

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

MANUTENÇÃO PREDITIVA: UM ESTUDO SOBRE
DETECÇÃO DE FALHAS EM ENGRENAGENS ATRAVÉS DE
MEDIÇÕES E ANÁLISES DE SINAIS DE VIBRAÇÃO

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

NICODEMUS NETO DA COSTA LIMA

FLORIANÓPOLIS
SANTA CATARINA - BRASIL
AGOSTO - 1985

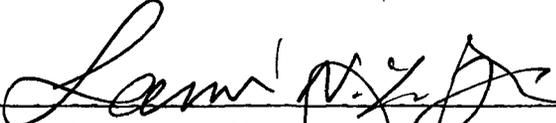
MANUTENÇÃO PREDITIVA: UM ESTUDO SOBRE
DETECÇÃO DE FALHAS EM ENGRENAGENS ATRAVÉS DE
MEDIÇÕES E ANÁLISES DE SINAIS DE VIBRAÇÃO

NICODEMUS NETO DA COSTA LIMA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA
PARA A OBTENÇÃO DE TÍTULO DE

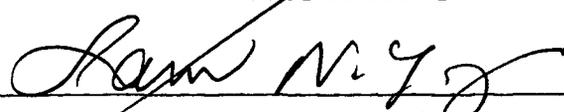
"MESTRE EM ENGENHARIA"

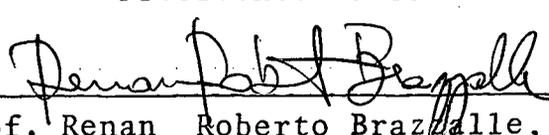
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA - ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: VIBRA
ÇÕES E RUÍDO; E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE PÓS-
-GRADUAÇÃO.

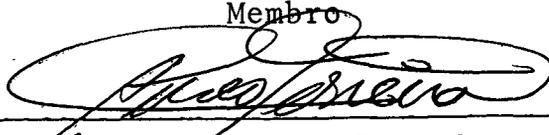

Prof. Samir Nagi Yousri Gerges, Ph.D.
Orientador


Prof. Clóvis Raimundo Maliska, Ph.D.
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Samir Nagi Yousri Gerges, Ph.D.
Presidente da banca


Prof. Renan Roberto Brazzalle, M.Sc.
Membro


Prof. Aureo Campos Ferreira, Ph.D.
Membro

A meus pais

José da Costa e Maria de Lourdes

AGRADECIMENTOS

À CAPES e UFPE, pela concessão da bolsa de estudos;

Ao Prof. Samir Nagi Yousri Gerges pela constante orientação e atenção dispensada durante o desenvolvimento dos trabalhos;

À FALK do Brasil, pelo fornecimento do redutor de engrenagens indispensável na realização desta pesquisa;

À UFSC, seus professores e funcionários, por terem tornado possível a realização deste trabalho;

Aos professores Renan Brazzalle, Roberto Jordan, Roberto Heidrich e ao amigo Expedito pela ajuda na correção;

Ao Roberto pela elaboração dos desenhos;

Ao companheiro Plácido pelo trabalho de datilografia;

A Adilto Teixeira pela execução de peças nas oficinas da UFSC;

A Marlina, pelo apoio, compreensão e carinho;

Aos meus pais e irmãos pelo incentivo durante o curso e elaboração da dissertação;

Aos amigos Altamiro, Lucemar, Dona Laine e José Carlos Charamba pelo apoio recebido;

A todos que direta ou indiretamente ajudaram para a realização deste trabalho.

S U M Á R I O

LISTA DE SÍMBOLOS	I
RESUMO	IV
ABSTRACT	V
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	
1.1 - Generalidades	1
1.2 - Revisão bibliográfica	7
1.3 - Objetivos do trabalho	9
1.4 - Referências bibliográficas - Capít- tulo 1	11
CAPÍTULO 2 - MEDIÇÕES DAS CARACTERÍSTICAS DE VIBRAÇÃO DO REDUTOR	
2.1 - Preliminares	13
2.2 - Introdução	14
2.3 - Frequências naturais de vibração	16
2.4 - Medição das frequências naturais através do espectro de resposta	17
2.5 - Análise modal	19
2.6 - Função de transferência	23
2.7 - Função de coerência	25

2.8 - Resultados obtidos para cada compo nente do redutor de engrenagens	27
2.8.1 - Eixo de entrada	27
2.8.2 - Segundo eixo	30
2.8.3 - Terceiro eixo	34
2.8.4 - Eixo de saída	38
2.8.5 - Carcaça	46
2.9 - Comentários dos resultados	55
2.10 - Frequências características dos ro lamentos	58
2.11 - Frequência de engrenamento	59
2.12 - Conclusões	62
2.13 - Referências bibliográficas - Capí- tulo 2	64

CAPÍTULO 3 - VERIFICAÇÃO DA MONTAGEM DO SISTEMA E ME- DIÇÃO DOS SINAIS DE VIBRAÇÃO

3.1 - Generalidades	65
3.2 - Montagem	67
3.3 - Calibração do sinal de vibração	68
3.4 - Mapeamento dos níveis de vibração do sistema	70
3.4.1 - Comentários	73
3.5 - Análise espectral	74

3.5.1 - Equipamentos usados para as medições	78
3.5.2 - Comentários	79
3.6 - Conclusões	79
3.7 - Referências bibliográficas - Capítu- lo 3	81

CAPÍTULO 4 - ANÁLISE DOS SINAIS DE VIBRAÇÃO DO ENGRE-
NAMENTO EM BOAS CONDIÇÕES E COM FALHAS

4.1 - Introdução	82
4.2 - Medições dos sinais de vibração ge- rados pelo engrenamento em boas condições	86
4.3 - Medições dos sinais de vibração ge- rados por desbalanceamentos	90
4.3.1 - Medições correspondentes ao desbalanceamento provo- cado pela massa m_1	90
4.3.2 - Medições correspondentes ao desbalanceamento provo- cado pela massa m_2	93
4.3.3 - Comentários	98
4.4 - Medições dos sinais de vibração ge- rados pelas falhas no dente	99
4.4.1 - Medições para engrenagem com um furo em um flanco	

de um dente	99
4.4.2 - Medições para a engrenagem com um dente parcialmente quebrado	103
4.4.3 - Comentários	107
4.5 - Conclusões	108
4.6 - Referências bibliográficas - Capí- tulo 4	110

CAPÍTULO 5 - MODELO MATEMÁTICO DO SINAL DE VIBRAÇÃO GERADO EM UM ENGRENAMENTO

5.1 - Introdução	111
5.2 - Modelo matemático	112
5.2.1 - Sinal na frequência	121
5.2.2 - Sinal no tempo	123
5.2.3 - Histograma	125
5.2.4 - "Cepstrum"	128
5.3 - Conclusões	132
5.4 - Referências bibliográficas - Capí- tulo 5	133

CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES

6.1 - Conclusões gerais	134
6.2 - Sugestões para continuação do tra- balho	136

APÊNDICE I - PROGRAMAS PARA O CÁLCULO DE: HISTOGRAMA, ESPECTRO E "CEPSTRUM"	137
--	-----

LISTA DE SÍMBOLOS

A_0	Amplitude do sinal
A_p	Amplitude dos picos no "cepstrum"
B'	Número de roletes do rolamento
D'	Diâmetro (m)
d	Diâmetro médio dos roletes do rolamento (m)
f_m	Frequência de rotação dos eixos (Hz)
f_g	Frequência de engrenamento (Hz)
$f_x(t)$	Sinal de vibração no domínio do tempo
$F_x(\omega)$	Sinal de vibração no domínio de frequência
$f_x(n)$	Valores digitalizados da função $f_x(t)$
$F_x(k)$	Transformada de Fourier de $f_x(n)$
f_c	Frequência de corte do filtro (Hz)
F_s	Frequência de amostragem (nº amostras/s)
F_{max}	Frequência máxima da análise (Hz)
f	Frequência linear (Hz)
$F_{XX}(f)$	Espectro de potência de $f_x(t)$
$ F_{XX}(\omega) ^2$	Espectro de potência de $F_x(\omega)$
$G_{XY}(f)$	Densidade espectral de potência cruzada da excitação $x(t)$ e resposta $y(t)$
$G_{XX}(f)$	Densidade espectral de potência da excitação $x(t)$
$G_{YY}(f)$	Densidade espectral de potência da resposta $y(t)$

$H(f)$	Função de transferência do sistema
h	Altura da carcaça do redutor (m)
$J_0(\beta)$	Amplitude relativa da frequência de engrenamento
$J_i(\beta)$	Amplitudes relativas dos lóbulos laterais
L	Comprimento (m)
L'	Largura da carcaça do redutor (m)
M	Massa (kg)
m_1, m_2	Massas usadas para provocar desbalanceamento (g)
N	Número de pontos usados na conversão analógica / digital
N'	Número de médias
p	Diâmetro primitivo do rolamento (m)
r	Raio de colocação das massas m_1, m_2 (mm)
t	Tempo (s)
T	Tempo de duração da amostra (s)
T'	Período de rotação da engrenagem A (s)
T.F.	Transformada de Fourier
ω	Frequência circular (rad/s)
ω_0	Frequência de engrenamento (rad/s)
ω_1	Frequência de rotação da engrenagem em estudo (rad/s)
$x(t)$	Sinal de excitação do sistema
x, y, z	Direções de medição dos valores de pico e RMS
$y(t)$	Sinal de resposta do sistema

- α Ângulo de contato em ($^{\circ}$)
 γ^2 Coeficiente de coerência
 Δt Intervalo de amostragem (s)
 Δf Resolução em frequência (Hz)
 $\Delta \omega$ Diferença de frequência entre os lóbulos laterais
 (rad/s)
 β Índice de modulação
 ϵ Variação da velocidade relativa da engrenagem
 δ Função delta de Dirac
 θ Ângulo entre o eixo de entrada e o eixo de sensibili-
 dade máxima do acelerômetro ($^{\circ}$)
 τ Qüefrencia (s)
 * Este símbolo sobre qualquer variável indica complexo
 conjugado
 — Este símbolo sobre qualquer variável indica média

Índice

- i Relacionado aos lóbulos laterais.

