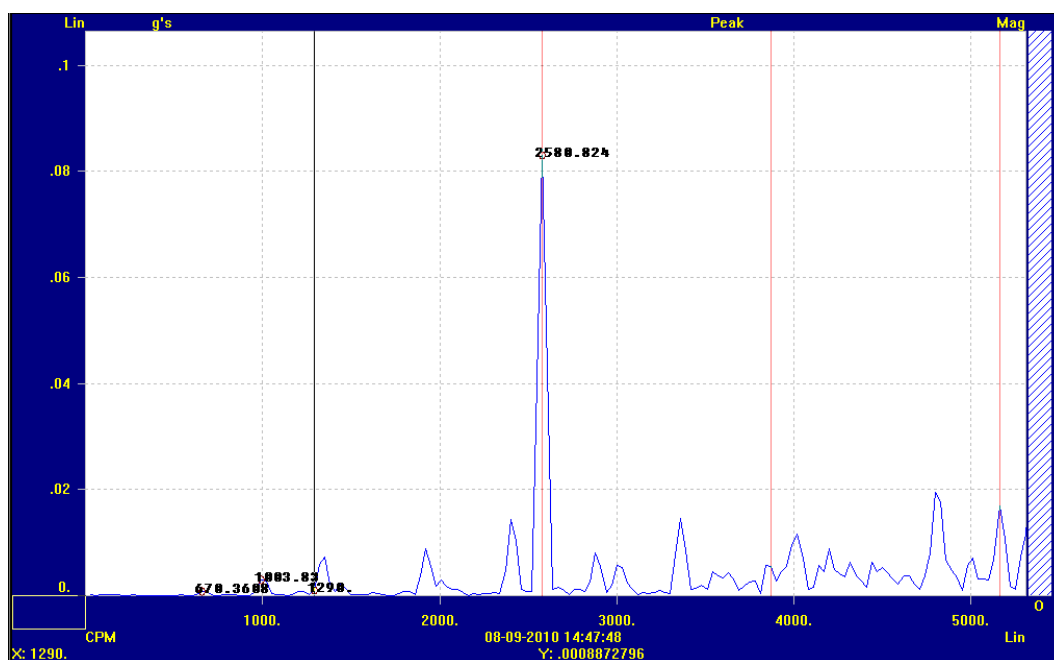


Fig. 80. Parâmetros de configuração do ensaio 5



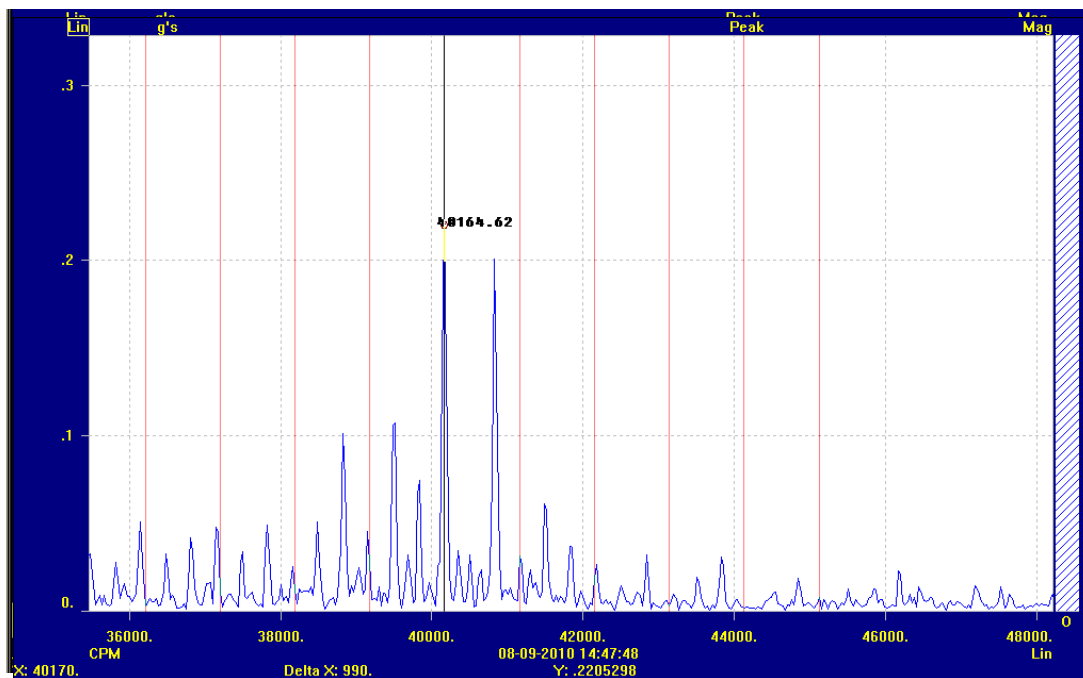


Fig.83. BL espaçada da 2xFE à FRS - ≈ 670 CPM

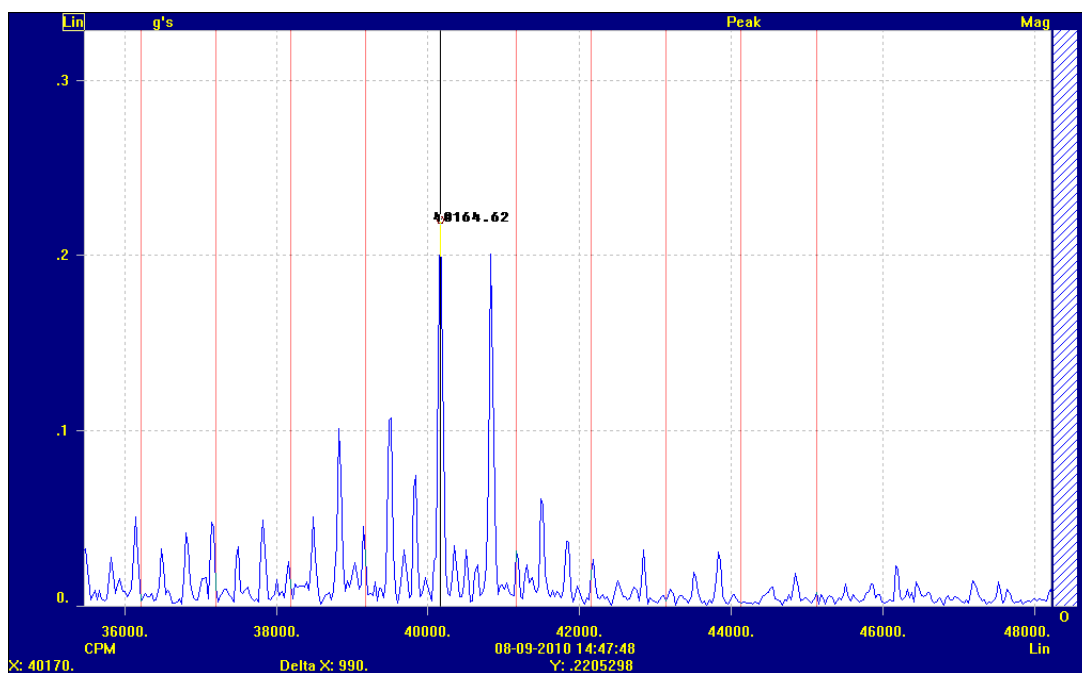


Fig.84. BL espaçada da 2x FE à FRE - ≈ 1000 CPM

Ensaio 6 (@1500RPM)

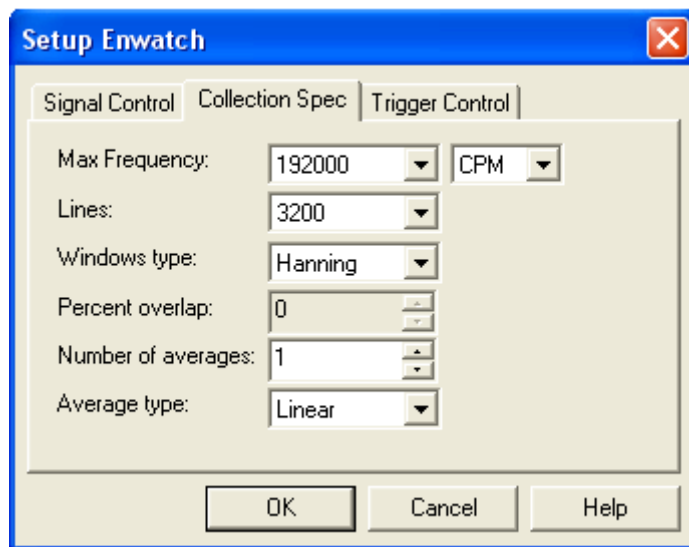


Fig.85. Parâmetros de configuração do ensaio 6

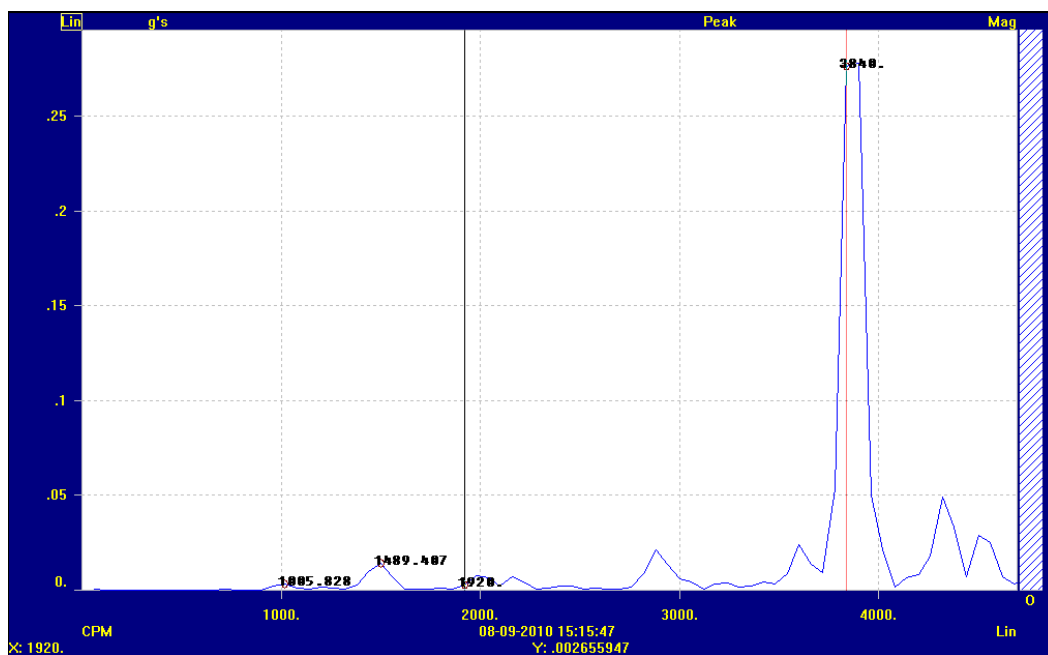


Fig.86. FRS a 1005 CPM; FRE a 1489 CPM e FRP a 1970 CPM

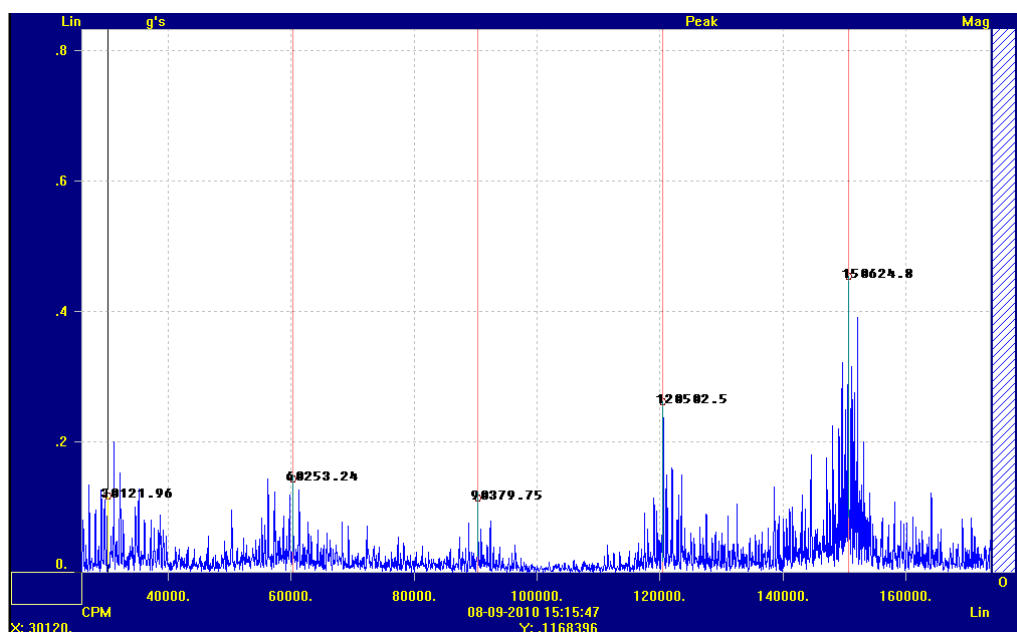


Fig.87. FE a 30121 CPM e as suas 4 harmônicas - respectivamente a 60253, 90379, 120502 e 150624 CPM

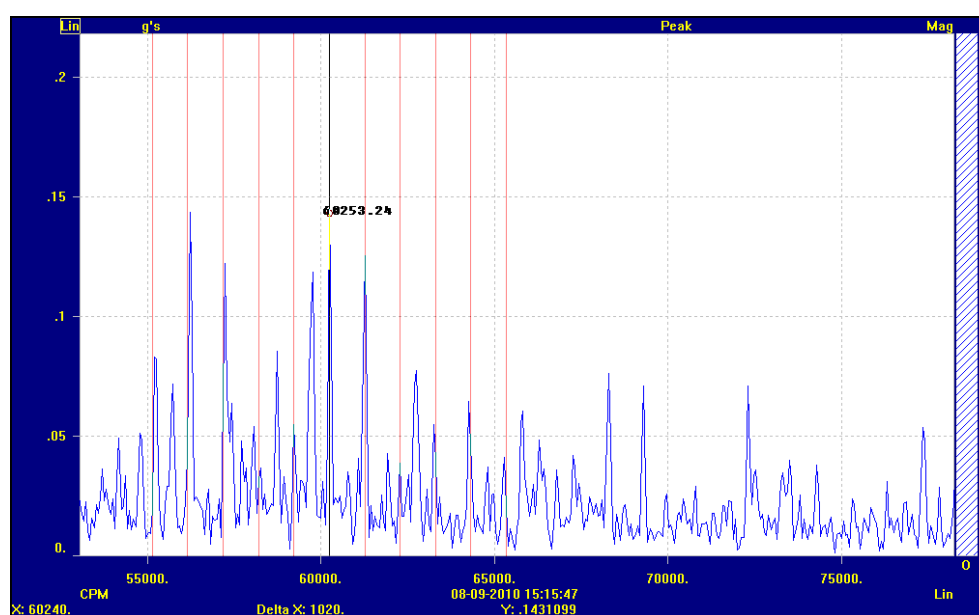


Fig.88. BL espaçada da 2xFE à FRS - ≈ 1000 CPM

Consultando as BL na **fig. 88**, nomeadamente as BLI – *bandas laterais inferiores* – que se encontram do lado esquerdo da FE, verifica-se que a componente de frequência relativa à BLI tem uma amplitude superior à da própria FE. Quando isto acontece geralmente a bibliografia consultada, refere que se está na presença de um fenómeno conhecido como *modulação excessiva* [60].

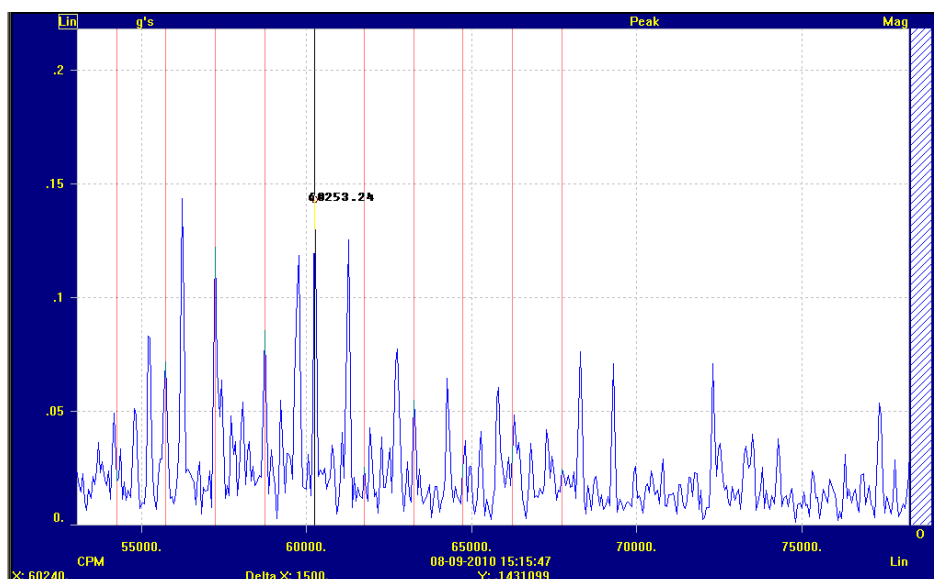


Fig.89. BL espaçada da 2xFE à FRE - ≈ 1500 CPM

Após a realização dos seis ensaios – *três ensaios de velocidade e três de carga* – para a caixa redutora em bom estado, construiu-se a **tabela 3**, que permite visualizar a FE e harmônicas da FE – 2xFE, 3xFE, 4xFE, 5xFE.

ENSAIOS DE VELOCIDADE DA CAIXA EM BOM ESTADO							
ENSAIOS	RPM	FE (Cpm)	AMPL. FREQ. ENGRENAMENTO (em g's PICO)	2xFE	3xFE	4xFE	5xFE
1	500	10008,65	0,01687189	0,0629347	0,02110843	0,04784325	
2	1000	20065,55	0,1299512	0,1973382	0,05740203	0,053	
3	1500	30074,79	0,1082541	0,0727994	0,09552717	0,2577091	0,4188318
ENSAIOS DE CARGA DA CAIXA EM BOM ESTADO (POSICÃO 5 - MÁXIMA CARGA)							
ENSAIOS	RPM	FE (Cpm)	AMPL. FREQ. ENGRENAMENTO (em g's PICO)	2xFE	3xFE	4xFE	5xFE
4	500	10014,11	0,009026975	0,026591	0,06540946	0,08342961	
5	1000	20077,46	0,05349838	0,2205298	0,08042944	0,04500741	
6	1500	30121,96	0,1168396	0,1431099	0,1136201	0,2613653	0,4528756

Tabela 3. Valores de amplitude da FE para os ensaios de velocidade e de carga para a caixa redutora em bom estado

Uma consulta à **tabela 3** revela que a FE não é a melhor frequência para se verificar a mudança no comportamento dinâmico da caixa redutora, mas sim as harmônicas da FE – 2xFE, 3xFE, etc. – e as respectivas BL¹⁵, algo suportado pela teoria. Do ensaio 1 para o 6 também foi possível observar um aumento progressivo da amplitude das BL – *acompanhando o aumento de amplitude da FE*.

¹⁵ Os valores de amplitude das BL não foram registrados.

Na **tabela 3**, encontram-se assinalados a cor verde os valores de amplitude da FE – e harmónicas – que aumentaram dos ensaios 1 a 3 para os ensaios 4 a 6. Este aumento de amplitude das frequências registadas na tabela 3, apenas confirma que a carga – *em relação à velocidade* – é o factor mais influente no aumento da amplitude da FE.

Na **fig. 90** encontram-se os NGV respectivos aos ensaios 4 a 6. É possível constatar um aumento nos NGV para os ensaios na ordem dos 10-15% em relação aos ensaios sem carga. Sendo assim, é de suspeitar que quando estes valores forem comparados com os obtidos para a caixa redutora com desgaste a diferença de valores seja ainda mais pronunciada.

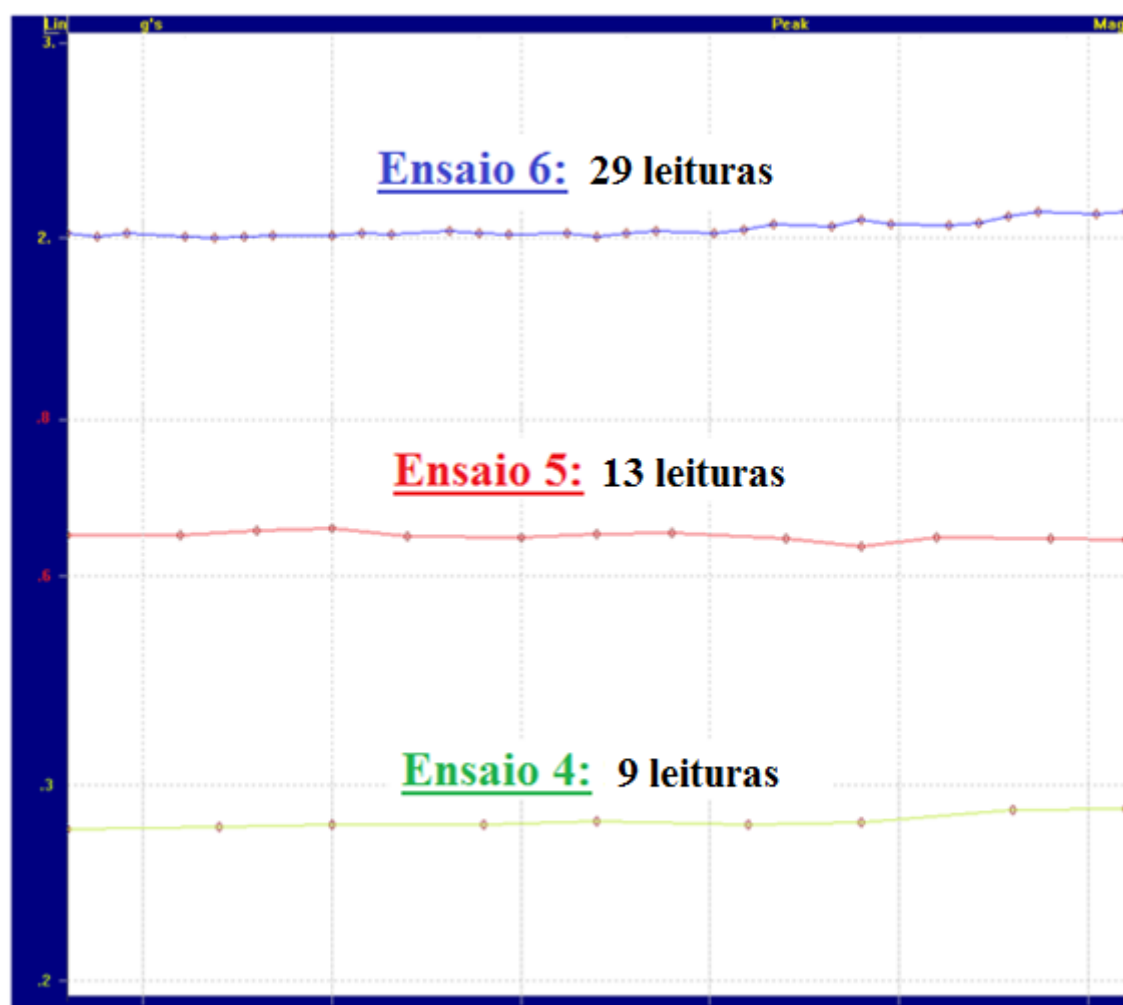


Fig.90. NGV para os ensaios 4 a 6 – ensaios de carga

4.5. Resultados Experimentais – Caixa Redutora com Desgaste

Resultados Experimentais para os Ensaio de Velocidade

Ensaio 7 (@500RPM)

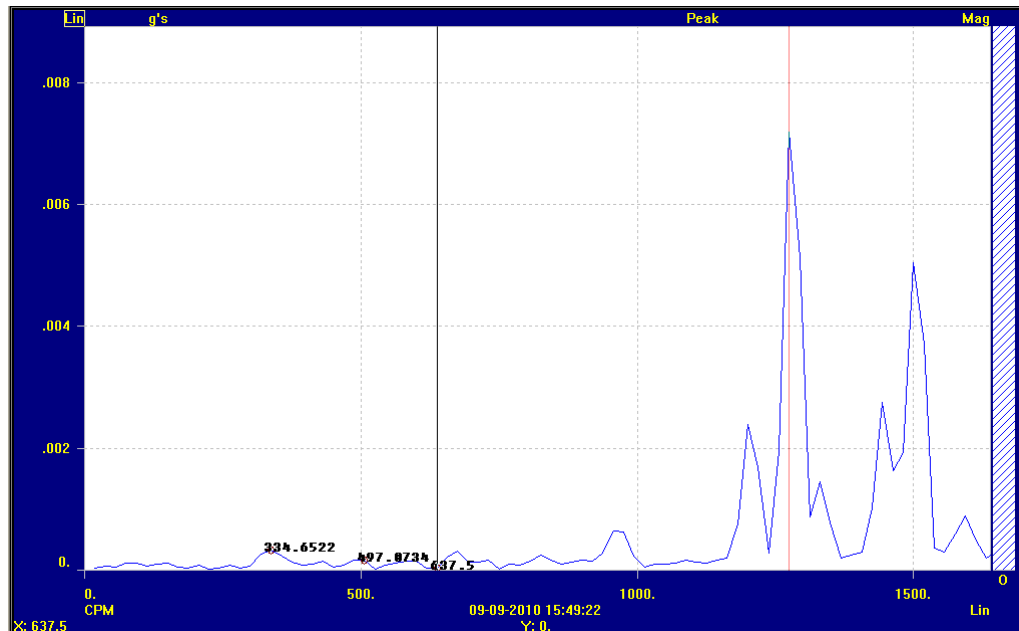


Fig.91. FRS a 334 CPM; FRE a 497 CPM; FRP a 637 CPM

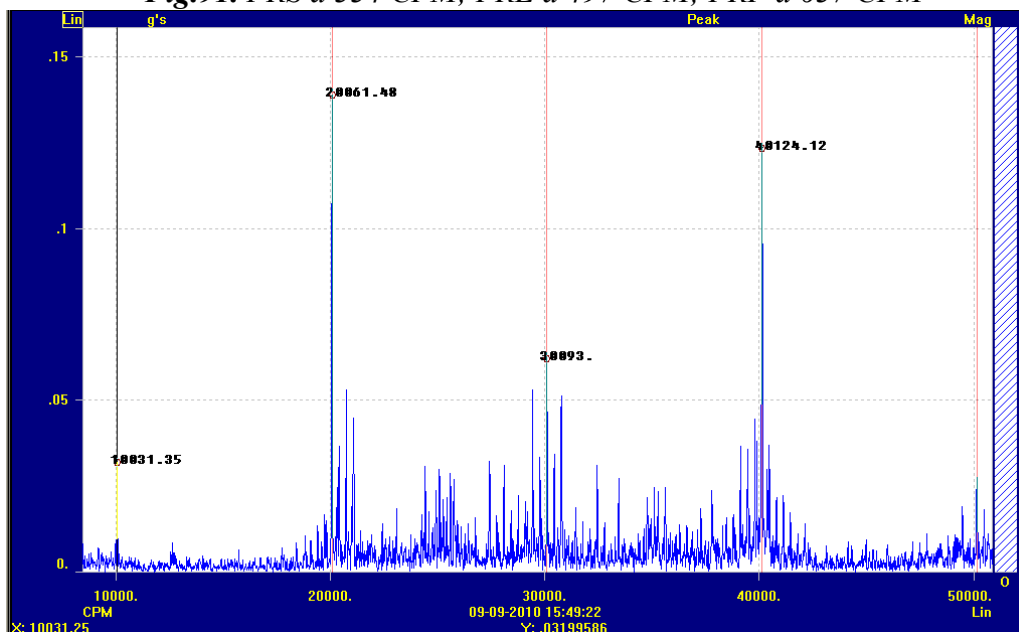


Fig.92. FE a 10031 CPM e as suas 3 harmônicas - respectivamente a 20061, 30093 e 40124 CPM

Uma rápida nota em relação à **fig. 92**: a amplitude mais pronunciada da 2xFE em relação à 1xFE e à 3xFE, aparenta revelar um clássico caso de desalinhamento de veios – *subcapítulo 3.4*. A influência do desgaste também é desde logo visível no aumento das amplitudes das frequências em relação ao seu ensaio gêmeo – *ensaio 1*.

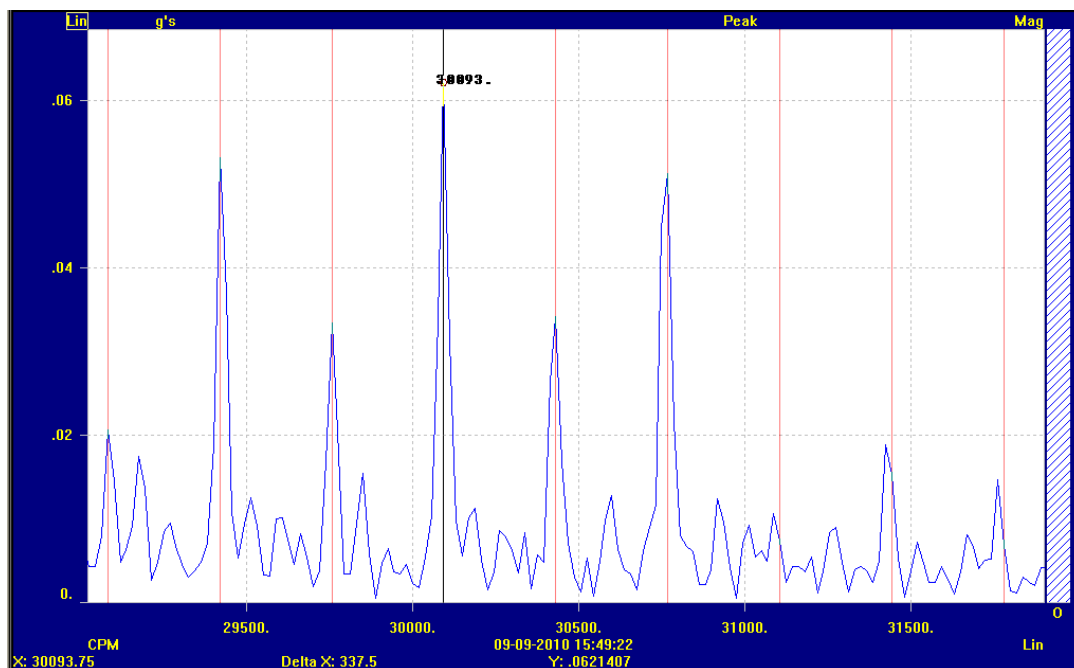


Fig.93. BL espaçada da 3xFE à FRS - $\approx 337\text{CPM}$

Ensaio 8 (@1000RPM)

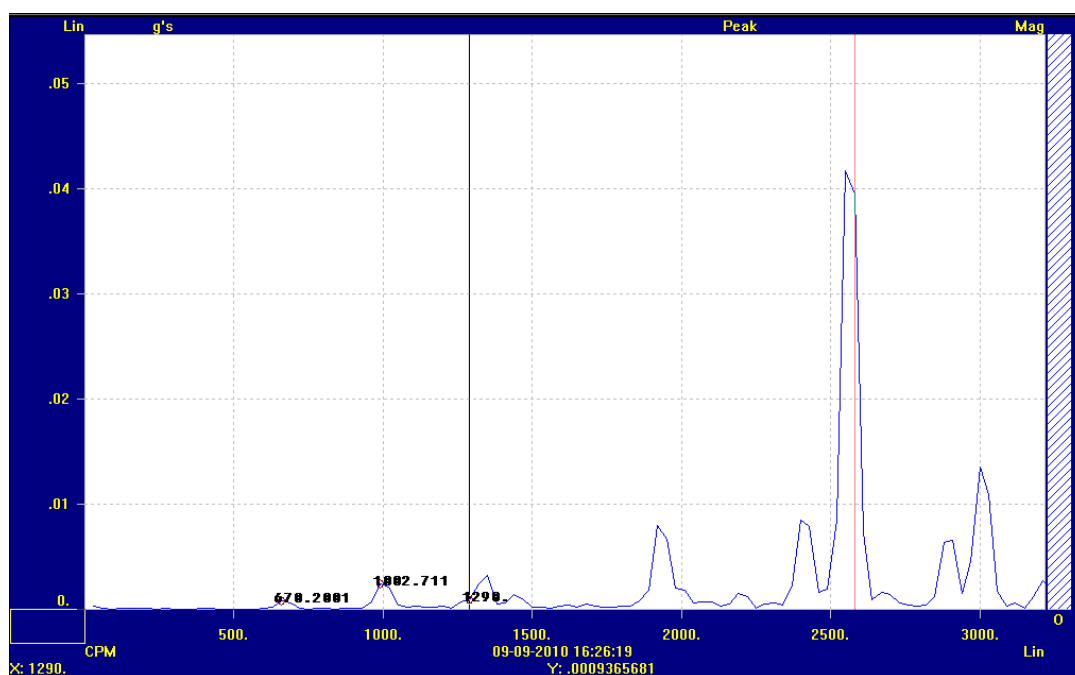


Fig.94. FRS a 670 CPM; FRE a 1002 CPM; FRP a 1290 CPM

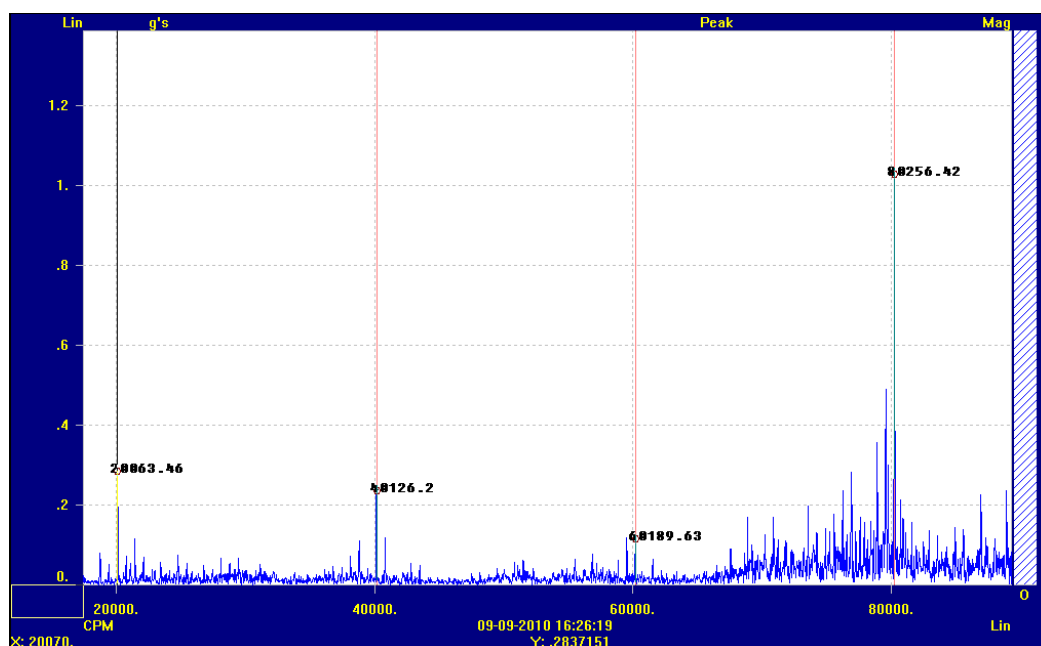


Fig.95. FE a 20063 CPM e as suas 3 harmónicas - respectivamente a cerca de 40126, 60189 e 800256 CPM