R E S U M O

Este trabalho apresenta um estudo para o diagnóstico de falhas em engrenagens através de medições e análises de sinais de vibração de um redutor de velocidades de engrenagens. Na primeira parte são avaliadas as características de vibração deste redutor, como: as frequências naturais, modos de vibração e fator de amortecimento de cada modo de vibração, usando o sistema de "Análise Modal" do HP 5451 C. Na segunda etapa é feita uma verificação da montagem do sistema com o objetivo de se identificar ressonâncias ou níveis altos de vibração. Na terceira parte são feitas medições e análises dos sinais de vibração no domínio de tempo, em frequência, distribuição estatística (histograma) e "cepstrum" para um engrenamento em boas condições funcionais e com três tipos de falhas: desbalanceamento, furo em um flanco de um dente e dente parcialmente quebrado em uma das engrenagens. Finalmente, na quarta etapa, é desenvolvido um modelo matemático para o sinal de vibração gerado num engrenamento. Este modelo permite a análise no domínio de tempo, em frequência, histograma e "cepstrum". Chega-se à conclusão de que o "cepstrum" é uma forte ferramenta para a detecção de falhas em engrenagens, apesar de que esta precisa ainda ser estudada mais profundamente para maior conhecimento.

ABSTRACT

This work presents a study on the fault diagnosis in gears by means of measurement and analysis of vibration signals in a gearbox. Firstly, the vibration characteristics of the gearbox, such as natural frequencies, modes of vibration and damping factor have been measured using the Modal Analysis system HP 5451 C. Secondly, measurements have been carried out in order to ensure proper mounting and identify resonances and high vibration levels. Afterwards the vibration signals of the gearbox have been measured and analysed using Fourier Analyzer HP 5451 C. The following types of analysis have been made: analysis in the time domain, cepstrum, frequency domain (spectrum) and statistical analysis (histogram). At first, measurements have been carried out in the gearbox in good operation conditions and after, faults like unbalancing, a deep notch on a tooth and a partially broken tooth, have been introduced. Finally, a mathematical model for the vibration signals generated by gearing is developed. This model presents a graphical analysis of the cepstrum, spectrum and histogram. The conclusion is that cepstrum is a powerful tool in the detection of gear failures, in spite of the need for more study to improve the method.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1- GENERALIDADES

Em virtude da impossibilidade de se fabricar componentes mecânicos isentos de imperfeições e de se executar montagens absolutamente perfeitas, as máquinas ficam sujeitas a vibrações. No processo de transformação de energia em trabalho útil, além das forças que participam do processo surgem outras devidas às imperfeições mecânicas. Estas por sua vez, irão provocar vibrações e/ou ruído, os quais dão indicação da condição de funcionamento da máquina.

Algumas partes do meio de transmissão são acessíveis, de modo que pode-se facilmente medir as vibrações resultantes das forças excitadoras. Desta forma, através de medições externas à máquina, pode-se obter informações de partes rotativas internas. Antigamente os especialistas ouviam o ruído emitido por estas ou sentiam a sua vibração com a mão, através de contato direto. Com o desenvolvimento de transdutores, instrumentos de medição, ... etc., foram desenvolvidas técnicas poderosas de avaliação de qualidade das condições de funcionamento de máquinas através de medições quantitativas.

Com o desenvolvimento do computador, foram construídos processadores e analisadores de frequência de alta velocidade e baixo custo. Também, foram desenvolvidos programas computacionais como, por exemplo, o da transformada rápida de Fourier (T.R.F.), e ferramentas matemáticas como o "cepstrum", etc.

Atualmente, com o crescente interesse da indústria mecânica por tais desenvolvimentos, tem-se tornado possível a aplicação de técnicas sofisticadas na área de manutenção preventiva e/ou preditiva. Elas envolvem análises de sinais de vibrações e/ou ruído. Desta forma, são determinadas as condições de funcionamento de máquinas em regime normal de trabalho. Estas técnicas estão dentro do campo chamado de monitoramento de máquinas.

Atualmente, o conceito de manutenção preventiva tornou-se amplamente conhecido, por exemplo, em indústrias petroquímicas onde, geralmente, o equipamento instalado é caro e de grande porte, a manutenção corretiva mostra-se mais dispendiosa do que a manutenção preventiva. Nesta última, o período entre reparos

baseia-se em dados estatísticos, os quais têm sido questionados nos últimos anos [1.01,1.02]. Eles se apoiam no conceito de que a taxa de falhas aumenta após um certo número de horas de operação e que o período para uma pequena taxa de falhas é constante para um tipo de equipamento [1.01,1.02].

X Se for desejada uma boa confiança para o intervalo de tempo entre os reparos, este período deverá ser menor do que o intervalo de tempo entre as falhas. Assim, um grande número de reparos desnecessários serão executados em máquinas que poderiam ser deixadas em operação por longo tempo. Por outro lado, estes reparos são caros em virtude do custo das peças de reposição, custo de mão de obra, perdas devidas às paradas de produção e aumento do número de defeitos introduzidos pela interferência humana quando do reparo.

X O método ideal será fazer a manutenção preventiva em intervalos irregulares, dependendo das condições reais da máquina [1.02]. Este é o objetivo da manutenção preditiva. A medição e análise dos sinais de vibração e/ou ruído são considerados a chave de tal sistema de manutenção [1.02]. Este baseia-se em medições contínuas ou periódicas de um ou vários parâmetros (espectro, valor de pico, valor RMS entre outros). A evolução destes é considerada representativa para as condições reais da máquina [1.01,1.03]. Técnicas recentes de monitoramento de máquinas foram desenvolvidas, no sentido de concentrar a análise do sinal de vibração em medições de amplitudes das componentes individuais de baixa frequência [1.04]. É um fato conhecido que o espectro de muitos tipos de máquinas tem uma forma característica quando esta se encontra em boas condições. Quando falhas começam a se de

envolver, alguns dos processos dinâmicos, forças atuantes ou propriedades mecânicas das próprias partes são alterados, consequentemente influenciando o espectro. Esta é a base para o uso de medição e análise de sinal de vibração como indicador para a manutenção de máquinas. Isto subentende a análise da tendência começando com uma medição de referência, obtida quando se considera que a máquina está em perfeitas condições de trabalho.

Algumas das principais vantagens do monitoramento de máquinas são:

- a) provê o conhecimento das condições reais da máquina em qualquer hora;
- b) aciona alarme, caso preciso, a qualquer mudança nas condições de funcionamento ou desenvolvimento de falhas antes da quebra da máquina;
- c) reduz o número de peças para reposição em estoque [1.01,1.02];
- d) possibilita detectar os defeitos em sua fase inicial [1.01, 1.02];
- e) permite uma programação para a parada de máquinas evitando grandes perdas de produção [1.02];
- f) informa e prepara o pessoal de manutenção [1.01,1.02];
- g) aumenta o tempo médio entre reparos [1.05];
- h) diminui a probabilidade de quebras inesperadas entre reparos aumentando a confiança [1.02,1.05];
- i) evita a substituição desnecessária de componentes em perfeitas

condições de trabalho [1.05];

j) reduz os custos operacionais e de manutenção a ponto de cobrir em curto prazo as despesas com a sua implantação [1.01, 1.02, 1.05, 1.06].

A título de exemplo [1.02], o Departamento de Indústria do Reino Unido publicou em 1975 os benefícios de se introduzirem sistemas de monitoramento nas indústrias britânicas. Segundo o relatório, se apenas 2000 fábricas adotassem tais sistemas haveria uma economia anual de £180 milhões contra um custo operacional e de investimento de £30 milhões. Ainda a título de exemplo [1.02], a Norwegian Chemical, revisava suas duzentas (200) bombas uma vez por ano com data fixa. Além disso ocorriam anualmente trinta (30) quebras súbitas atribuídas a falhas introduzidas pela intervenção humana quando do reparo, mais dezessete (17) quebras por causas desconhecidas, perfazendo um total anual de duzentas e quarenta e sete (247) operações de reparo. Usando o sistema de monitoramento passou-se a ter quatorze (14) reparos anuais, todos planejados e com o tempo de quebra da máquina previsível. Defeitos poderão ser identificados seis (6) meses antes que o reparo se torne necessário [1.07].

Entre os componentes mais comuns da maioria das máquinas, encontram-se as engrenagens. Devido ao crescente uso de técnicas de monitoramento de máquinas pela indústria, tornaram-se necessários estudos para a descoberta de novas ferramentas matemáticas que, em conjunto com os equipamentos de medição, processamento e análise, venham a contribuir na detecção de defeitos deste elemento de máquinas. Assim, a obtenção de novas técnicas

contribuirá para aumentar a confiança na identificação e localização de defeitos.

Os estudos experimentais deste trabalho serão realizados sobre um redutor de velocidade FALK 2050 Y3 - B - 194, fabricado pela FALK do Brasil Ltda. Este será acionado por um motor WEG: modelo 112 M 375, 4 CV, 3 FAS, 220 V, 1740 rpm. Um desenho da vista superior está mostrado na figura 1.1.