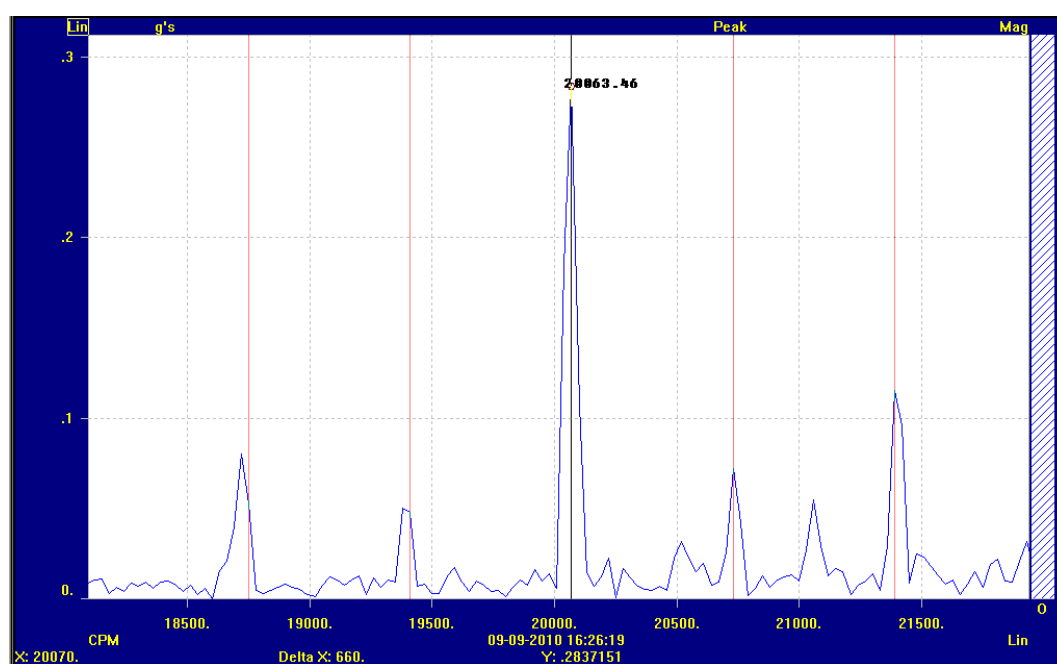


Fig.96. BL espaçada da FE à FRS - ≈ 660 CPM

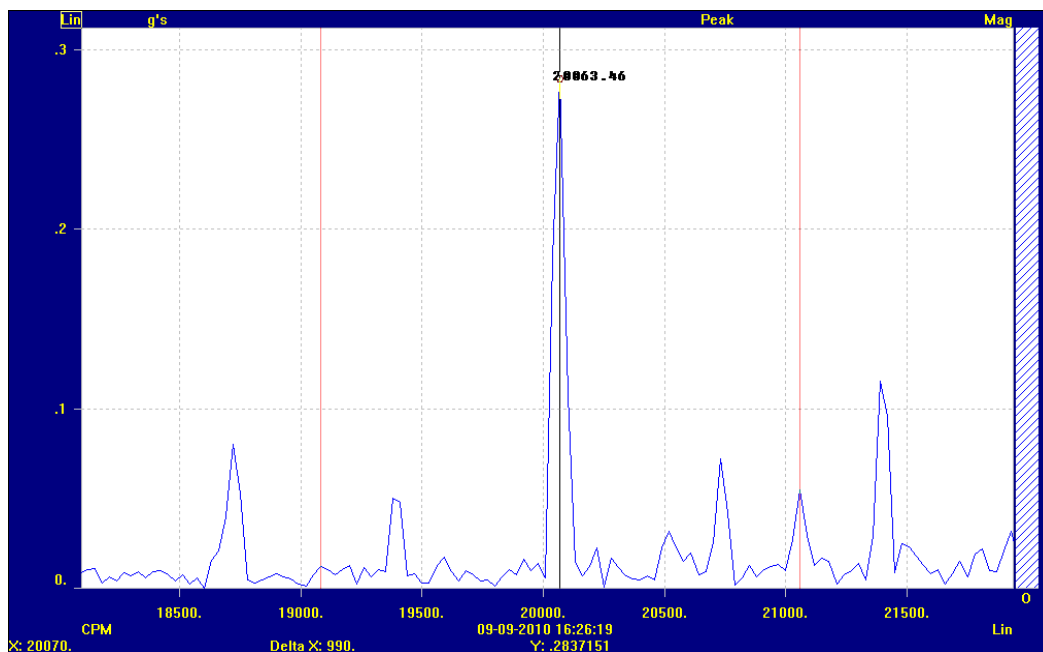


Fig.97. BL espaçada da FE à FRE - ≈ 990 CPM

Ensaio 9 (@1500RPM)

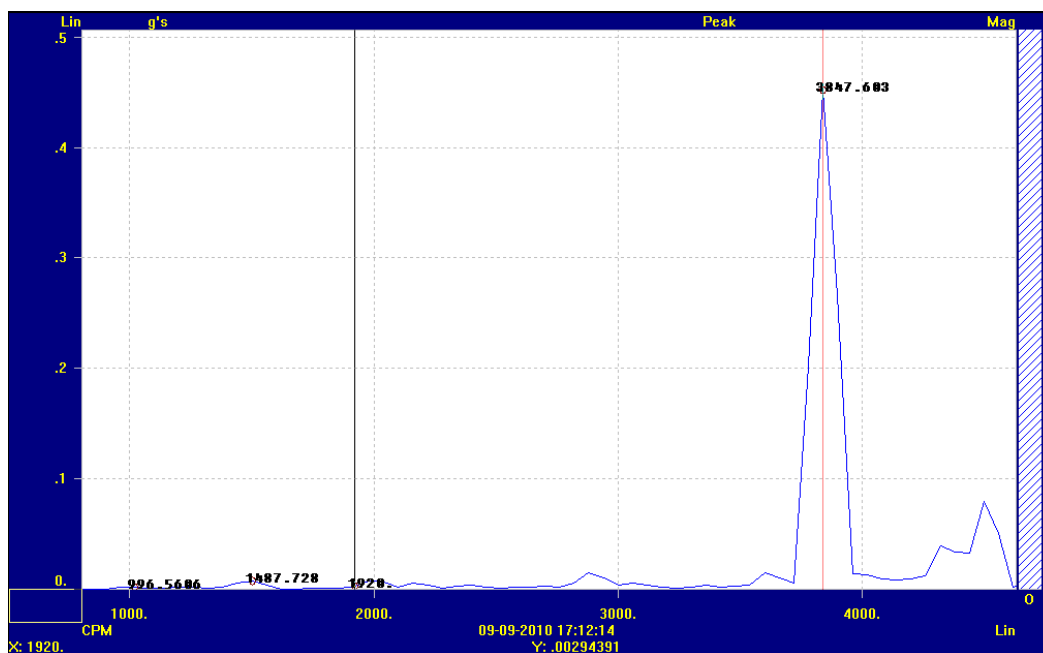


Fig.98. FRS a 996 CPM; FRE a 1487 CPM; FRP a 1920 CPM

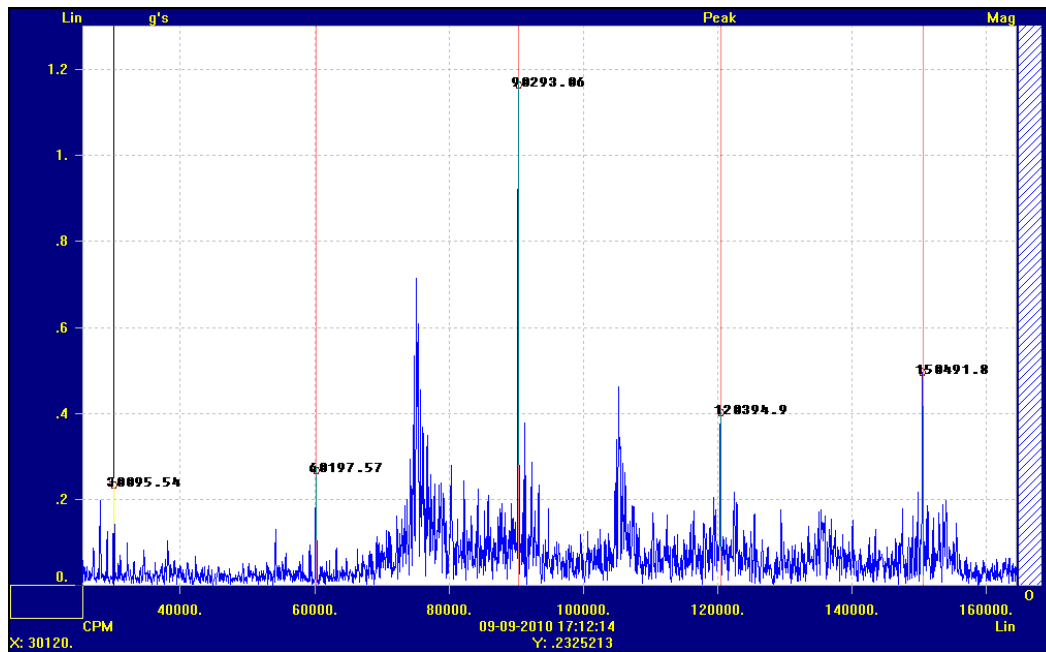


Fig.99. FE a 30095 CPM e as suas 4 harmónicas - respectivamente a 60197, 90293, 120394 e 150491CPM

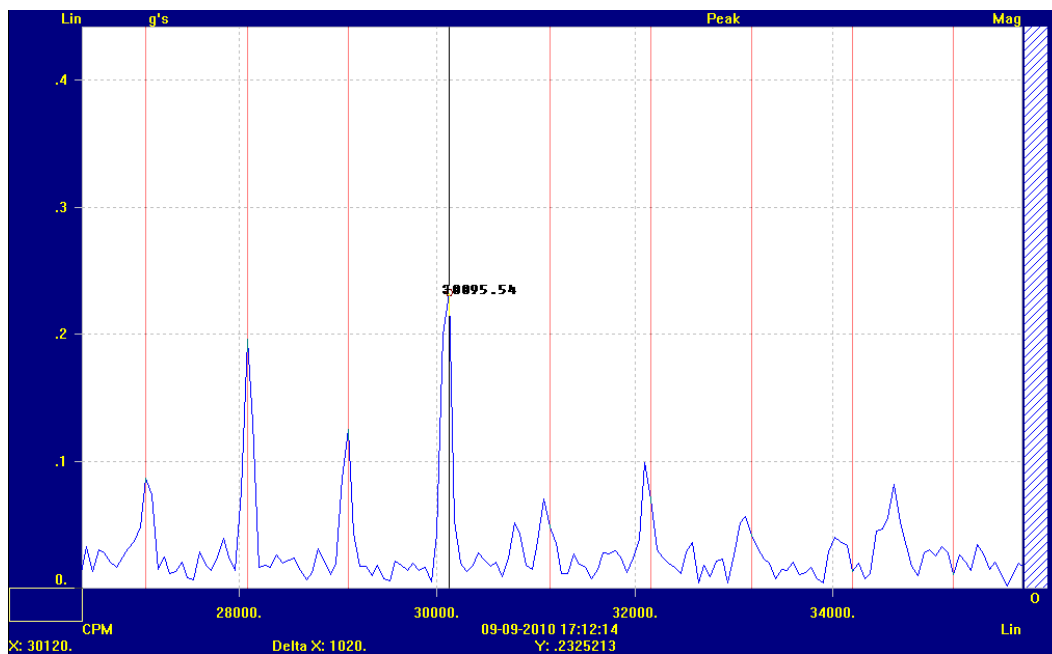


Fig.100. BL espaçada da FE à FRS - $\approx$ 1020 CPM

ENSAIOS DE VELOCIDADE DA CAIXA COM DEFEITO							
ENSAIOS	RPM	FE (Cpm)	AMPL. FREQ. ENGRENAMENTO (em g's PICO)	2xFE	3xFE	4xFE	5xFE
7	500	10031,35	0,03199586	0,1388689	0,0621407	0,1233599	
8	1000	20063,46	0,2837151	0,23609	0,11524	1,027648	
9	1500	30095,54	0,2325213	0,26801	1,164936	0,4019727	0,4956152

Tabela 4. Valores das amplitudes da FE para os ensaios 7 a 9

Mais uma vez se verifica que a amplitude da FE é superior no ensaio a 1000 RPM do que no de 1500 RPM, alertando mais uma vez para a necessidade em não só consultar os valores de amplitude da FE, como das suas harmónicas e BL. O mesmo exercício matemático efectuado para os ensaios 1 a 3, pode ser também efectuado para os ensaios 7 a 9¹⁶:

$$\frac{0,2325213}{0,03199586} \sim 7,27$$

Relembrando o efeito da velocidade na força centrífuga, mais uma vez se verifica um aumento directo nos níveis de vibração registados, provocando neste caso um aumento superior a 7 vezes a amplitude da FE do ensaio 7 - @500 RPM - para o ensaio 9 - @1500 RPM. Este valor aproximado de 7.27 em relação ao de 6.42 obtido para os mesmos ensaios de velocidade realizados na caixa em bom estado, representam um aumento na ordem dos 12% nos NGV. Os valores dos NGV para este grupo de ensaios são apresentados na **fig. 101**.

(CAPÍTULO 4)

¹⁶ Neste caso são só tidos em consideração os valores de amplitude das FE, mas também seria aconselhável realizar de futuro um estudo semelhante para as amplitudes das harmónicas e BL, uma vez que as BL e as suas amplitudes são melhores indicadoras de desgaste do que as próprias FE.

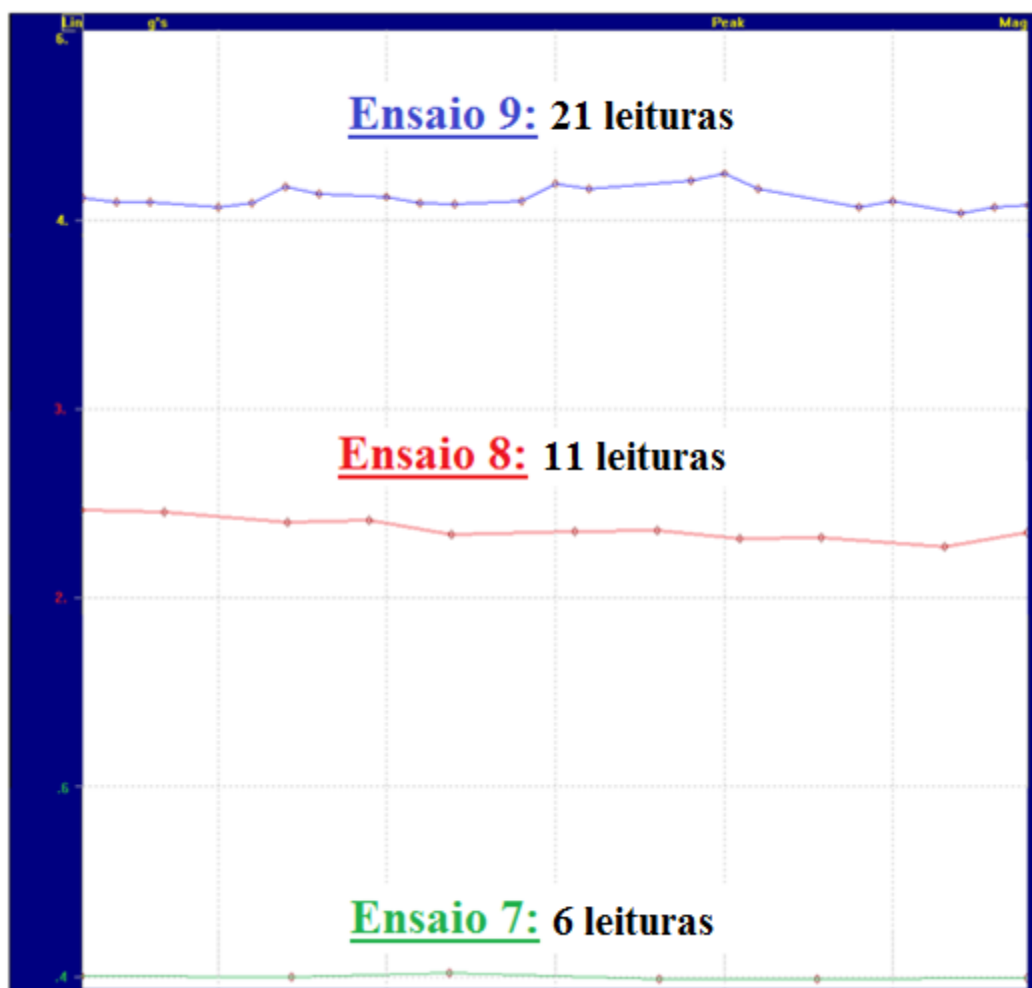


Fig.101. NGV para os 3 ensaios de velocidade na caixa redutora com desgaste

Uma consulta rápida à **fig. 70**¹⁷ e comparando-a com a **fig. 101**, deixa perceber um aumento significativo entre os NGV da caixa em bom estado relativamente à caixa com desgaste. O que acontece com o defeito de desgaste, é que o desgaste que se gera entre os dentes do par de engrenagens vai aumentar a folga – “backlash” – entre dentes. Isto vai fazer com que a transmissão de binário de engrenagem para engrenagem, de dente para dente, não se processe sempre no mesmo ponto de referência, sendo esta variação de binário e impacto entre dentes o que causa o aumento das amplitudes da FE. Mesmo assim e tendo em conta os ensaios 1 a 3, o aumento do NGV se bem que existente não foi muito significativo, o que comprova que o desgaste verificado nas engrenagens ainda se encontra numa fase mais inicial. Algo que se suspeitava aquando a inspeção visual das engrenagens, anterior à realização dos ensaios.

¹⁷ A figura 70 encontra-se na página 66 do trabalho.

Resultados Experimentais para os Ensaio de Carga

Ensaio 10 (@500RPM)

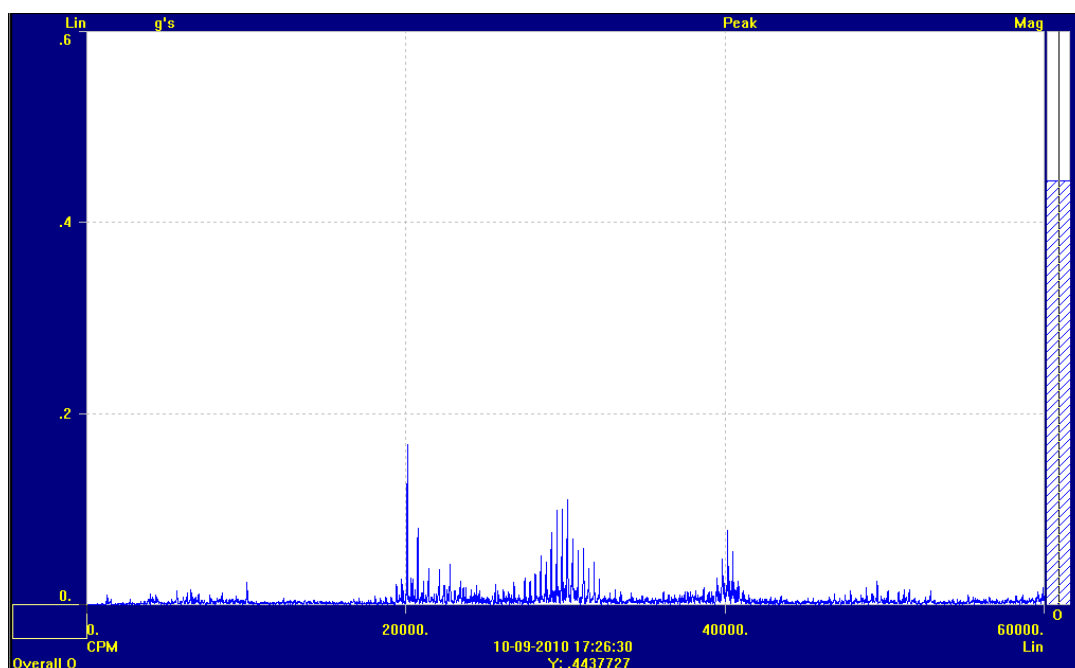


Fig.102. Aspecto geral do espectro de frequências do ensaio 10

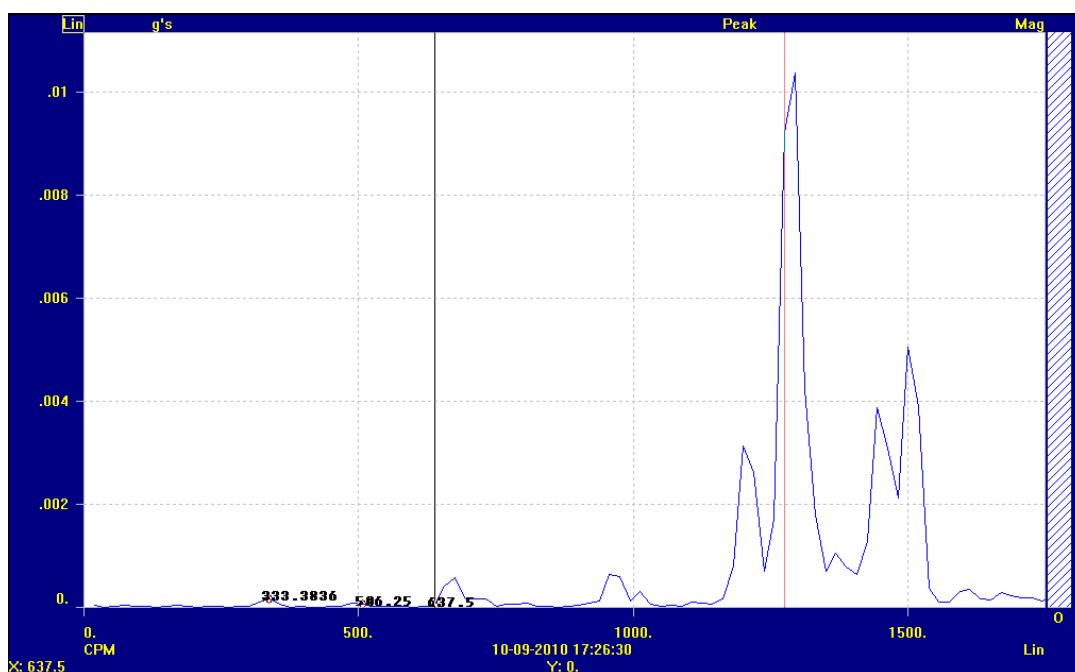


Fig.103. FRS a 333 CPM; FRE a 506 CPM; FRP a 637 CPM

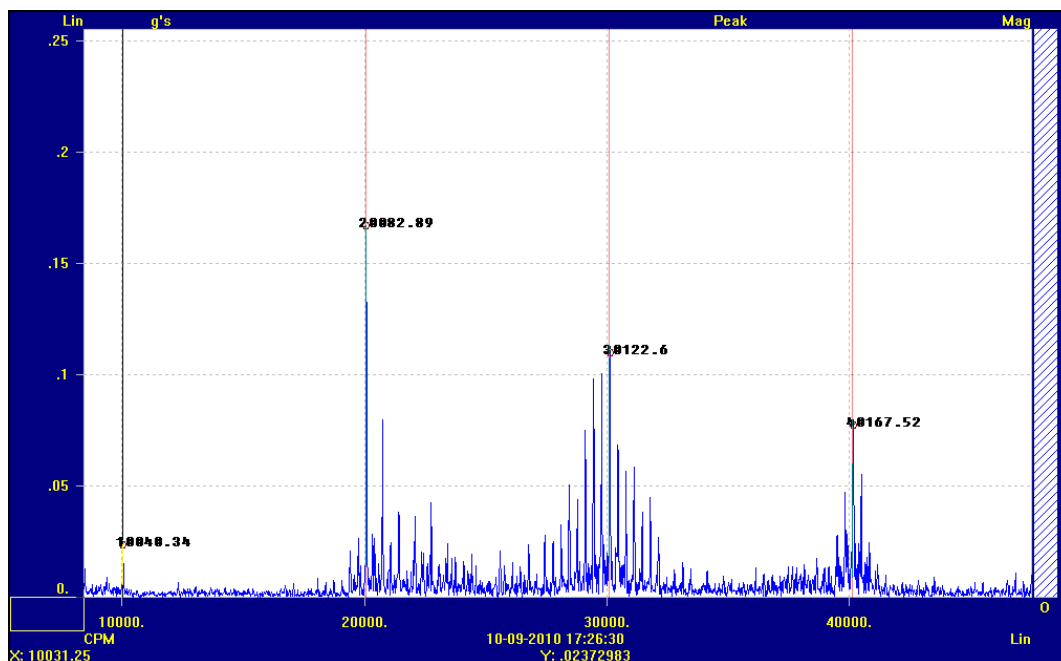


Fig.104. FE a 10040 CPM e as suas 3 harmônicas - respectivamente a 20082, 30122 e 40167 CPM

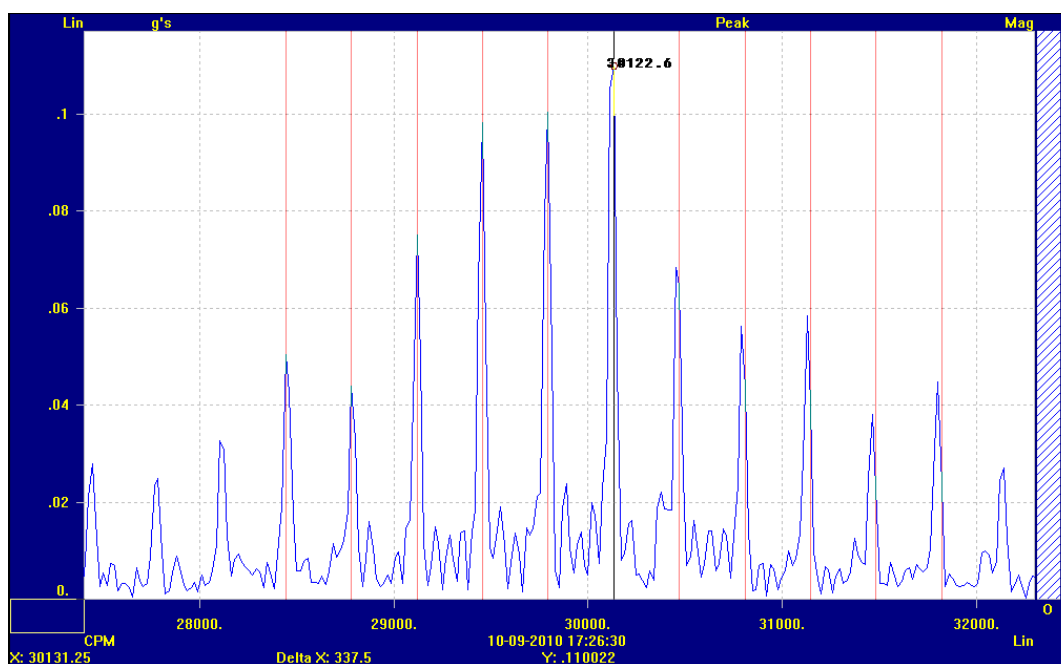


Fig.105. BL espaçada da 3xFE à FRS - ≈337,5CPM

Na **fig. 105** é comprovado mais uma vez, através do aparecimento de BLS e BLI espaçadas à FRS da 3xFE, a existência de problemas de excentricidade e folgas no veio de saída [61].

Ensaio 11 (@1000RPM)

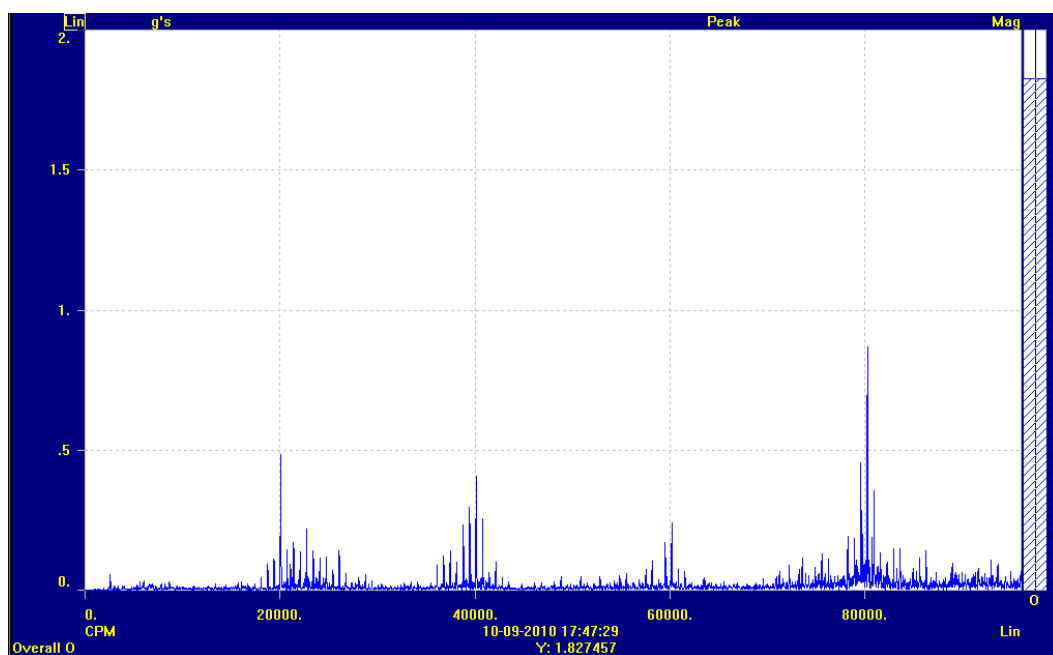


Fig.106. Aspecto geral do espectro de frequências do ensaio 11

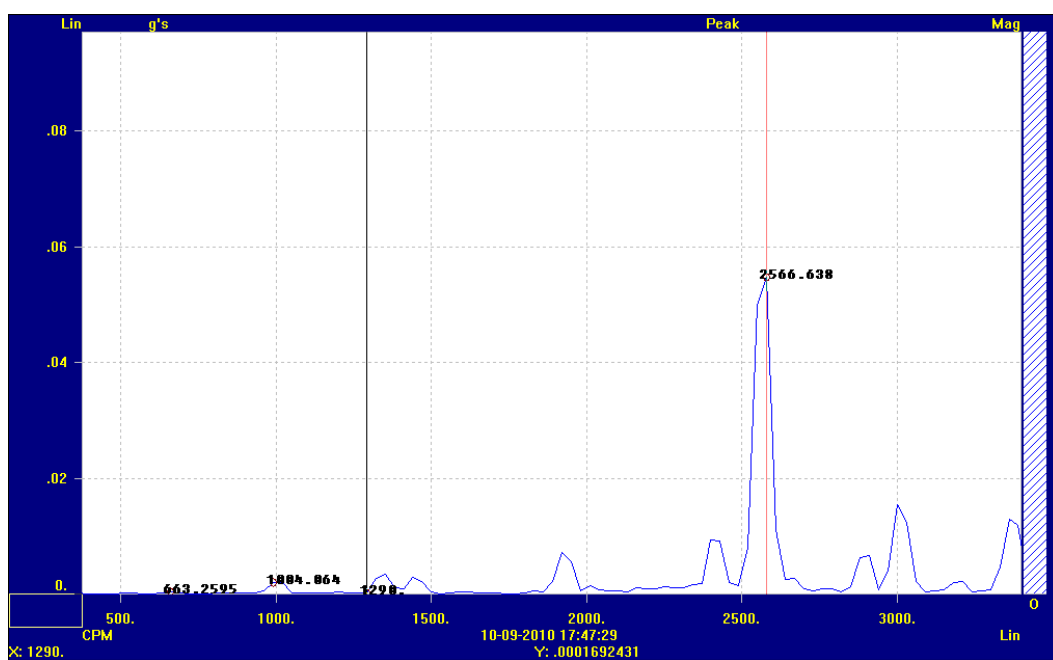


Fig.107. FRS a 663 CPM; FRE a 1004 CPM; FRP a 1290 CPM

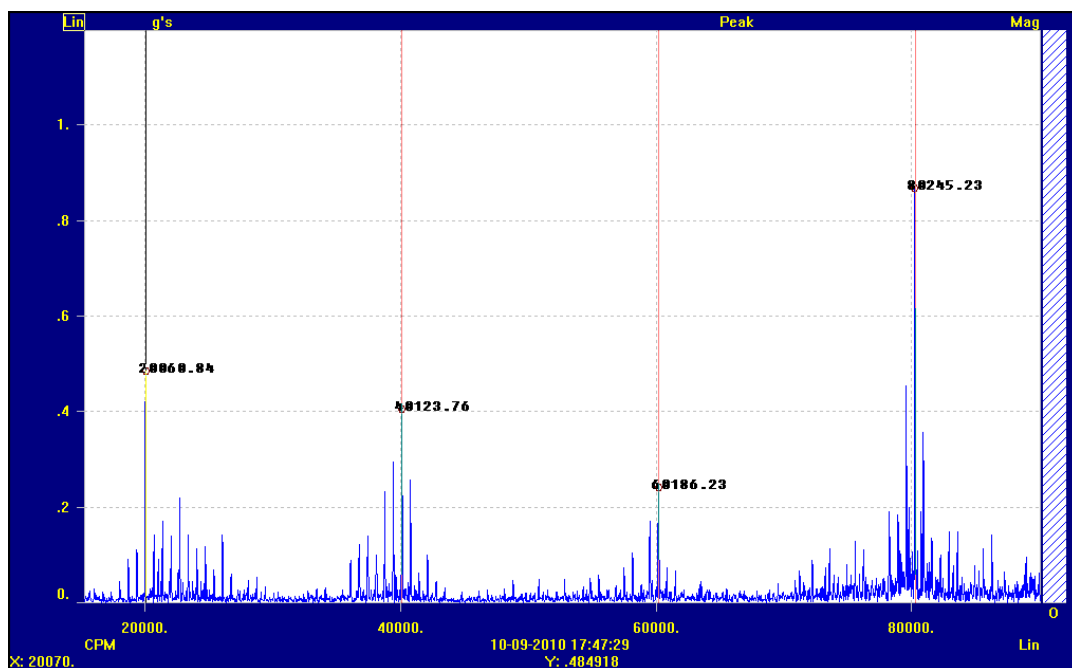


Fig.108. FE a 20060 CPM e as suas 3 harmónicas - respectivamente a 40123, 60186 e 80245 CPM