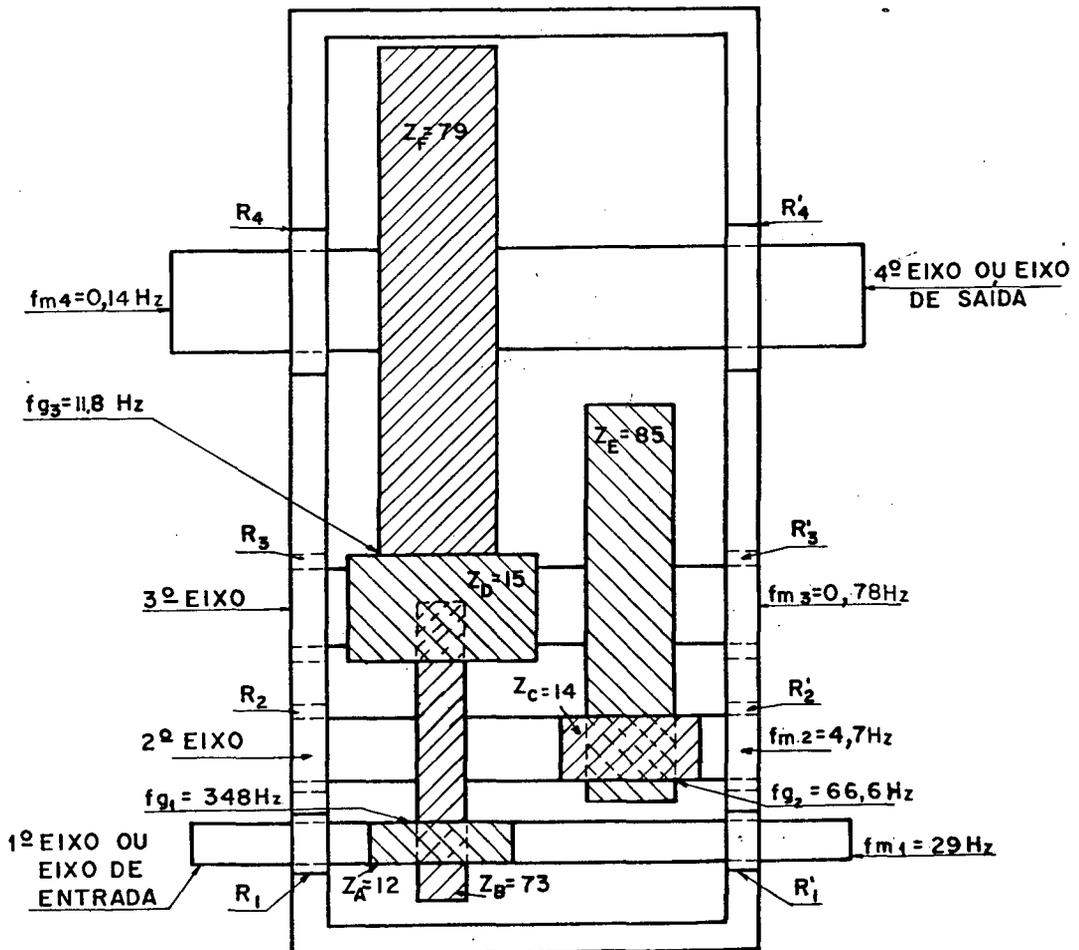


Figura 1.1 - Vista superior do redutor de velocidades FALK.

onde:

- f_{m_1} é a frequência de rotação do primeiro eixo ou eixo de entrada;
- f_{m_2} é a frequência de rotação do segundo eixo;
- f_{m_3} é a frequência de rotação do terceiro eixo;
- f_{m_4} é a frequência de rotação do quarto eixo ou eixo de saída;
- f_{g_1} é a frequência do primeiro engrenamento;
- f_{g_2} é a frequência do segundo engrenamento;
- f_{g_3} é a frequência do terceiro engrenamento;
- $R_1, R'_1, R_2, R'_2, R_3, R'_3, R_4, R'_4$ são os rolamentos do redutor.
- Z_A, Z_B, Z_C, Z_D, Z_E e Z_F são os números de dentes das engrenagens, respectivamente A, B, C, D, E e F.

1.2- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Há vários anos, tem havido grande interesse pela aplicação de monitoramento de vibrações, para determinar as condições funcionais de engrenagens. Principalmente, no final da década de 1960 quando a indústria começou a mostrar interesse pelo monitoramento de máquinas.

Vibrações são geradas na frequência de engrenamento como resultado de desvios no perfil ideal dos dentes, oriundos do processo de fabricação, deflexão devida à carga ou desgastes [1.08,1.09]. A análise de sinais de vibração de pares engrenados geralmente tem início na observação da modulação em amplitu-

de [1.06]. Quando existe um defeito em um par de engrenagens (ou num engrenamento), a frequência de engrenamento pode ser modulada pela velocidade do defeito [1.10].

Segundo Taylor [1.07] e Jacobs [1.10], excentricidades, defeitos em dentes, cargas e desgastes em engrenagens apresentaram espectros contendo a frequência de engrenamento com pequenos picos (lôbulos laterais) igualmente espaçados acima e abaixo desta. Se um evento ocorrer em cada rotação, a diferença entre a frequência de engrenamento e o primeiro lóbulo lateral dará a rotação da engrenagem defeituosa. Quando dois eventos ocorrem em uma engrenagem durante cada rotação, a diferença de frequências será duas vezes a velocidade da engrenagem defeituosa. O número e a amplitude dos lóbulos laterais podem ser usados como indicadores da severidade do desgaste [1.10].

Drosjack e Houser [1.11] desenvolveram um modelo matemático para descrever o comportamento, sob o ponto de vista dinâmico, de caixas de engrenagens em boas condições e posteriormente com falhas, tal como um pequeno furo à altura da linha primitiva de um dente de uma engrenagem da caixa. Esta falha dá origem a uma modulação em amplitude. O espectro deste sinal apresenta um grande número de lóbulos laterais quase uniformemente espaçados em torno da frequência de engrenamento. Por outro lado, estendendo a falha aos dentes adjacentes, o espectro apresenta um grande número de lóbulos laterais mais agrupados em torno desta e harmônicos da mesma.

Randall [1.12] afirma que em virtude da modulação em amplitude e frequência, é muito comum que os espectros de

vibrações de caixas de engrenagens possuam lóbulos laterais igualmente espaçados em torno da frequência de engrenamento e harmônicos desta. Tais lóbulos são encontrados frequentemente em espectros de caixas de engrenagens em boas condições. Mudanças na quantidade e amplitude destes geralmente indicam desgastes nas condições do sistema. O espaçamento entre eles poderá fornecer importantes informações sobre a fonte de modulação. Quando existe um certo número de fontes de modulação ou defeitos, cada uma dá origem a uma família de lóbulos laterais. Estes se sobrepõem tornando-se difícil a sua identificação.

Randall [1.12,1.13,1.14,1.15] afirma que nestes casos, principalmente, a técnica do "cepstrum" terá uma melhor aplicação do que o espectro. Isto porque toda uma família de harmônicos no "cepstrum" é reduzida basicamente a uma componente (o primeiro pico), o qual é mais fácil para se observar (ver figura 1.2). Este também pode ser usado para identificar periodicidade em espectros, tais como: lóbulos laterais, ecos ...etc.

Existem várias formas de "cepstrum" mas todas podem de uma maneira geral ser definidas como o espectro do logaritmo do espectro [1.15].

1.3- OBJETIVOS DO TRABALHO

O objetivo deste trabalho é apresentar um estudo para diagnosticar antecipadamente falhas em engrenagens de um redutor de velocidades, através de medições, análises e comparações de sinais de vibração, no domínio do tempo, frequência, distribui-