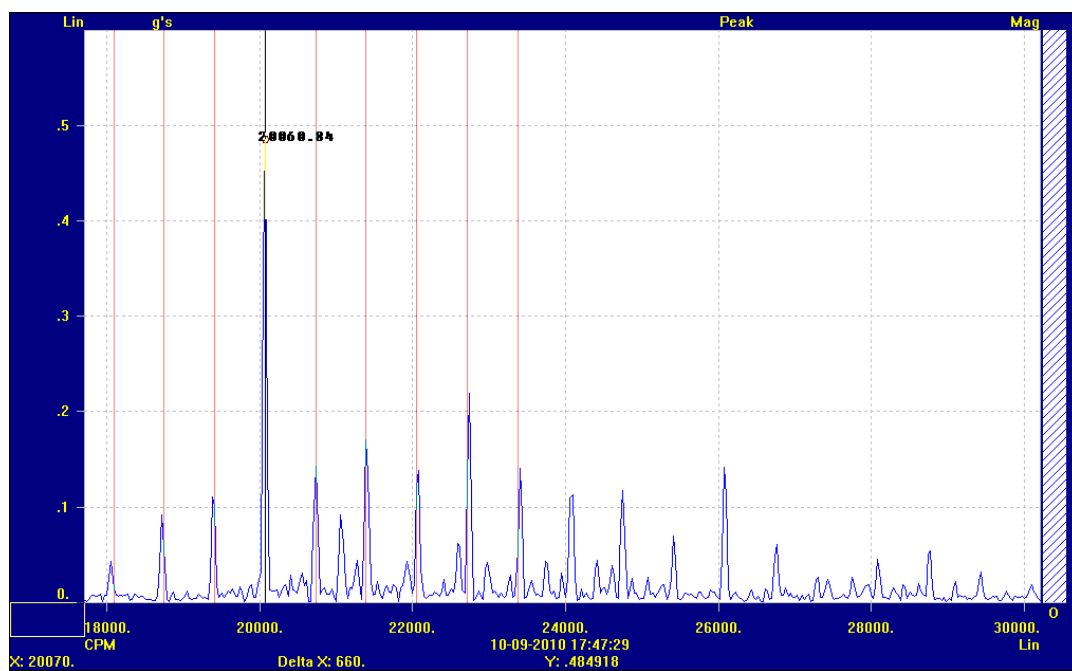


Fig.109. BL espaçada da FE à FRS - ≈ 670 CPM

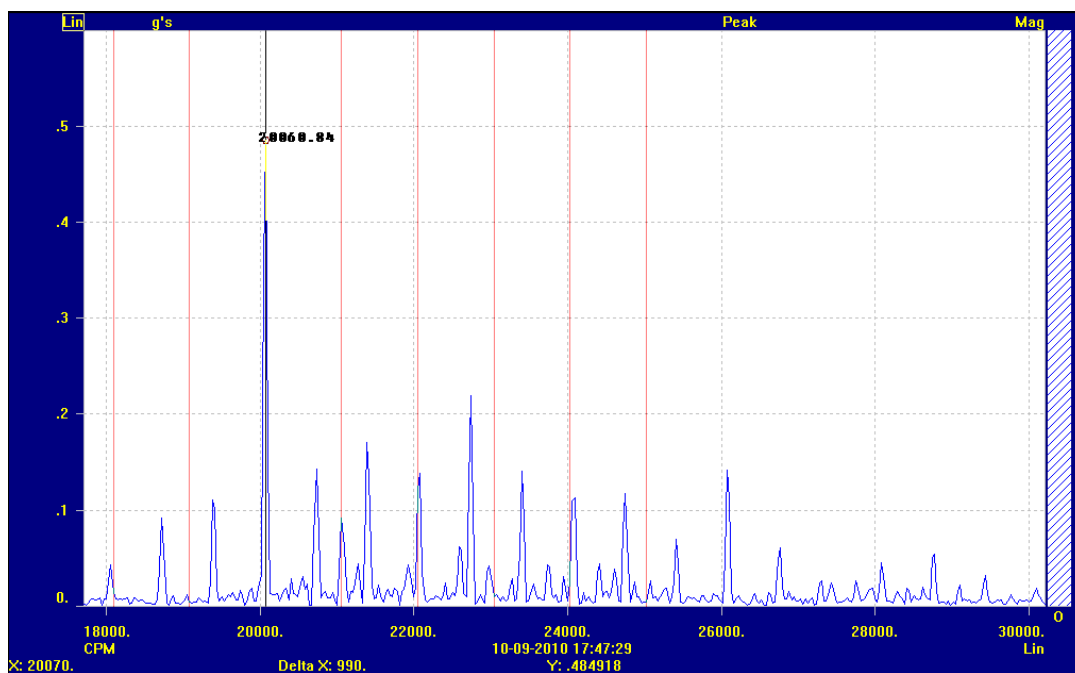


Fig.110. BL espaçada da FE à FRE - ≈ 1000 CPM

Ensaio 12 (@1500RPM)

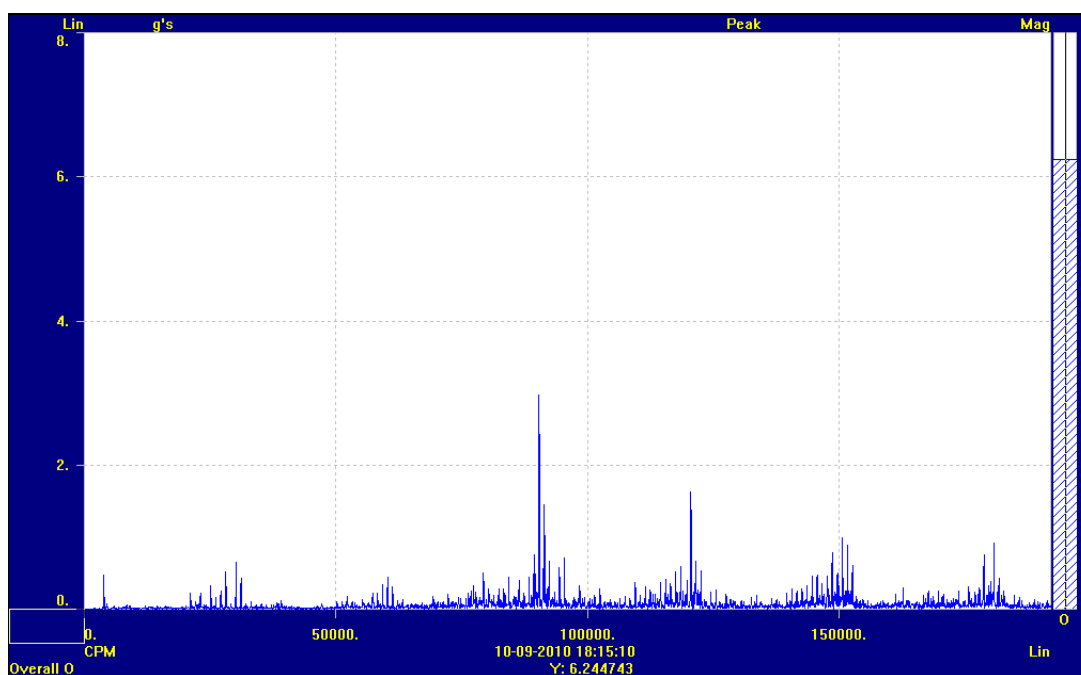


Fig.111. Aspecto geral do espectro de frequências do ensaio 12

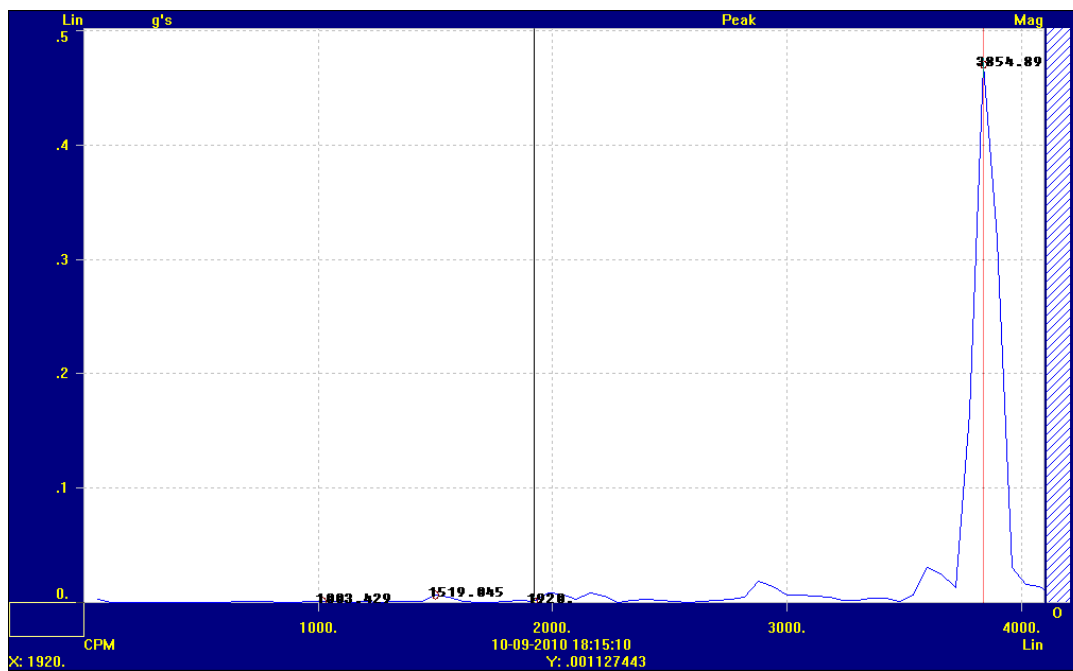


Fig.112. FRS a 1003 CPM; FRE a 1519 CPM; FRP a 1920 CPM

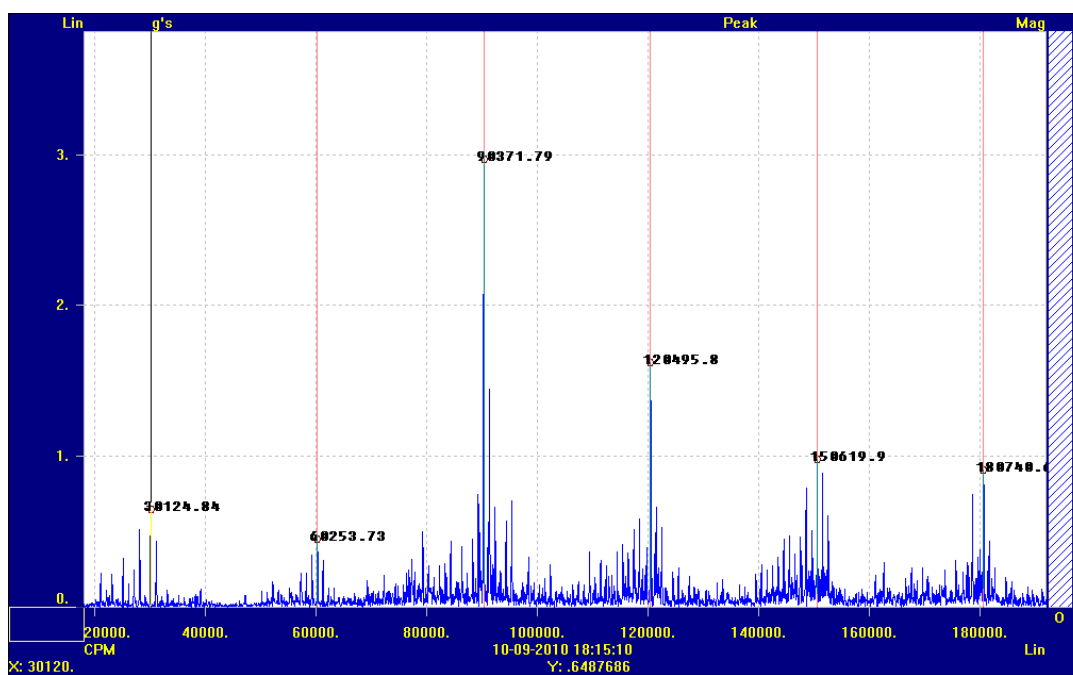


Fig.113. FE a 30124 CPM e as suas 5 harmónicas - respectivamente a 60253, 90371, 120495, 150619 e 180740 CPM

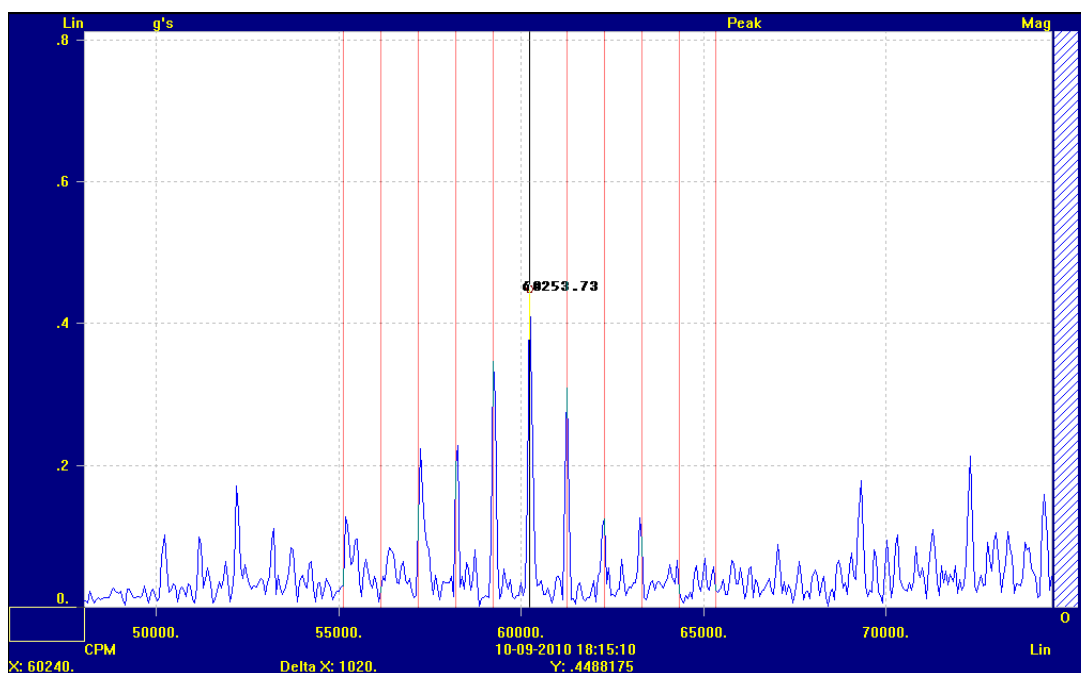


Fig.114. BL espaçada da 2xFE à FRS - ≈ 1000 CPM

ENSAIOS DE VELOCIDADE DA CAIXA COM DESGASTE							
ENSAIOS	RPM	FE (Cpm)	AMPL. FREQ. ENGRENAMENTO (em g's)	2xFE	3xFE	4xFE	5xFE
7	500	10031,35	0,03199586	0,1388689	0,0621407	0,1233599	
8	1000	20063,46	0,2837151	0,23609	0,11524	1,027648	
9	1500	30095,54	0,2325213	0,26801	1,164936	0,4019727	0,4956152
ENSAIOS DE CARGA DA CAIXA COM DESGASTE (POSIÇÃO 5 - MÁXIMA CARGA)							
ENSAIOS	RPM	FE (Cpm)	AMPL. FREQ. ENGRENAMENTO (em g's)	2xFE	3xFE	4xFE	5xFE
10	500	10040,34	0,02372983	0,1671307	0,110022	0,007732342	
11	1000	20060,84	0,484918	0,4058603	0,2404892	0,8671223	
12	1500	30124,84	0,648768	0,4488175	2,972337	1,625262	0,9836892

Tabela 5. Valores de amplitude da FE para os ensaios de velocidade e de carga para a caixa redutora com desgaste

Mais uma vez e à semelhança do que tinha sido observado para os ensaios 1 a 6, também nos ensaios da caixa redutora com desgaste são bem visíveis os aumentos de amplitude da FE e harmónicas. De seguida é apresentado na **fig. 113** o gráfico dos NGV para os ensaios 10 a 12 relativos aos ensaios de carga.

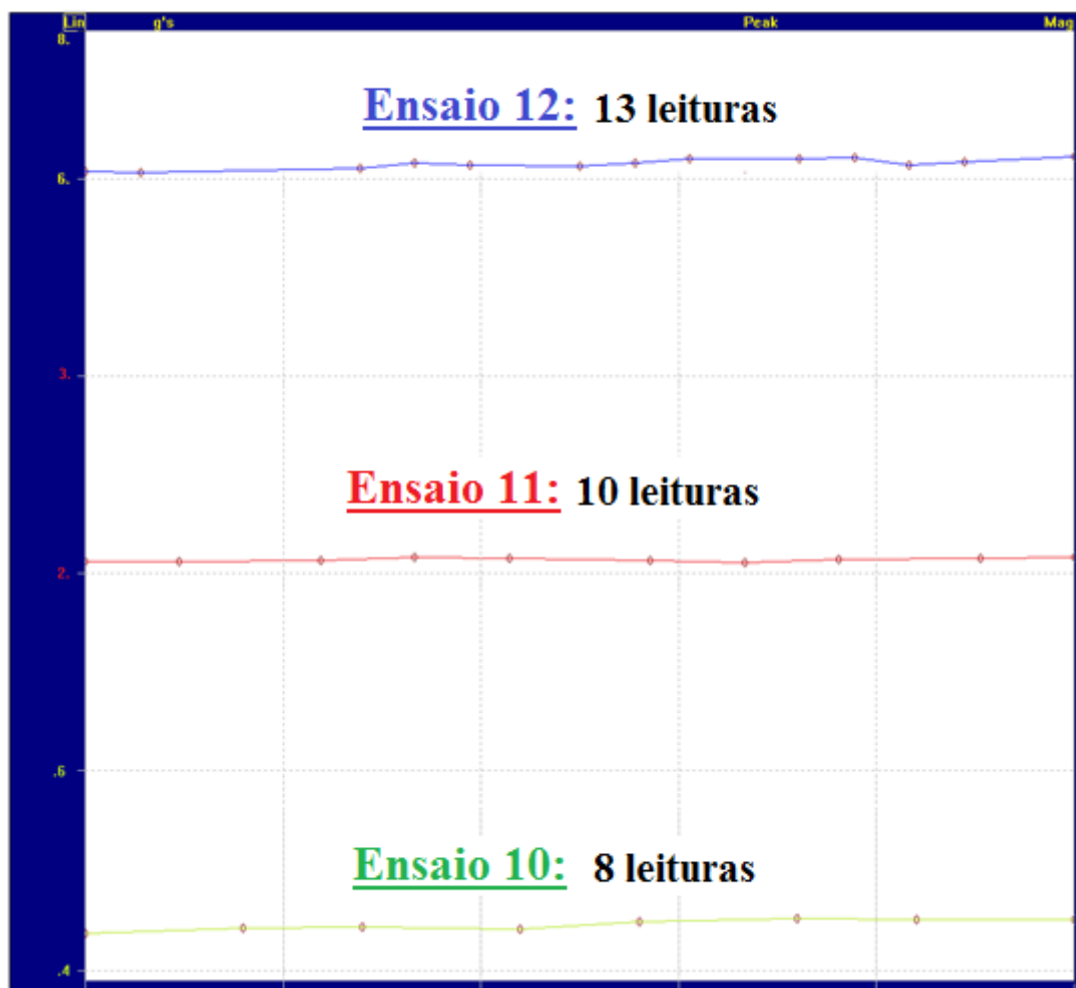


Fig.115. NGV para os ensaios 10 a 12 – ensaios de carga

Comparando os NGV obtidos para os ensaios 4 a 6¹⁸, na **fig. 90** – correspondente aos ensaios de velocidade e carga máximas na caixa redutora em bom estado com os NGV da **fig. 115** – ensaios 10 a 12 – é possível constatar o enorme aumento dos NGV quando a caixa redutora apresenta desgaste no par de engrenagens. Feitas as contas, tem-se que para 500 RPM e com carga máxima, o aumento é $\pm$ de 37%. Para 1000 RPM o aumento registado é bem mais significativo e é cerca de 70%. Por fim, para a velocidade máxima estudada de 1500 RPM, o aumento dos NGV encontra-se na casa dos 66%.

A verdade é que desde o início deste trabalho se sabia que a segunda caixa redutora a ser estudada apresentava desgaste. Mas supondo que nada se sabia sobre a condição das caixas redutoras – e tendo um histórico do equipamento, com valores de referência – após a realização dos ensaios ter-se-ia agora uma visão bastante boa da condição de ambas as caixas redutoras. De seguida proceder-se-á à análise e comparação dos dados teóricos com os dados práticos obtidos em laboratório e quais as conclusões principais a tirar.

(CAPÍTULO 4)

¹⁸ A figura 90 encontra-se na página 78 deste trabalho.

4.6. Análise e Comparação da Teoria com os Dados Práticos

Tendo sido apresentados os dados experimentais de todos os doze ensaios – *seis ensaios para a caixa redutora em bom estado e seis para a caixa redutora com desgaste* – serão de seguida analisadas as semelhanças e/ou diferenças entre os espectros de frequência consultados na teoria de caixas redutoras, com os espectros de frequência registados em laboratório.

De notar que os espectros de frequência típicos, que serviram de comparação com os espectros de frequência obtidos na componente prática do trabalho, foram todos retirados da mesma fonte bibliográfica¹⁹. Os espectros de frequência que serão comparados e analisados são referentes a:

- **Caixa redutora em bom estado, sem carga e à máxima velocidade** – *referente ao ensaio 3;*
- **Caixa redutora em bom estado, com carga e velocidade máximas** – *referente ao ensaio 6;*
- **Caixa redutora com desgaste, sem carga e à máxima velocidade** – *referente ao ensaio 9;*
- **Caixa redutora com desgaste, com carga e velocidade máximas** – *referente ao ensaio 12.*

¹⁹ Capítulo 3.4 do trabalho.

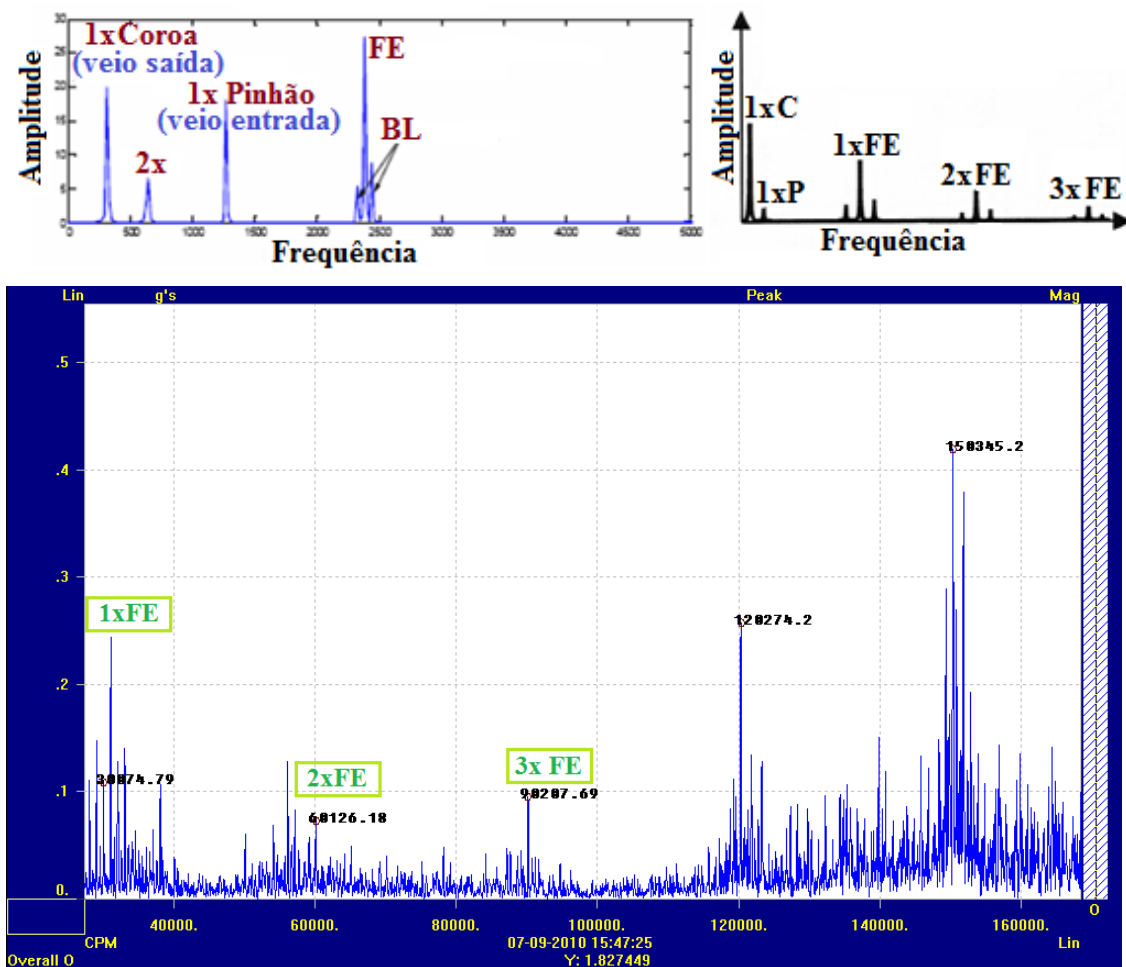


Fig.116. Em cima: espectro de frequências teórico; em baixo: espectro de frequências obtido experimentalmente para uma caixa redutora em bom estado, sem carga e a máxima velocidade

Ao consultar a **fig. 116** verifica-se que para uma caixa redutora em bom estado, sem carga e à máxima velocidade de rotação, a representação do espectro de frequências teórico em muito se aproxima ao espectro de frequências obtido em laboratório. No entanto, existem algumas diferenças, pois a amplitude de frequências da 2x FE é de facto maior do que a 3xFE. Na **fig. 116**, este facto é um pouco difícil de ser registado mas uma consulta à **tabela 3**²⁰, não deixa margens para dúvidas. Mas esta pequena discrepância de valores não é de estranhar e pode ser explicada pela decisão de não se ter levado o sistema à velocidade máxima possível. Como tal, é de acreditar que a velocidades superiores, o espectro de frequências obtido na parte prática seria uma representação ainda mais fiel do espectro de frequências típico.

O factor carga aplicada numa caixa redutora é de extrema relevância como já foi discutido em capítulos anteriores. De seguida é apresentada a representação teórica de um espectro de frequências de uma caixa redutora em bom estado sob carga.

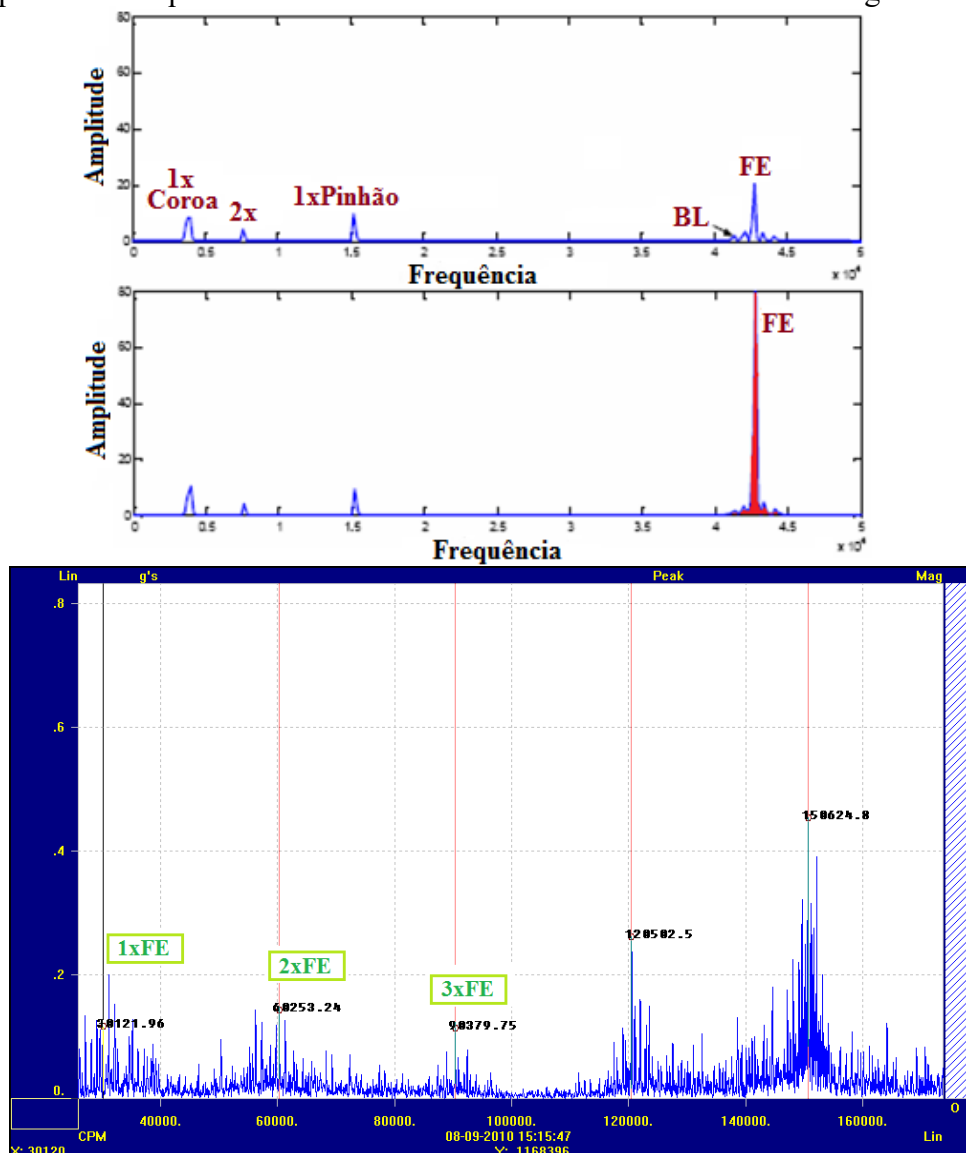


Fig.117. Em cima: espectro de frequências teórico; em baixo: espectro de frequências obtido experimentalmente para uma caixa redutora em bom estado, com carga e velocidade máximas

À semelhança do que se tinha observado para o ensaio 3 - *de velocidade máxima* - também no ensaio 6 - *com carga máxima* - o espectro de frequências aproxima-se em muito do que é previsto pela teoria. Isto leva a crer que de facto a teoria é relacionável com o trabalho prático desenvolvido onde, à medida que a velocidade e carga se aproximam dos seus valores máximos, é possível observar uma 1xFE maior, com uma 2ª e 3ª FE de amplitudes decrescentes. O facto de a 1xFE não apresentar uma amplitude muito pronunciada em relação a 2x FE e 3xFE, também acaba por comprovar que os dentes do par de engrenagens não sofrem de carga excessiva.

Por fim, falta então verificar o que acontece quando a caixa redutora estudada tem o defeito de desgaste e se também aqui pode se esperar uma relação próxima entre o que a teoria consultada para o desgaste em caixas redutoras e o que realmente acontece na prática.

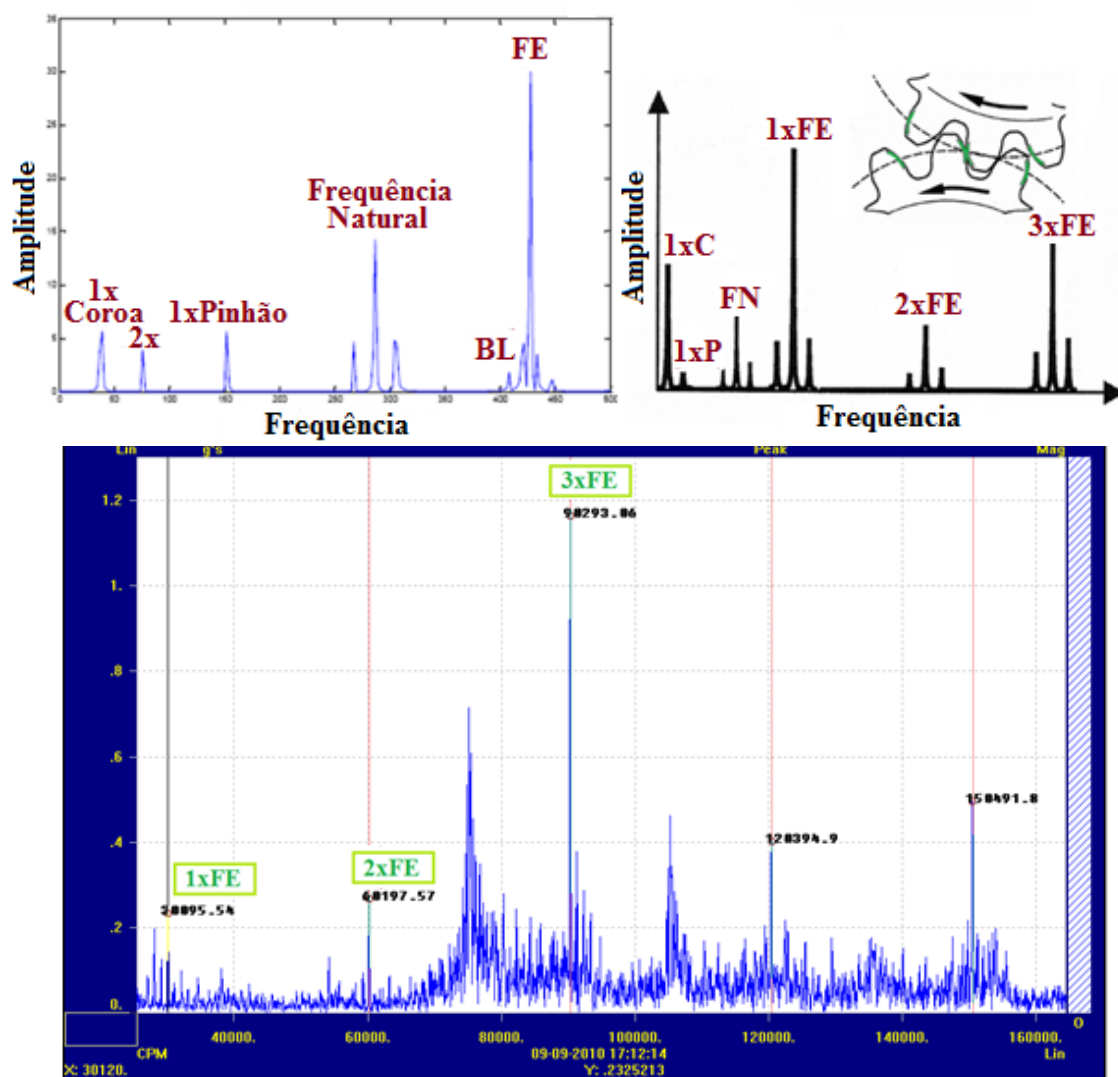


Fig.118. Em cima: espectro de frequências teórico; em baixo: espectro de frequências obtido experimentalmente para uma caixa redutora com desgaste, sem carga e a máxima velocidade

Observando a **fig. 118**, verifica-se que a amplitude para 1xFE não condiz com o espectro de frequências teórico, sendo bastante inferior ao esperado. No entanto isto pode ser explicado pelo facto de os espectros teóricos serem realizados tanto à máxima velocidade como máxima carga – *este ensaio foi realizado sem carga*. Não esquecer também que no caso do desgaste, o mais importante é controlar a amplitude das harmónicas da FE, assim como das BL, na medida em que a ocorrência de desgaste num par de engrenagens pode não resultar propriamente num aumento da amplitude da FE em si. A **fig. 119** retrata o que acontece quando as mesmas engrenagens são então sujeitas à máxima carga possível.