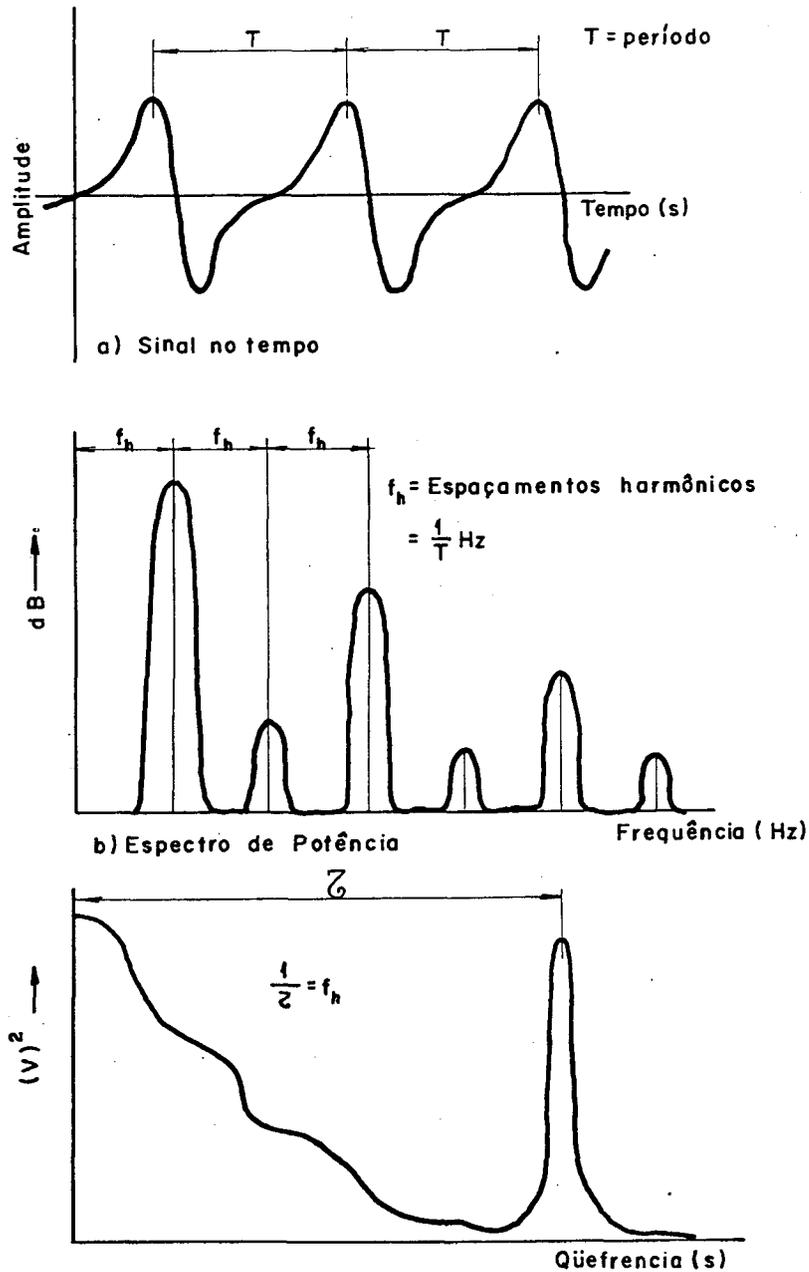


Figura 1.2 -- Sinal no tempo, frequência e "cepstrum".

ção estatística (histograma) e "cepstrum", usando-se três tipos de falhas.

1.4 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS - CAPÍTULO 1

- [1.01] BRUEL & KJAER. *The Application of Vibration Measurement and Analysis in Machine Maintenance*. Publicação BA-7007-12. Outubro, 1982.
- [1.02] CLAESSENS, C. *Vibration Measurement in Predictive Maintenance*. Brüel & Kjaer, Application notes.
- [1.03] TAYLOR, J.I. *Identification of Gear Defects by Vibration Analysis*. Machinery Vibration Monitoring and Analysis Series. Vibration Institute, april 1979.
- [1.04] BORHAUG, J.E. & MITCHELL, S.J. *Applications of Spectrum Analysis to Onstream Condition Monitoring and Malfunction Diagnosis of Process Machinery*. 1st Turbomachinery Symposium, Gas Turbine Laboratories, Texas. A & M University, College Station, Texas.
- [1.05] BRUEL & KJAER. *Condition Monitoring of Industrial Machinery-Using Mechanical Vibration as a Machine-Health Indicator*.
- [1.06] STEWART, R.M. *Application of Signal Processing Techniques to Machinery Health Monitoring*. I.S.V.R. Southampton University, 1980.
- [1.07] TAYLOR, J.I. & GARDINIER, I. *Fault Diagnosis of Gears Using Spectrum Analysis*. Second International Conference Vibration in Rotating Machinery, p.163-8 (1980). Tampa, Florida.

- [1.08] MARK, W.D. *Analysis of the Vibratory Excitation of Gear Systems: Basic Theory*. J.A.S.A., may 1978, v. 63(5): 1409-30.
- [1.09] KOHLER, H.K.; PRATT, A. & THOMPSON, A.M. *Dynamics and Noise of Parallel-axis Gearing*. 1969-70, v. 184, p. 111-21.
- [1.10] JACOBS, R.W. *Diagnosing Gearbox Problems Involving Major Machine Elements: Bearings, Complings, Shafts and Gears*. Presented Plant:Engineering and Maintenance Conference / East, dec. 1979.
- [1.11] DROSJACK, M.J. & HOUSER, D.R. *An Experimental and Theoretical Study of the Effects of Simulated Pitch Line Pitting on the Vibration of a Geared System*. ASME, sep. 1977, (77-DET-123).
- [1.12] RANDALL, R.B. *A new Method of Modeling Gear Faults*. New York, ASME, nov. 1981, (81-DET-10).
- [1.13] ————— *Advances in the Applications of Cepstrum Analysis to Gearbox Diagnosis*. Second International Conference Vibration in Rotating Machinery, p.169-74 (1980). Tampa, Florida.
- [1.14] ————— *Cepstrum Analysis and Gearbox Fault Diagnosis*. Brüel & Kjaer, Application notes, 1980.
- [1.15] ————— & HEE, J. *Cepstrum Analysis*, Brüel & Kjaer, Technical Review. n° 3, 1981.

C A P Í T U L O 2

MEDIÇÕES DAS CARACTERÍSTICAS DE VIBRAÇÃO DO REDUTOR

2.1- PRELIMINARES

Serão aqui descritas as características de vibração do redutor de velocidades de engrenagens "FALK 2050 Y 3-B-194, RG 791796", sendo estas: as frequências naturais, os fatores de amortecimento e os modos de vibração. Na sua determinação foi utilizado o sistema de Análise Modal do analisador de Fourier Hewlett-Packard - 5451 C.

2.2- INTRODUÇÃO

Todos os sistemas mecânicos (no presente caso o redutor de engrenagens) possuem características próprias de vibração como:

- a) modos de vibração;
- b) frequência natural de cada modo de vibração;
- c) amortecimento de cada modo de vibração.

O conhecimento de tais características torna-se importante, principalmente, por três razões:

- a) Com a análise das configurações espaciais dos modos de vibração do sistema mecânico, fornecidos pela análise modal, é possível determinar situações críticas deste, nas quais, pontos importantes serão localizados entre eles, aqueles onde amortecedores ou vínculos podem ser empregados com a finalidade de proteger o sistema [2.01];
- b) A análise modal fornece informações que são importantes para a posterior eliminação de ruídos e vibrações indesejáveis [2.01]. Com a determinação das frequências naturais do sistema pode-se saber, de antemão, se surgirão ressonâncias durante sua operação. As frequências naturais também podem ser usadas para a identificação de engrenagens defeituosas em redutores de velocidades [2.02,2.03];
- c) Por fornecer uma configuração espacial do sistema mecânico que permite examinar os efeitos da mudança de massa, rigidez e amor-

tecimento com detalhes; permitindo com isto uma verificação e ajuste do modelo matemático do sistema [2.01].

As excitações são, no presente caso, caracterizadas pelas rotações de entrada e de saída, pelas frequências de engrenamentos e frequências decorrentes de falhas que provocarão vibrações forçadas no sistema. Quando as frequências de excitação estão próximas das frequências naturais do sistema, os níveis de vibração irão aumentar consideravelmente, dependendo do amortecimento desses modos. Por outro lado, quando as frequências de excitação estão afastadas das frequências naturais do sistema, serão produzidas vibrações com pequenas amplitudes.

Portanto, no intuito de se pesquisar a manutenção preventiva e/ou preditiva de máquinas através de medição e análise de sinais de vibração, torna-se importante o conhecimento das características de vibração anteriormente citadas.

Serão apresentadas neste capítulo as características de vibração dos componentes do redutor de engrenagens "FALK", a saber:

- a) eixos;
- b) engrenagens;
- c) carcaça.

Para tal propósito, foram utilizados dois métodos independentes:

- a) espectro de resposta e
- b) análise modal.

Na consecução de ambos são utilizadas técnicas digitais de processamento e análise de sinais.

2.3- FREQUÊNCIAS NATURAIS DE VIBRAÇÃO

É de grande importância o conhecimento das frequências naturais do sistema, pois é nestas frequências que ele responde de maneira mais acentuada.

A transformada de Fourier, possibilita determinar tais frequências através da transformação do sinal de vibração da resposta do sistema do domínio de tempo para o domínio de frequência. Ela é definida matematicamente pela seguinte expressão:

$$F_X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f_X(t) e^{-i\omega t} dt = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_0^T f_X(t) e^{-i\omega t} dt \quad (2.1)$$

onde: $f_X(t)$ é o sinal no domínio do tempo;
 $F_X(\omega)$ é o sinal no domínio de frequência, e
 T é o tempo de duração da amostra.

Com a utilização de técnicas computacionais através do analisador de Fourier HP 5451 C, a integração da equação (2.1) é feita discretamente, através de somatório, usando o programa da transformada rápida de Fourier (T.R.F.):

$$F_X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} f_X(n) e^{-2\pi i k n/N} \quad ; \quad k = 0, 1, 2 \dots N-1 \quad (2.2)$$

onde: $f_x(n)$ são os valores digitalizados da função equidistantes de um intervalo de tempo Δt ;

N é o número de pontos usados na conversão analógico-digital.

Para evitar erros de dobramento ("aliasing") quando da conversão do sinal analógico em valores digitais, deverá ser utilizado um filtro passa-baixas na entrada do analisador. O mesmo deve ser regulado na frequência de corte f_c , de sorte que $f_c \leq \frac{1}{2} F_{\max}$ [2.04, 2.05, 2.01].

onde: F_{\max} é a frequência máxima de interesse da análise. Adicionalmente a frequência de corte dos filtros deve ser escolhida de forma que todas as outras frequências importantes do sistema sejam inferiores a ela.

2.4- MEDIÇÃO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS ATRAVÉS DO ESPECTRO DE RESPOSTA

Antes de se fazer a análise modal utilizando o sistema HP 5451 C, faz-se necessária a definição das faixas de localização das frequências naturais dos componentes do redutor de engrenagens. Tais valores deverão ser confirmados posteriormente pelos resultados obtidos através da análise modal.

O transdutor de vibração (acelerômetro piezoelétrico 811716 tipo 4366 B & K) foi fixado em determinadas posições dos componentes do redutor.

Foi projetado um martelo de impulso de neoprene, visto que este material diminui a reflexão de ondas através do mesmo em função do seu alto amortecimento (ver figura 2.1). Ele foi usado para excitar tais componentes. As suas respostas, após

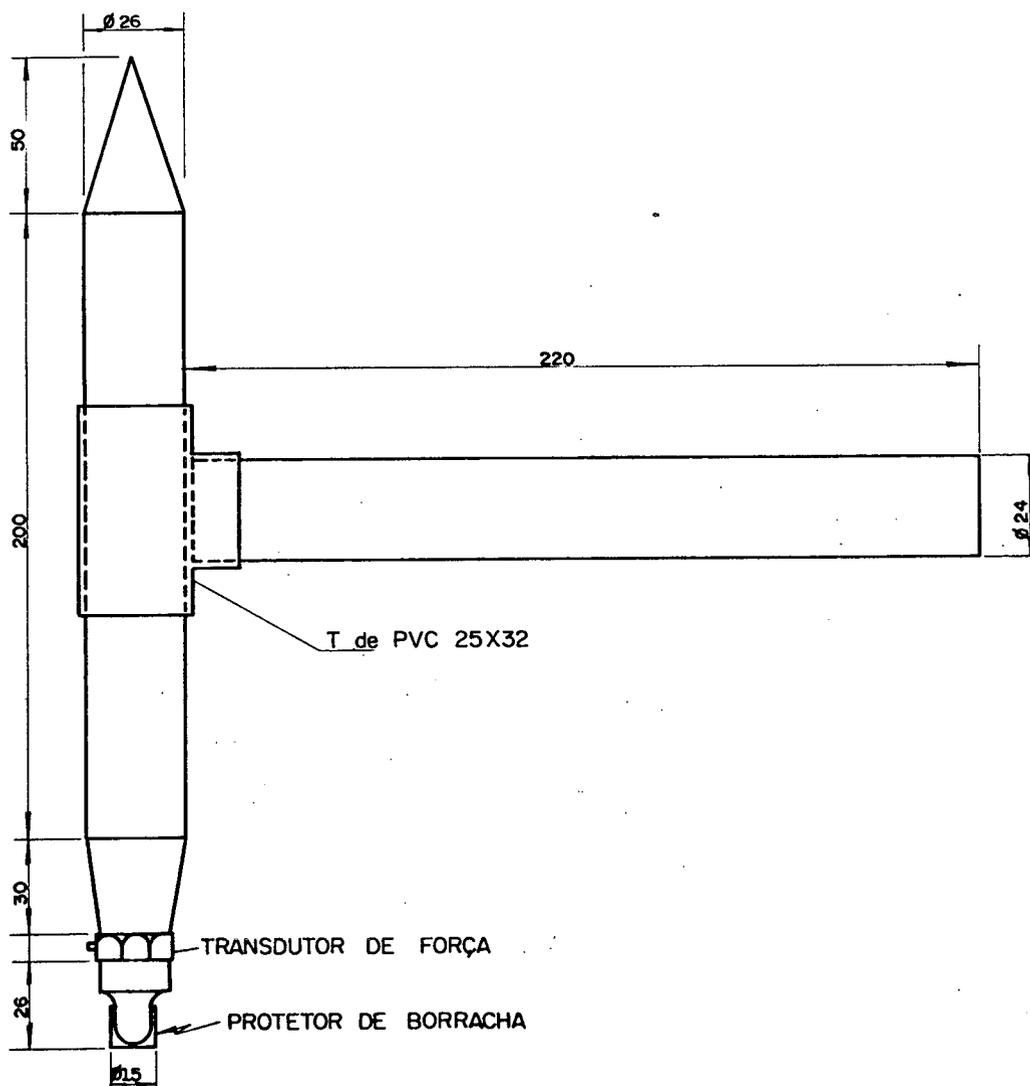


Figura 2.1 - Martelo de impulso.

transformadas em sinais elétricos pelo acelerômetro, passam por um pré-amplificador de carga 2651 B & K, daí se dirigindo ao fil

tro HP 54440 A e após ao conversor analógico-digital HP 5466 B. Em seguida os sinais são processados e é obtido o espectro em dB versus frequência ou volts versus frequência. Os resultados são observados no osciloscópio do analisador de Fourier tipo HP 5460 A e registrados no plotador gráfico digital (ver figura 2.2).

2.5- ANÁLISE MODAL

A análise modal baseia-se na determinação e processamento das funções de transferências obtidas através de medições das excitações e das respostas.

Antes do início das medições a estrutura a ser analisada deverá ser discretizada em um determinado número de pontos, de sorte que estes, quando em conjunto, forneçam uma idéia geométrica espacial mais próxima possível do corpo em teste (o número de pontos máximo para a finalidade acima é de duzentos e cinquenta 250). Dentre estes escolhem-se os que fornecem para o coeficiente de coerência valores em torno de um "1", nos quais se se rão fixados o acelerômetro ou excitada a estrutura.

A aquisição dos sinais de excitação e de resposta poderá ser feita de duas maneiras, a saber:

a) Colocando o acelerômetro em um ponto qualquer da estrutura, se gundo a direção de excitação, e excitando-a naqueles pontos que fornecem valores em torno de um "1" para o coeficiente de coerência;

b) Excitando a estrutura em um ponto qualquer e fixando o acele-

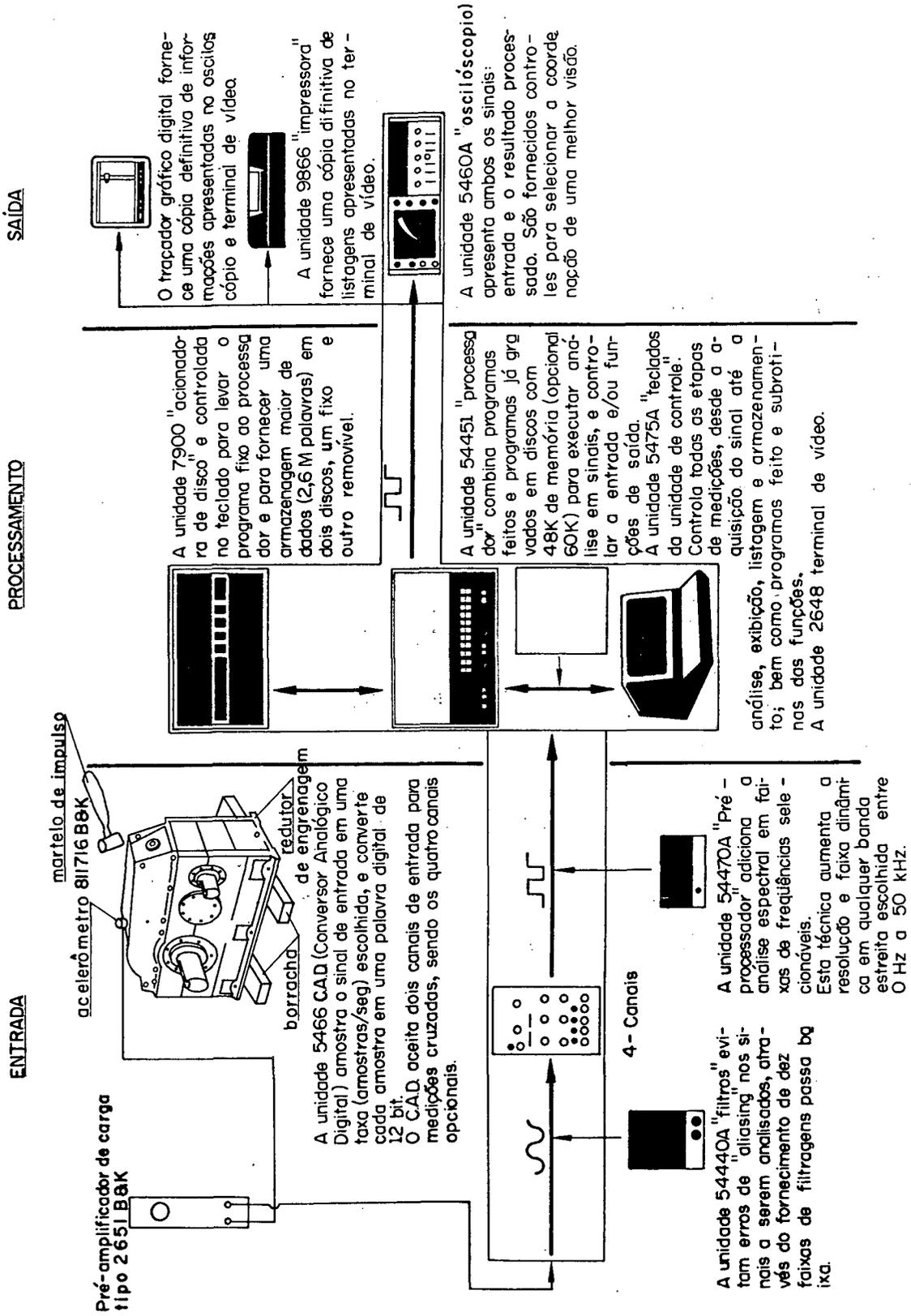


Figura 2.2 - Arranjo dos equipamentos para obtenção dos espectros de resposta.

rômetro segundo a direção de excitação naqueles pontos que fornecem valores em torno de um "1" para o coeficiente de coerência.