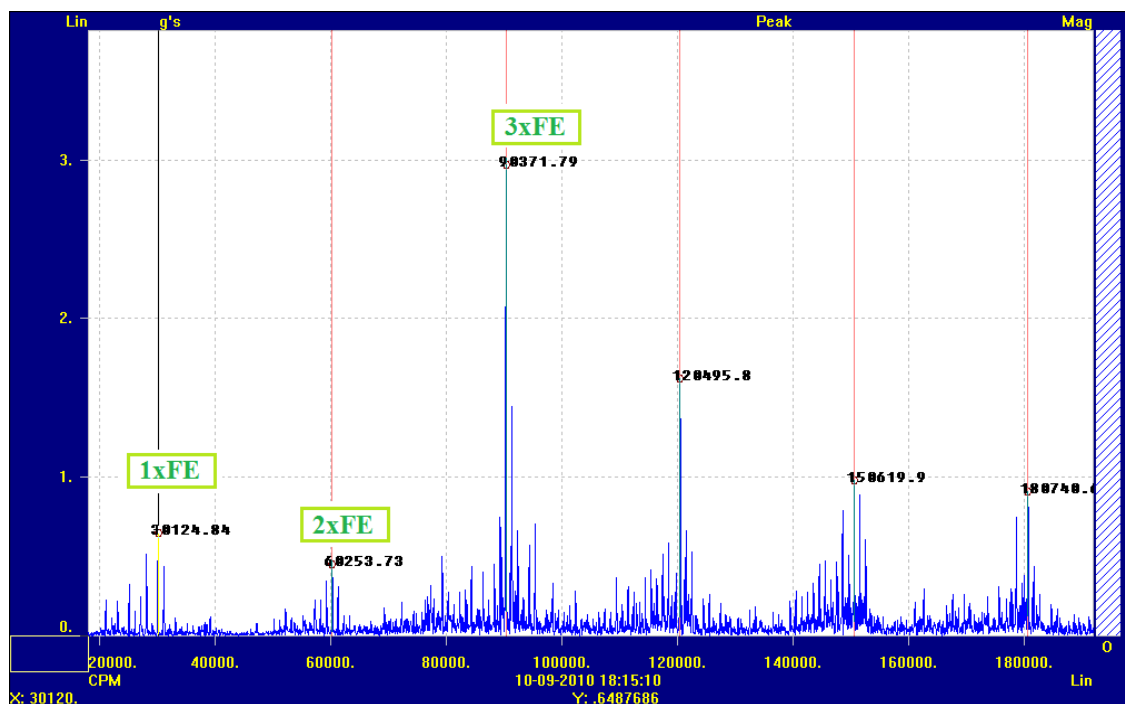


Fig.119. Em cima: espectro de frequências teórico; em baixo: espectro de frequências obtido experimentalmente para uma caixa redutora com desgaste, com carga e velocidade máximas

O espectro de frequências da **fig. 119** já retrata mais fielmente a representação teórica de um espectro de frequências para uma caixa redutora com desgaste, observando-se uma maior amplitude da $1xFE^{21}$, uma menor amplitude para a $2xFE$ em relação à $1xFE$ e por fim uma $3xFE$ mais pronunciada. De referir que para todos os ensaios de desgaste realizados, nunca foi possível observar a excitação de frequências naturais, mais uma vez reforçando o relativo ligeiro problema de desgaste nas engrenagens da caixa redutora com defeito.

A ligeira disparidade de valores registada nos vários ensaios realizados pode ser explicada pelo facto de os diversos autores nunca referirem as verdadeiras condições do equipamento estudado e que serviu de referência para este trabalho – *velocidade, carga, tipo de caixa redutora, nível de desgaste estudado nas engrenagens, etc.* No entanto, pelo que foi possível observar em laboratório, pode-se afirmar com relativa confiança que os ensaios práticos se encontram em conformidade com a bibliografia consultada, especialmente nos ensaios realizados a máxima carga e velocidade.

A influência dos parâmetros de velocidade e carga tiveram para os diferentes ensaios, é apresentada nas **fig. 120 e 121**, a evolução da amplitude das FE e harmónicas $-2xFE$, $3xFE$, $3xFE$ para os doze ensaios realizados.

(CAPÍTULO 4)

²¹ Valores de amplitude registados na tabela 5, página 92 deste trabalho.

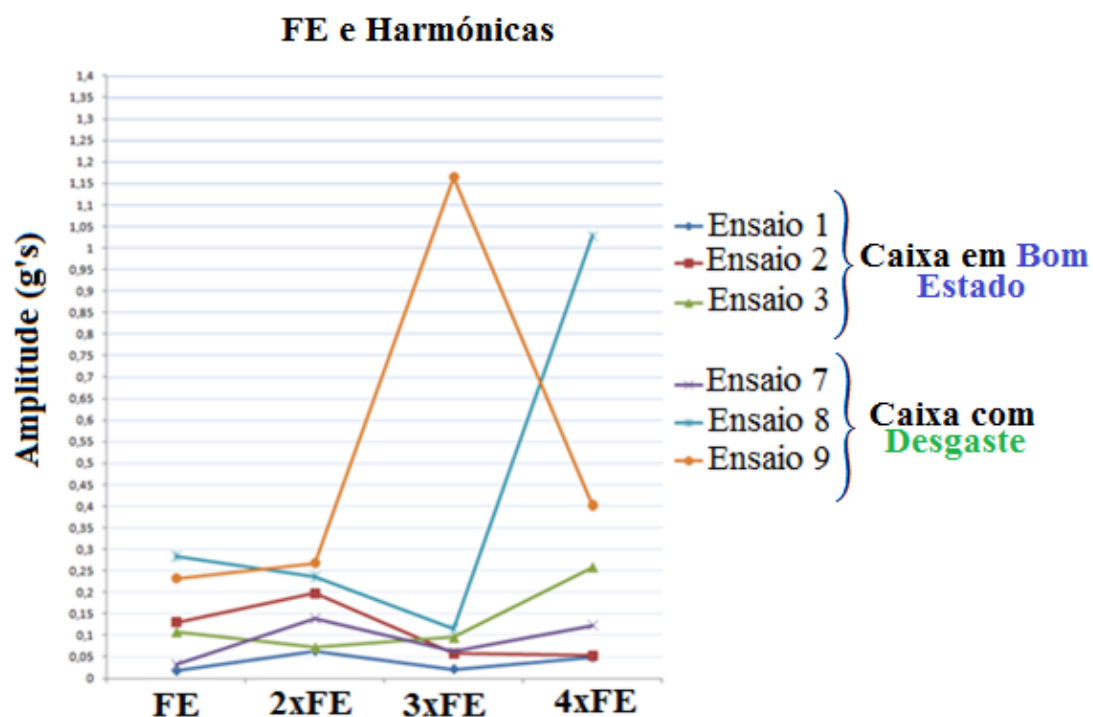


Fig.120. Evolução da amplitude da FE e suas harmónicas para os ensaios de velocidade

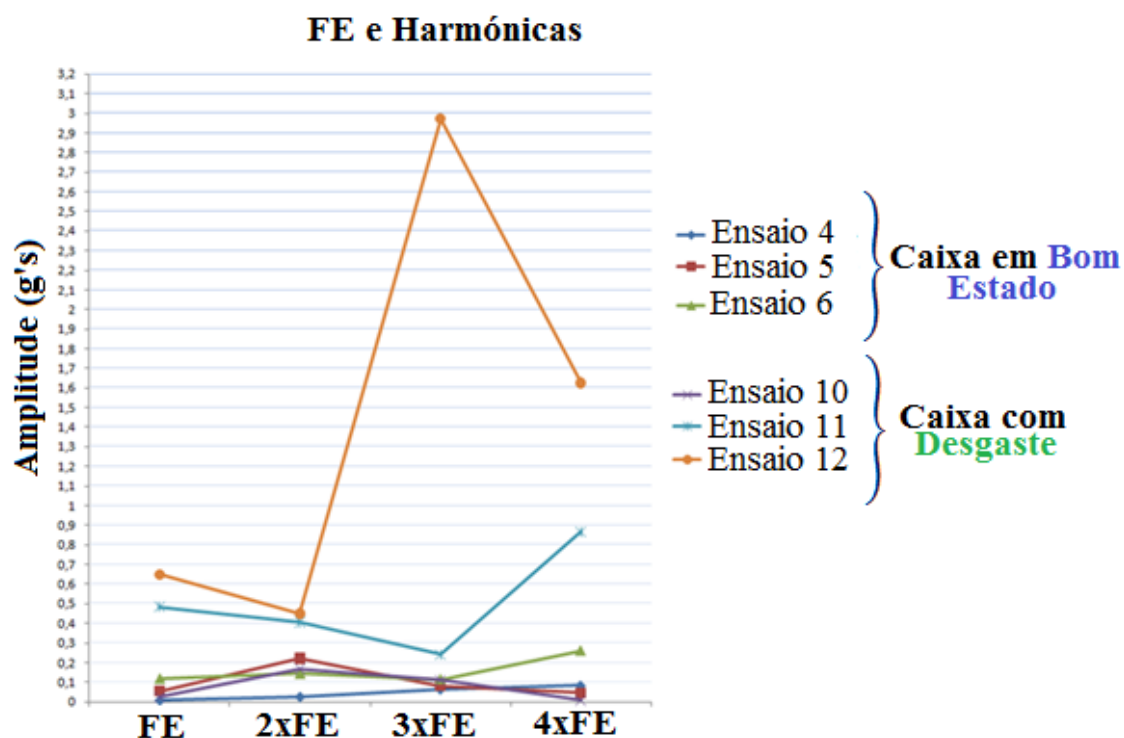


Fig.121. Evolução da amplitude da FE e suas harmónicas para os ensaios de carga

ENSAIOS	NGV médios
1	0.25
2	0.565
3	1.85
4	0.27
5	0.63
6	2
7	0.4
8	2.3
9	4.2
10	0.43
11	2.1
12	6.1

Na **tabela 6**, encontram-se representados os valores para os níveis globais de vibração médios, determinados para os doze ensaios realizados na componente prática deste trabalho.

Os dados encontram-se separados em três grupos de cores, representando as três diferentes velocidades de rotação: 500, 1000 e 1500 RPM. Verifica-se que de facto os NGV vão sendo gradualmente superiores de ensaio para ensaio, tendo em conta o aumento da velocidade de rotação, carga e condição da caixa redutora: em bom estado ou com desgaste. Apenas os valores do ensaio 8²² – *ensaio da caixa redutora com desgaste e sem carga a 1000 RPM* – são inferiores em relação ao seu equivalente com carga – *ensaio 11*. Isto no entanto é explicado pela forma um pouco cruda e manual como foram determinados os NGV médios, sendo que obviamente os NGV são esperados ser maiores no ensaio 11 em relação ao ensaio 8.

Tabela 6. NGV médios para os 12 ensaios

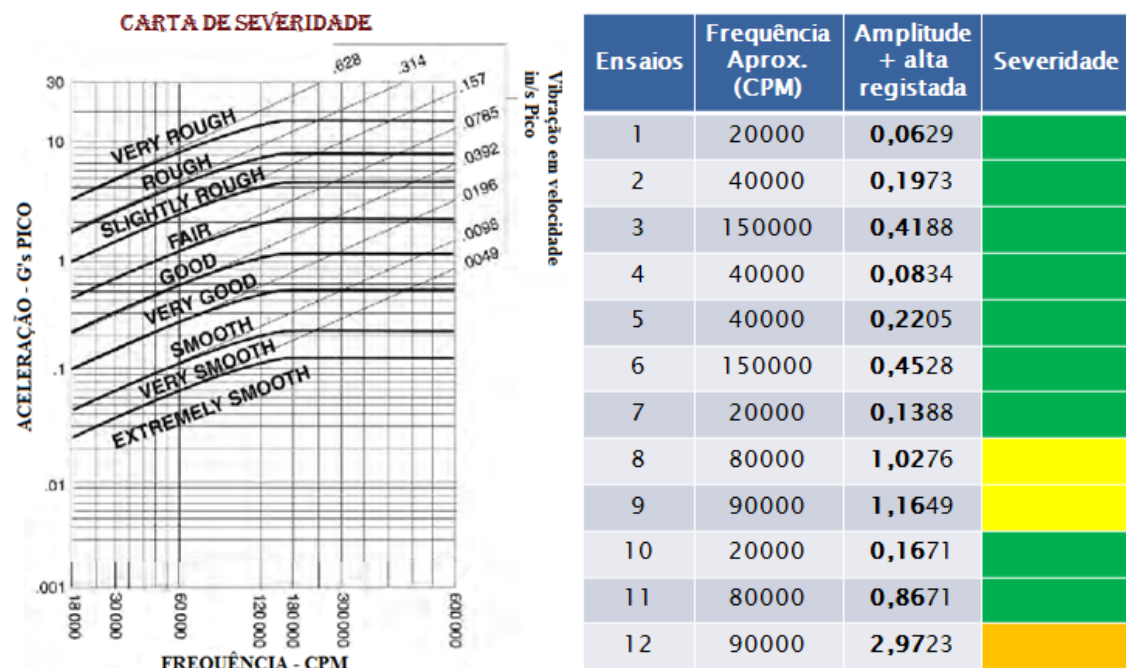


Fig. 122. Resultados da condição de severidade da vibração para os 12 ensaios

²² Referência à determinação dos NGV médios determinados na figura 71, na página 67.

A **fig. 122** revela sem sombra para dúvida o estado da condição de ambas as caixas redutoras estudadas nesta dissertação. Escolhendo a componente de frequência com o valor de amplitude de vibração mais alta em cada espectro de frequência – para cada ensaio realizado – e introduzindo os valores de frequência – *em CPM* – no eixo das abcissas e os de amplitude de vibração – *em G's Pico* – no eixo das ordenadas foi possível assim verificar o seguinte:

- Para os primeiros 6 ensaios realizados, relativos à caixa redutora em bom estado, os níveis de vibração encontram-se bastante aceitáveis e relativamente baixos indicando o bom estado da caixa redutora;
- Para os ensaios 8, 9 e principalmente para o ensaio 12 – *a máxima carga e velocidade* – conclui-se que na caixa redutora com o defeito de desgaste, este já se encontra em níveis moderados sendo necessária cautela para evitar problemas futuros causados por um desgaste mais acentuado.

Para efeitos de comparação directa dos espectros de frequência entre a caixa redutora em bom estado e a caixa redutora com desgaste é apresentada a **fig. 123** respectiva aos ensaios 6 e 12 – *máxima velocidade de rotação e carga*.

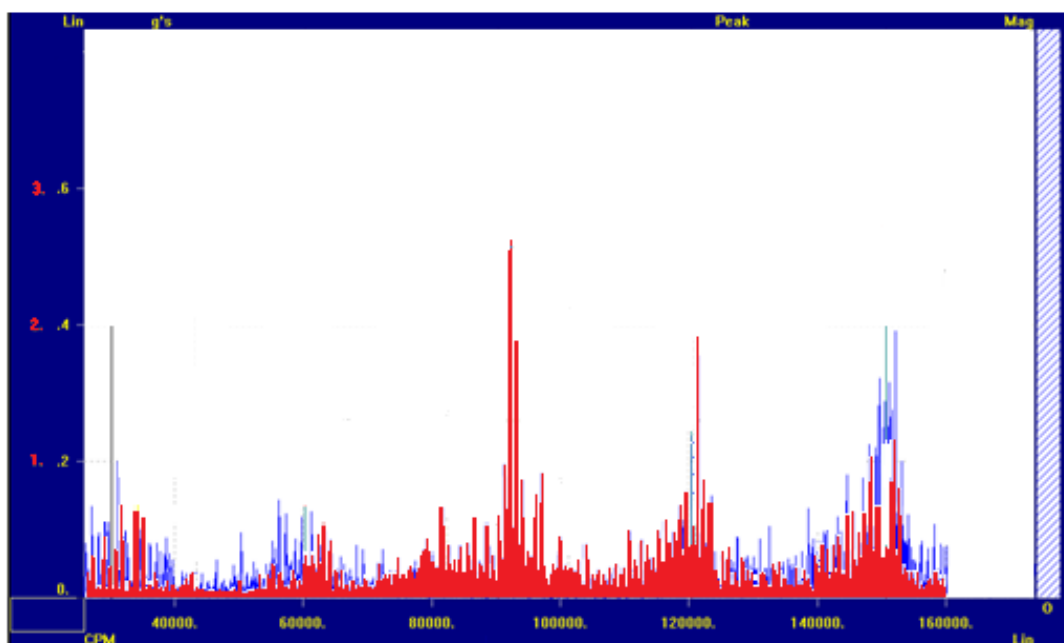


Fig.123. Sobreposição dos espectros de frequência dos ensaios 6 e 12

Uma inspecção rápida à **fig. 123** demonstra a clara superioridade dos valores de amplitude do ensaio 12 – *caixa com desgaste* – em relação ao ensaio 6 – *caixa em bom estado* – para os diversos componentes de frequência presentes no espectro. O espectro representado a vermelho representa o ensaio 12 e o espectro a azul o ensaio 6. De notar também as diferentes escalas no lado esquerdo da figura para melhor percepção da diferença de valores registados para os ensaios.