Dando seqüência, emprega-se o "software" da transformada rápida de Fourier (T.R.F.) para a obtenção da função de coerência. Esta possui duas aplicações importantes:

- a) poderá ser usada qualitativamente para determinar quantas médias N' são requeridas para reduzir o nível de ruído nas medições [2.01];
- b) poderá ser usada como indicador da qualidade das funções de transferências medidas [2.01].

Toda técnica se baseia no uso de processamento digital da transformada rápida de Fourier para a obtenção da função de transferência dos dados. Em seguida uma curva analítica é adaptada às mesmas para a identificação dos parâmetros modais.

Para uma maior compreensão, este processo encontra-se mostrado nas figuras 2.3 e 2.4.

A figura 2.3, mostra uma barra sendo excitada por um martelo de impulso, o qual produz uma excitação de banda larga a cada impacto. Esta é captada por um transdutor de força fixado no martelo e a resposta do sistema por um acelerômetro fixo neste.

Os sinais captados em tempo real passam simultaneamente por pré-amplificadores de cargas e por filtros para evitar erros de dobramento ("aliasing") e definir a faixa de frequências a ser analisada. Em seguida são digitaliz

zados simultaneamente em canais diferentes e processados pelo sistema do analisador de Fourier HP 5451 C (ver figura 2.5).

A função de transferência será obtida chamando o programa da transformada rápida de Fourier (T.R.F.) no analisador e aplicando-o sobre os dados adquiridos, para obtenção dos espectros da excitação e resposta.

Uma completa disposição das funções de transferências medidas, uma para cada posição de excitação (ou resposta) na barra, formam um conjunto básico de dados, com os quais os modos de vibração, frequências naturais e fatores de amortecimento poderão ser identificados.

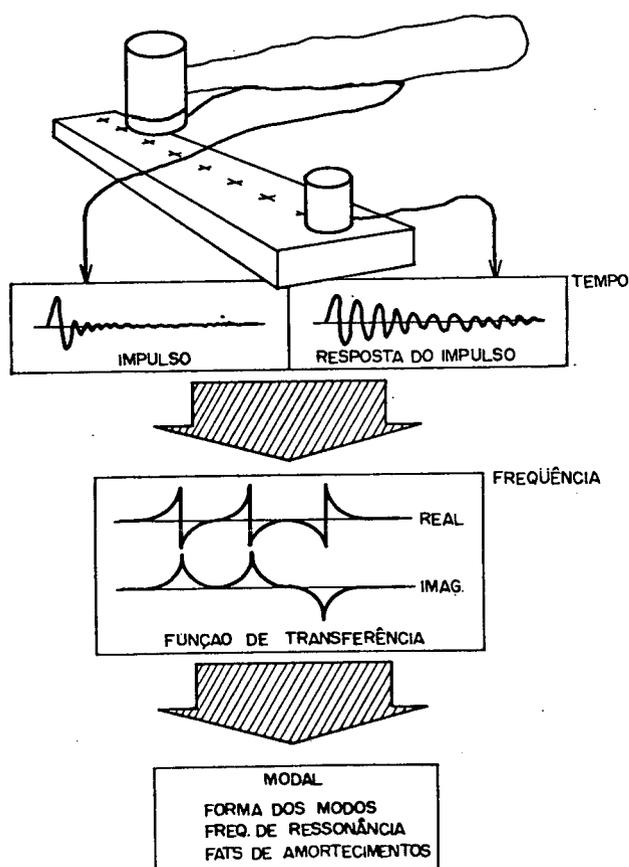


Figura 2.3 - Medição e exibição do processo.

A figura 2.4 mostra como as características de vibração são identificadas a partir das funções de transferências medidas. Os resultados podem ser apresentados no osciloscópio, impressora ou no plotador gráfico digital do analisador de Fourier; ou podem ainda ser armazenados em disco para uso posterior (ver figura 2.5).

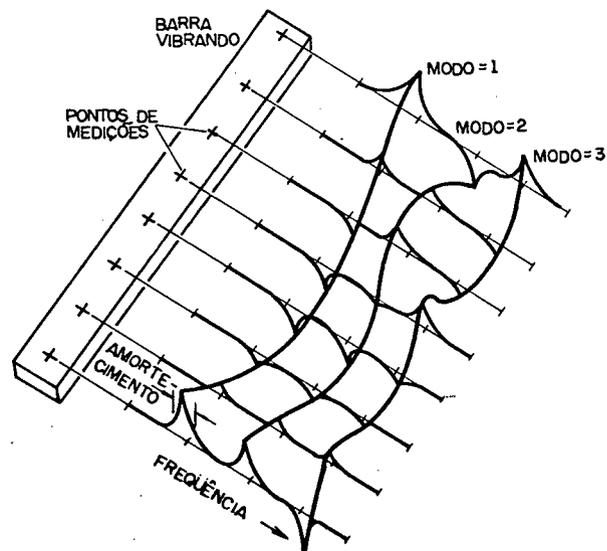


Figura 2.4 - Dados modais das funções de transferências.

2.6- FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA

Em sistemas de análise modal de dados transitórios, a função de transferência $H(f)$ é obtida através da divisão da densidade espectral cruzada $G_{xy}(f)$ pelo espectro da excitação, isto é:

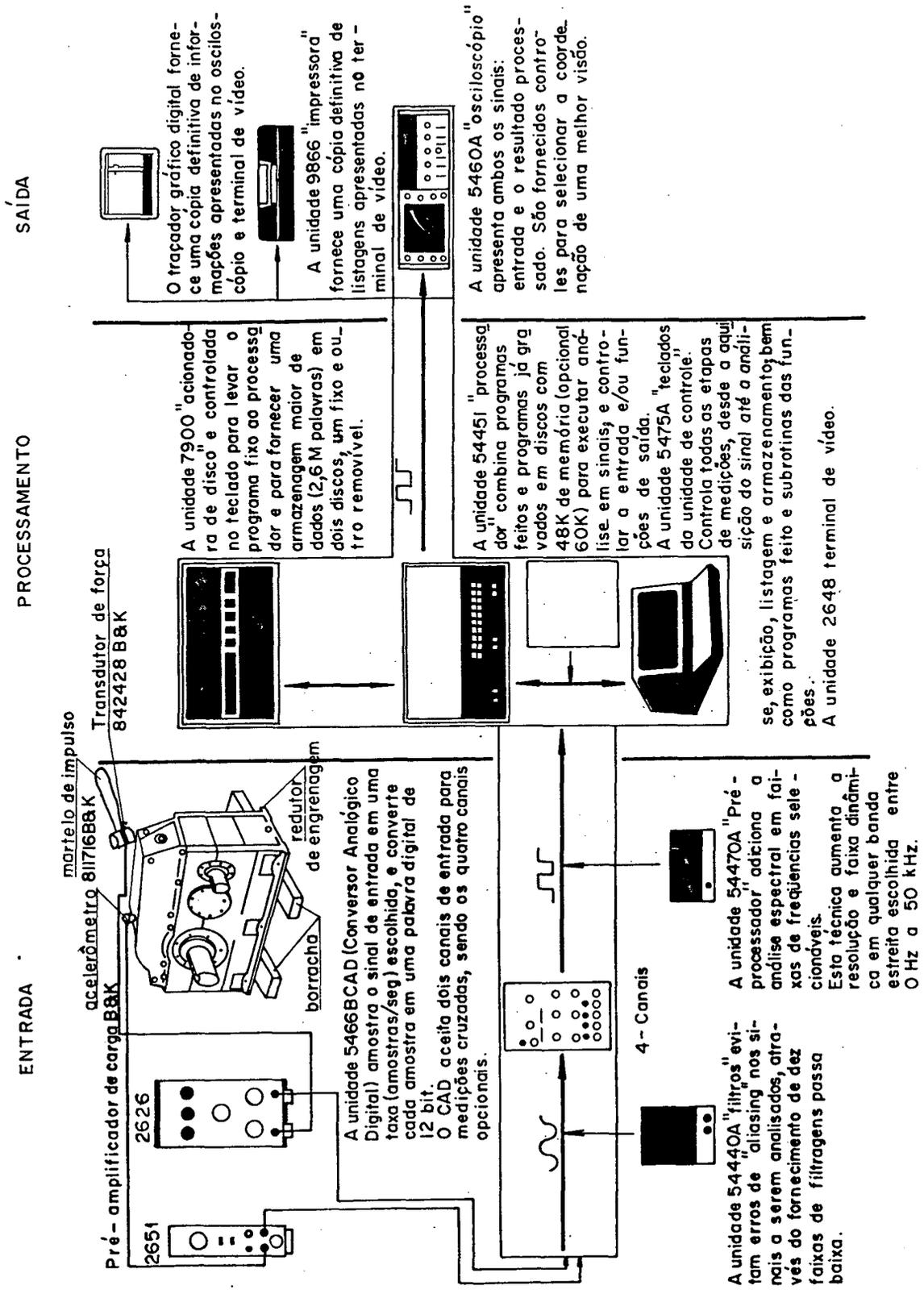


Figura 2.5 - Arranjo dos equipamentos para análise modal.

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

onde: $\overline{G_{xy}}(f)$ é a média da densidade espectral de potência cruzada da excitação e resposta;

$\overline{G_{xx}}(f)$ é a média da densidade espectral de potência da excitação.

Uma das mais nocivas características de sistemas digitais para análise modal é o ruído externo, o qual tem como origem, dentre outras fontes, a distorção dos sinais de excitação e de resposta.

Para que este problema seja atenuado, o sistema permite que se tomem várias médias para cada ponto de medição, de sorte que o grau de contaminação das medições por ruído seja minimizado, aumentando a qualidade das funções de transferências estimadas.

O efeito do número de médias sobre as funções de transferência, as quais servem de base para toda a análise modal, tem como consequência um aumento no nível de confiança e redução na variância (ver figura 2.6).

2.7- FUNÇÃO DE COERÊNCIA

A função de coerência indica a causalidade entre o sinal da excitação e o sinal da resposta.

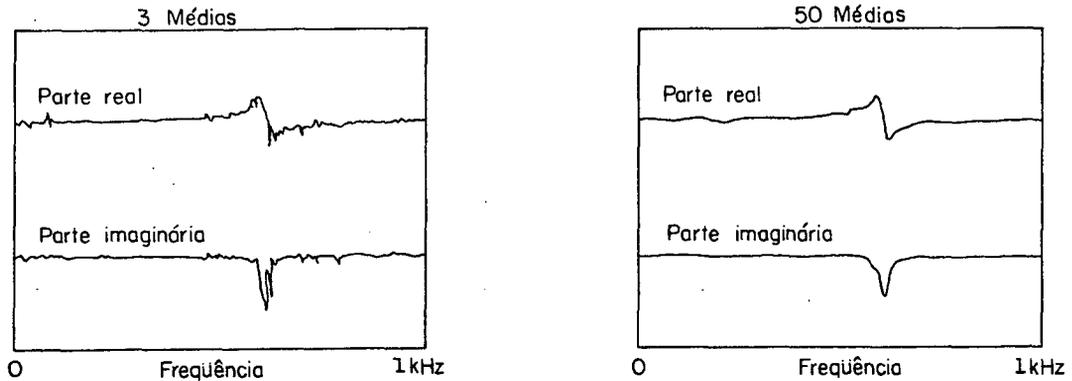


Figura 2.6 - Efeito do número de médias na função de transferência.

O grau de qualidade das medições pode ser quantificado por meio da função de coerência, denotada por γ^2 (2.3).

O coeficiente de coerência entre dois sinais, o sinal da excitação no tempo $x(t)$ e o sinal da resposta no tempo $y(t)$, é dado por:

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|\overline{G_{xy}}(f)|^2}{\overline{G_{xx}}(f) \cdot \overline{G_{yy}}(f)} \quad (2.3)$$

onde: $\overline{G_{yy}}(f)$ é a média da densidade espectral de potência da resposta.

$$\text{Quando } \gamma_{xy}^2(f) = \frac{G_{xy}^* \cdot G_{xy}}{G_{xx} \cdot G_{yy}} = \frac{y^*(f) \cdot y(f) \cdot x(f) \cdot x^*(f)}{x^*(f) \cdot x(f) \cdot y^*(f) \cdot y(f)} = 1,$$

a energia da excitação será exclusivamente responsável pela res-

posta para todas as frequências da banda de análise, sem qualquer contribuição de outra excitação externa (* = complexo conjugado).

Se o valor do coeficiente de coerência for igual a zero (0), não existirá qualquer correlação entre o sinal da excitação e o sinal da resposta. A figura 2.7 mostra o espectro de um sistema com um coeficiente aceitável.

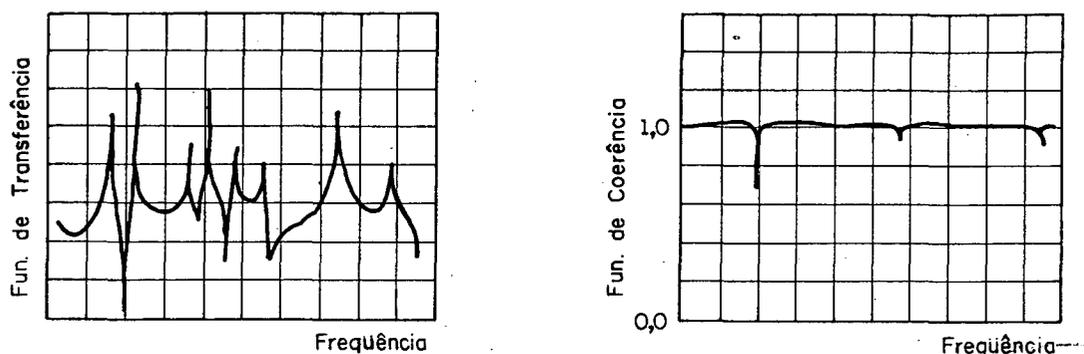


Figura 2.7 - Função de transferência com a respectiva função de coerência.

2.8- RESULTADOS OBTIDOS PARA CADA COMPONENTE DO REDUTOR DE ENGRENAGENS

2.8.1- EIXO DE ENTRADA (Ver figura 2.8)

- a) Diâmetro $D_1' \approx 0,029$ m;
- b) Comprimento $L_1 \approx 0,44$ m;
- c) N° de dentes da engrenagem helicoidal A, $Z_A = 12$;
- d) Massa do eixo $M_1 \approx 2,30$ kg.

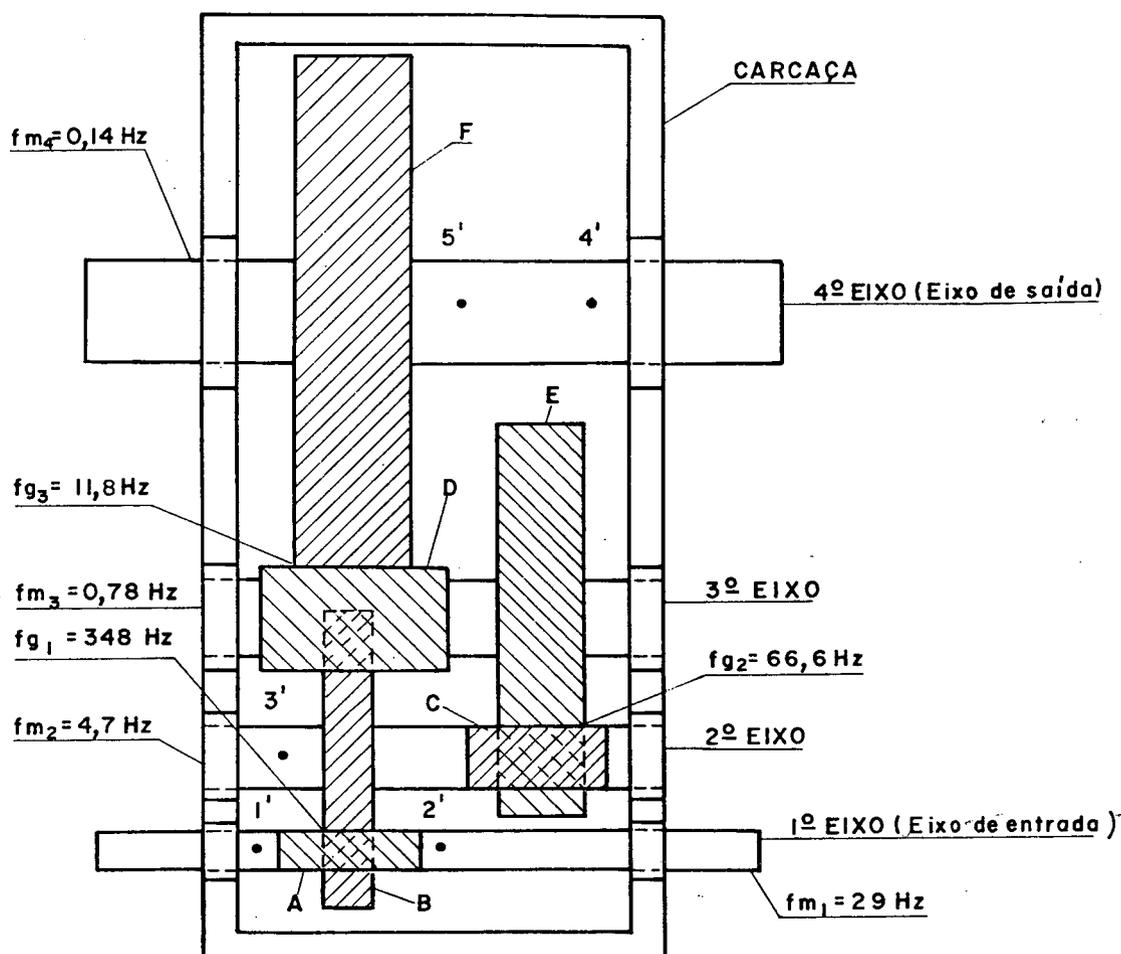


Figura 2.8 - Vista superior do redutor de engrenagens.

Os resultados das frequências naturais medidas através do espectro de resposta estão mostrados nas figuras 2.9 e 2.10.

O resultado obtido através do sistema de análise modal do HP 5451 C, encontra-se na figura 2.11.

A tabela 2.1 mostra uma comparação entre os resultados fornecidos pelos dois métodos.