4.7. Conclusão

Após a realização dos doze ensaios laboratoriais para duas caixas redutoras – *uma em bom estado e outra com desgaste nos dentes das engrenagens* – conclui-se que o objectivo principal desta dissertação foi atingido, uma vez que foi possível suportar para a maior parte, a teoria consultada de análise de vibrações, com os dados práticos obtidos em laboratório.

A necessidade de existência de um histórico para o equipamento – *neste caso, da caixa redutora* – também provou a sua importância, pois uma vez que este não se encontrava disponível, apenas foi possível aferir sobre a condição das caixas redutoras, através dos espectros de frequência típicos consultados e normas – *cartas de severidade* – sobre o que esperar em termos de amplitudes para as diversas frequências em ambas as caixas redutoras.

Um outro factor importante a ter em conta, é o próprio modelo experimental, com as suas diversas fontes de vibração e ruído, causando problemas adicionais que aumentam a complexidade do estudo das caixas redutoras.

Espera-se que com a realização da componente prática desta dissertação, tenha sido de algum modo facilitada a compreensão da análise de vibrações em caixas redutoras e que a mesma promova uma maior discussão sobre o tema e que futuros trabalhos se possam debruçar sobre o estudo de um maior número de problemas em caixas redutoras.

CAPÍTULO 5 – Conclusões

Análise de Vibrações em Caixas Redutoras

Após a realização da dissertação e de se ter realizado a análise e comparação da teoria aceite para caixas redutoras com os resultados práticos – *tendo sempre em mente, que dados recolhidos no mundo real serão bem diferentes dos que são obtidos em ambiente laboratorial* - podem ser realizadas as seguintes observações:

- ✓ Dos dois parâmetros estudados – *velocidade e carga* – a carga é aquela que contribui para o maior aumento dos valores de amplitude das frequências do espectro;
- ✓ Numa caixa redutora que funcione a velocidade e carga constantes, é de suspeitar de problemas de desgaste, na ocorrência de um aumento significativo dos níveis de vibração registados, sem existir uma causa aparente para o mesmo aumento. Assim sendo, aconselha-se a monitorização das amplitudes das harmónicas da FE – $2xFE$, $3xFE$, *etc.* – e respectivas bandas laterais;
- ✓ Foi possível comprovar a detecção da avaria do desgaste através dos níveis de vibração dos espectros de frequência para os respectivos ensaios e da confrontação dos mesmos valores com as normas e carta de severidade utilizada;
- ✓ Determinou-se também que o nível de desgaste da caixa redutora com defeito se encontrava entre o nível ligeiro e moderado, sendo apenas aconselhável de imediato uma monitorização mais frequente da sua condição;
- ✓ A sobreposição dos espectros de frequência para a caixa redutora em bom estado e a caixa redutora com desgaste são bem reveladoras das condições em que ambas se encontram e onde diferem as várias componentes de frequência.

Após a conclusão da dissertação foi possível comprovar os conceitos teóricos apreendidos na teoria abordada e aceite para este domínio de conhecimento, tendo-se verificado que estes foram ao encontro dos resultados obtidos laboratorialmente.

Tendo tudo isto em consideração, a análise de vibrações assume-se como uma ferramenta extremamente útil no controlo da condição de caixas redutoras. Também o modelo experimental revelou-se importante, provando ser uma ferramenta válida tanto para alunos como profissionais que demonstrem interesse em melhorar o seu conjunto de habilidades como técnicos de manutenção.

Trabalho Futuro

Com a realização da dissertação não só se pretendiam lançar as bases teóricas para a análise de vibrações em caixas redutoras, como também de providenciar uma base de trabalho acessível a todos os que desejem aprender mais sobre os temas desenvolvidos. Tendo isto em mente, podem ser recomendados para um trabalho futuro os seguintes pontos:

1. Análise de todos os tipos de avarias que envolvem caixas redutoras;
2. Estudar separadamente todos os problemas de vibração possíveis no modelo experimental - *folgas mecânicas, de rolamentos, eléctricos, de deficiente lubrificação* - de modo a poder ser criada uma base de dados e um histórico do modelo, que possibilite reconhecer mais facilmente os problemas que podem ocorrer numa caixa redutora;
3. Utilizar o programa “Odyssey” - *disponível no laboratório* - para uma análise mais detalhada dos dados obtidos. Criar uma base de dados que permita acompanhar a evolução da condição das caixas redutoras por um período de tempo mais alongado - *horas, dias, dependendo do comportamento das caixas redutoras testadas*.
4. Com os dados recolhidos procurar construir um modelo matemático com os vários parâmetros – *velocidade, carga, defeito* – em programas como o MATLAB, de modo a aferir sobre a possível previsibilidade dos valores obtidos;
5. Em colaboração com a unidade curricular de CFAC - *Concepção e Fabrico Assistido por Computador* - estudar o conceito de perfis de dentes especiais nas engrenagens de modo a diminuir os esforços de flexão no engrenamento, aumentando assim a esperança média de vida das engrenagens;
6. Uma parceria semelhante poderia ser realizada com a unidade curricular de Química Aplicada do próprio DEM, ou inclusive com o departamento de Engenharia Química, de modo a aferir a possibilidade de realizar uma análise ferrográfica aos óleos usados;
7. Inclusão da tecnologia de termografia.

BIBLIOGRAFIA²³

- [1] N. Johan Wismer, “*Gearbox Analysis using Cepstrum Analysis and Comb Liftering*”, Brüel & Kjaer, Denmark
- [3] J. Lin and M. J. Zuo, “*Gearbox Fault Diagnosis using Adaptive Wavelet Filter*”, Department of Mechanical Engineering, University of Alberta, 2002
- [4] James G. Maddrey, Jr. PE, “*A Gearbox Story*”, JMADD Engineering, PLLC & Dustin Pratt, R. J. Reynolds Tobacco Company
- [5] Terri A. Merdes, Derek C. Lang, James D. Kozlowski, Karen Meister, “*Wear Particle Analysis Results for Variably Loaded Single Reduction Helical Gearboxes*”, Applied Research Laboratory, Pennsylvania State University
- [6] Choy, F. K., Braun, M. J, Polyshchuk, V., Zakrajsek, J. J., Townsend, D. P., “*Analytical and Experimental Vibration Analysis of a Faulty Gear System*”, Outubro de 1994
- [7] Young Hyu Choi, Seon-Kyun Park, Taek-Soo Jung, Chung-Soo Kim, “*A Case Study on the Noise and Vibration Reduction in a Gearbox for a Lathe*”, Korea, August 2003
- [8] Katsumi Inoue, Masahi Yamanaka, Masahiko Kihara, “*Optimum Stiffener Layout for the Reduction of Vibration and Noise of Gearbox Housing*”, Journal of Mechanical Design, Volume 124, Issue 3, Setembro de 2002
- [9] D. Boulahbal, M. F. Golnaraghi, F. Ismail, “*Detection of Fatigue Cracks in Gears with the Continuous Wavelet Transform*”, 1997, AGMA Technical Paper
- [10] G. Dalpiaz, A. Rivola, R. Rubini, “*Gear Fault Monitoring: Comparison of Vibration Analysis Techniques*”, Dipartimento di Ingegneria delle Costruzioni Meccaniche, Nucleari, Aeronautiche e di Metallurgia - University of Bologna, 1998
- [11] R. Keith Mobley, “*An Introduction to Predictive Maintenance*”, 2º Edition, Butterworth-Heinemann, September 26, 2002 (pág. 99-111)
- [12] Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, “*Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance*”, Newnes, 2004 (pág. 9, págs.115-120)
- [14] Gitin M. Maitra, “*Handbook of Gear Design*”, 2008

²³ A bibliografia e a netgrafia apresentam-se ordenadas por ordem de aparência dos artigos ou “websites” consultados durante a realização deste trabalho.

- [19] Chedas Sampaio, *Introdução às Vibrações*, Setembro de 2010
- [20] R. Keith Mobley, “*An Introduction to Predictive Maintenance*”, Second Edition, Butterworth-Heinemann (pág. 130)
- [21] António Afonso Roque, “*Controlo da Condição*”, Novembro de 2002 (slide nº 37)
- [24] Chedas Sampaio, “*Análise em Frequência*”, Outubro de 2010 (PDF)
- [26] Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, “*Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance*”, Newnes, 2004 (pág.56)
- [28] Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, “*Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance*”, Newnes, 2004 (pág.60)
- [29] António Afonso Roque, “*Controlo da Condição*”, 2002 (PDF)
- [30] Chedas Sampaio, “*Avarias típicas e respectiva sintomatologia*”, Novembro de 2010 (pág. 117 do PDF)
- [31] Chedas Sampaio, “*Análise em Frequência*”, Outubro de 2010 (pág. 34 do PDF)
- [36] C. Sidney Burrus, “*Fast Fourier Transforms*”, Rice University, Houston, Texas
- [37] Chedas Sampaio, “*Técnicas de Controlo de Condição*”, Setembro de 2010 (acetatos 167-179)
- [39] Chedas Sampaio, “*Avarias típicas e respectivas sintomatologias*”, Novembro de 2010 (pág. 113-126)
- [40] Chris K. Mechefske, “*Machine Condition Monitoring and Fault Diagnosis*”, Queen’s University of Mechanical Engineering, 9 de Novembro de 2009, (pág. 69-109)
- [43] Chris K. Mechefske, “*Machine Condition Monitoring and Fault Diagnosis*”, Queen’s University of Mechanical Engineering, 9 de Novembro de 2009, (pág. 82-100)
- [45] Chris K. Mechefske, “*Machine Condition Monitoring and Fault Diagnosis*”, Capítulo 25, pág. 16 de *Vibration and Shock Handbook*, Edited by Clarence W. de Silva, (2005)
- [47] Niola V., Quaremba G., Avagliano V., “*Further developments on gear transmission monitoring*”, Department of Mechanical Engineering for Energetics, University of Naples “Federico II” (pág.81)

[48] Niola V., Quaremba G., Avagliano V., “*Further developments on gear transmission monitoring*”, Department of Mechanical Engineering for Energetics, University of Naples “Federico II” (pág. 82)

[50] António Afonso Roque, “*Controlo de Condição em Rolamentos*”, Maio 2003 (pág. 42-44)

[51] António Almeida Silva, Marcos António da Silva Irmão, Linilson Rodrigues Padovese, “*Optimização de Representações Tempo - Frequência na Análise de Falhas em Sistemas Engrenados*”, Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Campina Grande

[52] James I. Taylor, “*Is Phase Missing from your Diagnostic Toolbox?*”, Vibration Consultants, Inc., 1995

[53] Chris K. Mechefske “*Vibration and Shock Handbook*”, Capítulo 25 – “*Machine Condition Monitoring and Fault Diagnosis*” (pág. 31)

[54] António Afonso Roque, “*Sensores – Especificação, Selecção e Montagem*”, Lisboa, 10 de Outubro de 2006 (Slide nº 31)

[56] António Afonso Roque, “*Sensores – Especificação, Selecção e Montagem*”, Lisboa, 10 de Outubro de 2006 (Slide nº 42 e 43)

[57] António A. Roque, *Controlo de Condição*, 2002

[60] James I. Taylor, “*Is Phase Missing from your Diagnostic Toolbox?*”, Vibration Consultants, Inc., 1995 (pág. 4)

[61] James I. Taylor, “*The Vibration Analysis Handbook – A Practical Guide for Solving Rotating Machinery Problems*”, 2003 (Pág. 274, 4º parágrafo)

- [2] http://www.emt.unilinz.ac.at/education/Inhalte/se_moderne_methoden/WS0304/Gessl-Cepstrum.pdf
- [13] <http://www.neugartusa.com/Service/faq/Gear%20Backlash.pdf>
- [15] <http://fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/09/engrenagens-i.pdf>
- [16] http://nptel.iitm.ac.in/courses/IIT-MADRAS/Machine_Design_II/pdf/2_6.pdf
- [17] http://www.fem.unicamp.br/~lafer/em718/arquivos/engrenagens_cilindricas_dentes_retos.pdf
- [18] <http://www.xn--schler-dya.net/blog/category/lego-nxt/>
- [22] http://pt.wikipedia.org/wiki/Conversor_analogico-digital
- [23] <http://www.ele.uri.edu/~hansenj/projects/ele436/fft.pdf>
- [25] http://www.electronics-tutorials.ws/filter/filter_2.html
- [27] <http://www.encyclo.co.uk/define/Gear%20Mesh%20Frequency>
- [32] http://logix4unet/DSP/Tutorials/DSP_tutorial.html
- [33] <http://www.clubedohardware.com.br/artigos/Como-Convertedores-Analogico-Digital-Funcionam/1307/5>
- [34] <http://www.youtube.com/watch?v=9KGbh2eDKMo>
- [35] <http://www.techterms.com/definition/buffer>
- [38] <http://www.thinksrs.com/downloads/PDFs/ApplicationNotes/AboutFFTs.pdf>
- [41] http://www.me.sc.edu/Research/lamss/pdf/Dissertations/MS_Thesis_Cuc.pdf (pág. 27)

²⁴ Todos os “websites” referenciados na netgrafia foram acedidos uma última vez de modo a comprovar o seu correcto funcionamento e conteúdo existente no dia 4 de Março de 2011.

[42]

<http://www.iitr.ac.in/outreach/web/CIRCIS/UG/DMM/Diagnostic%20Maintenance%20and%20Monitoring%20of%20Machines8.pdf> (pág. 5)

[44] <http://www.dliengineering.com/vibman/trendingofvibrationdata.htm>

[46] http://woodgears.ca/gear_cutting/template.html

[49]

<http://www.vibration.org/Presentation/Gearbox%20Spectral%20Components%20Presentation%20V2.pdf>

[55]

http://tyu.eng.uml.edu/SERG/doc/SERG-10-01_PZT%20accel%20in%20SHM_Newman.pdf (Pág. 12)

[58] <http://www.usedvibration.com/charts/04VibrationAnalysisSeverityChart.htm>

[59] <http://pt.scribd.com/doc/37313204/13/Limits-and-standards-of-vibration>

ANEXOS

ANEXO.1.

- ESPECIFICAÇÕES DO EQUIPAMENTO

A.1.1. ESPECIFICAÇÕES DO EQUIPAMENTO

Electrical

Motor:	½ HP Marathon Electric® Three Phase AC Motor
Controller:	Delta VFD-S Inverter or equivalent
Max. motor RPM:	10,000 (short duration)
Range:	0 to 10,000 rpm variable
Voltage:	Drive <i>input</i> 120 or 230 VAC, single phase, 50/60 Hz

Mechanical

Shaft Diameter:	5/8" diameter, steel
Bearings:	Two each, sealed rolling element with shaft centering feature
Bearing Housings:	Two each, aluminum horizontally split bracket for simple and easy changes, tapped to accept transducer mount Bearing Housing
Rotor Base:	Completely movable using Jack Bolts for easy misalignment in all three planes
Vertical Shims:	Standard Industrial, "A" size
Axial Loading:	Jack bolts
Rotors:	Standard: 2 aluminum, 6" diameter with 36 threaded holes at 10 deg. intervals for introducing unbalance
Sheaves:	Two double groove "V" belt with one set screw mounting and one bush/key mounting
Belt:	Standard industrial "V" Belt
Tensioner:	Positive displacement lever with turnbuckle plus adjustable gearbox platform
Gearbox:	Accessible three-way straight cut bevel with 1.5:1 ratio
Magnetic Brake:	Manually adjustable, 0.5 - 10 lb.-in (introduces load on gearbox)
Recip. Mech:	Strokes: 1.0", 1.5", 2.0"
	Resistance Force: Three coiled adjustable springs
Mounting base and general structure:	Aluminum
Foundation:	Vibration isolators plus stiffeners
Safety Cover:	Lockable clear, impact resistant hinged plastic cover with motor interlock switch to shut down motor when cover is raised

Physical

Operating weight:	Approximately 130 lbs.
Size:	L = 36", W = 20", H = 21" (including safety cover)
Shipping Container:	Reusable plywood

Bearing Fault Frequencies for MFS Components

Component	Mfg.	Brg. No.	# of R. E.	R. E. Dia.	Pitch Dia.	FTF	BPFO	BPFI	BSF
Rotor Brgs	MB	204	8	0.3125	1.319	0.382	3.052	4.948	1.992
Motor Brgs	NSK	6203	8	0.266	1.142	0.3835	3.066	4.932	2.03
G'Box Brgs	TIM-KEN	LM-11749	14	0.214	1.13	0.406	5.688	8.312	5.082
Idler Brg	MC-GILL	CYR-2 1/2	33	0.1258	1.3261	0.453	14.935	18.065	5.223

The Timken LM11749 contact angle is 9.08 degrees.

The CYR 2 1/2 element defect frequency is 10.446.

AC Motor Data (Marathon):

Specifications may be found in pamphlet accompanying motor.

AC Inverter (Delta VFD-S):

Specifications may be found in pamphlet accompanying controller.

Gearbox Data

Ratio: 1.5:1

Input pinion: 20 teeth

Output shaft gears: 30 teeth

Gear style: bevel spur

Bearing type: Timken cone LM11749; Timken cup LM11710

Bearing config.: two assemblies on pinion with one assembly at each end of output shaft