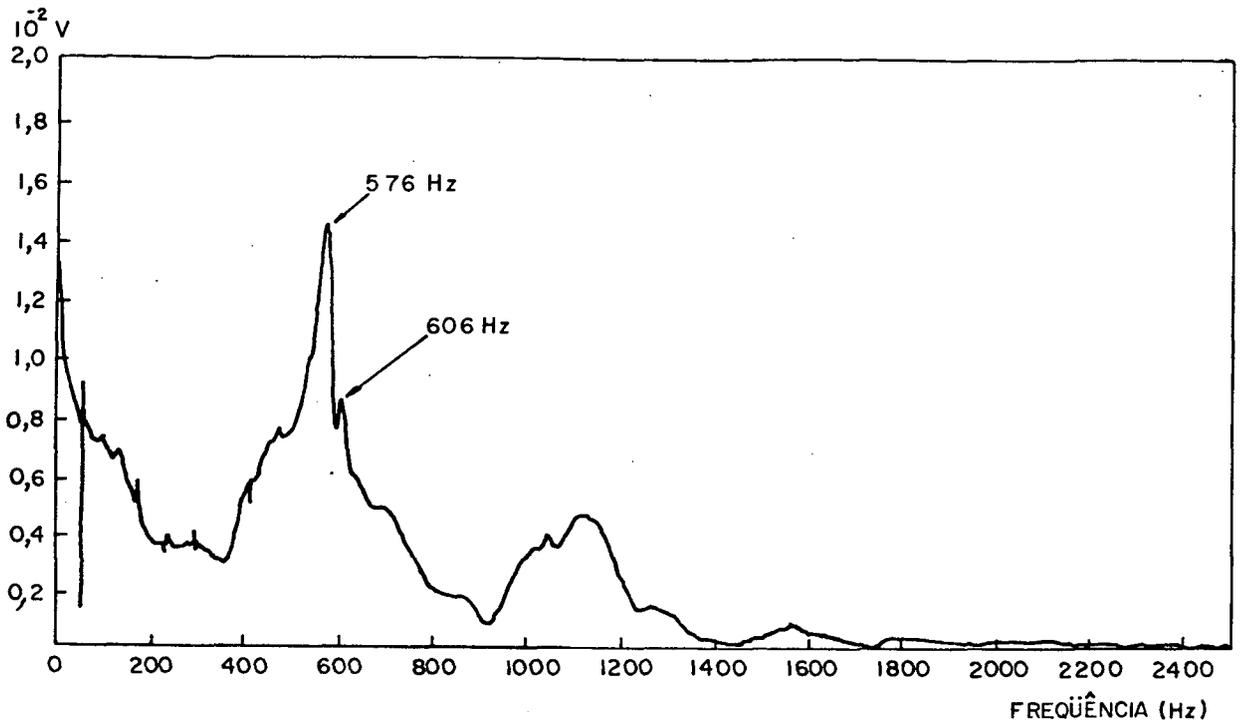


Figura 2.9 - Espectro tirado com o acelerômetro fixo na posição 1'.

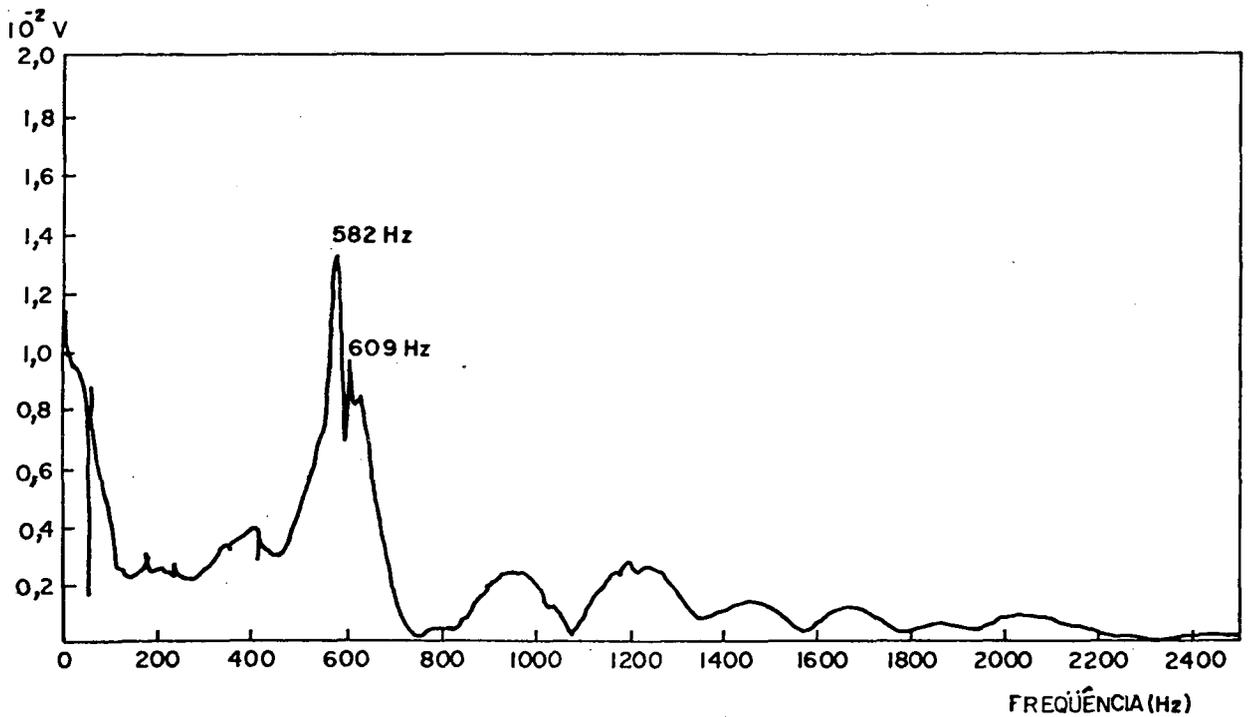


Figura 2.10 - Espectro tirado com o acelerômetro fixo na posição 2'.

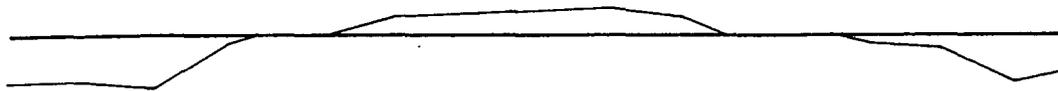


Figura 2.11 - Primeiro modo de vibração do eixo de entrada, frequência = 593,5 Hz.

Nº do modo	Método do espectro de resposta (ver figuras 2.9 e 2.10)	Método de análise modal (ver figura 2.11)	
		Frequência (Hz)	Fator de amortecimento médio (%)
1	576	593,5	9,6721
2	606	-	-

Tabela 2.1 - Resultados fornecidos pelo espectro de resposta e análise modal para o eixo de entrada.

2.8.2- SEGUNDO EIXO (Ver figura 2.8)

- a) Diâmetro $D_2' \approx 0,0380$ m;
- b) Comprimento $L_2 \approx 0,2475$ m;
- c) Nº de dentes das engrenagens helicoidais $Z_B = 73$, $Z_C = 14$;
- d) Massa do eixo com engrenagens $M_2 \approx 6,40$ kg.

Os resultados das frequências naturais medidas através do espectro de resposta, estão mostrados nas figuras 2.12, 2.13 e 2.14.

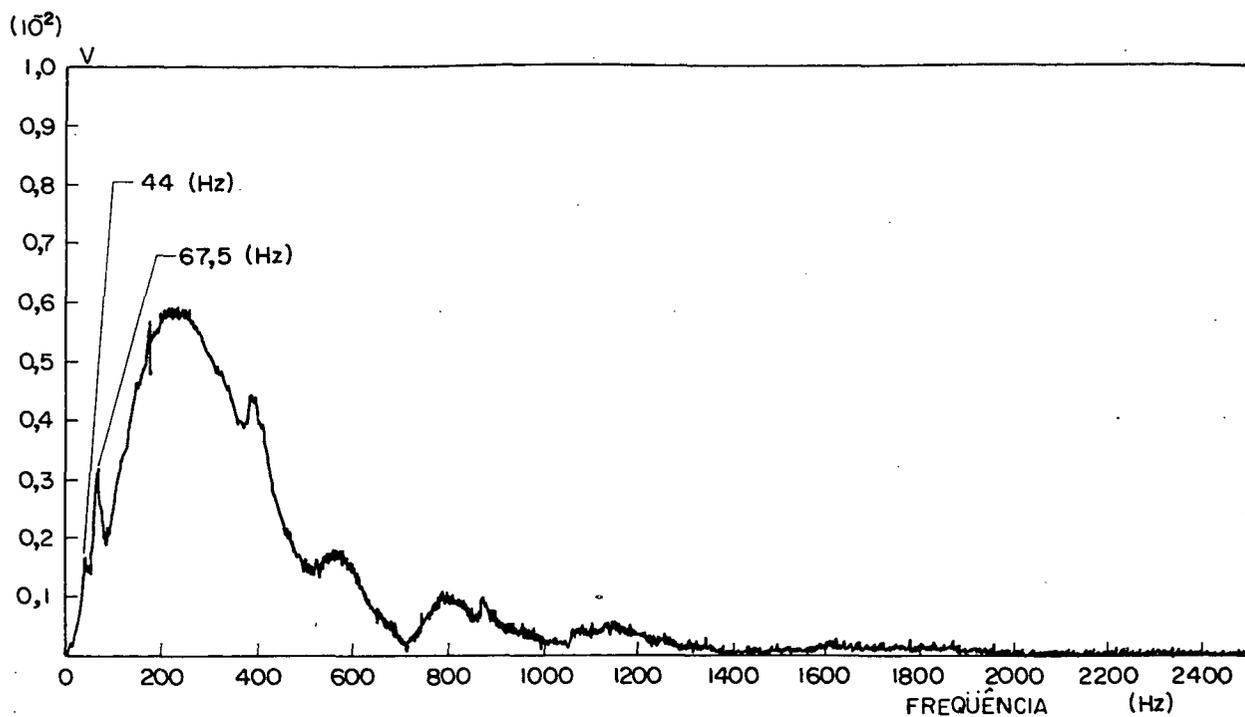


Figura 2.12 - Espectro tirado com o acelerômetro fixo na extremidade da engrenagem B.

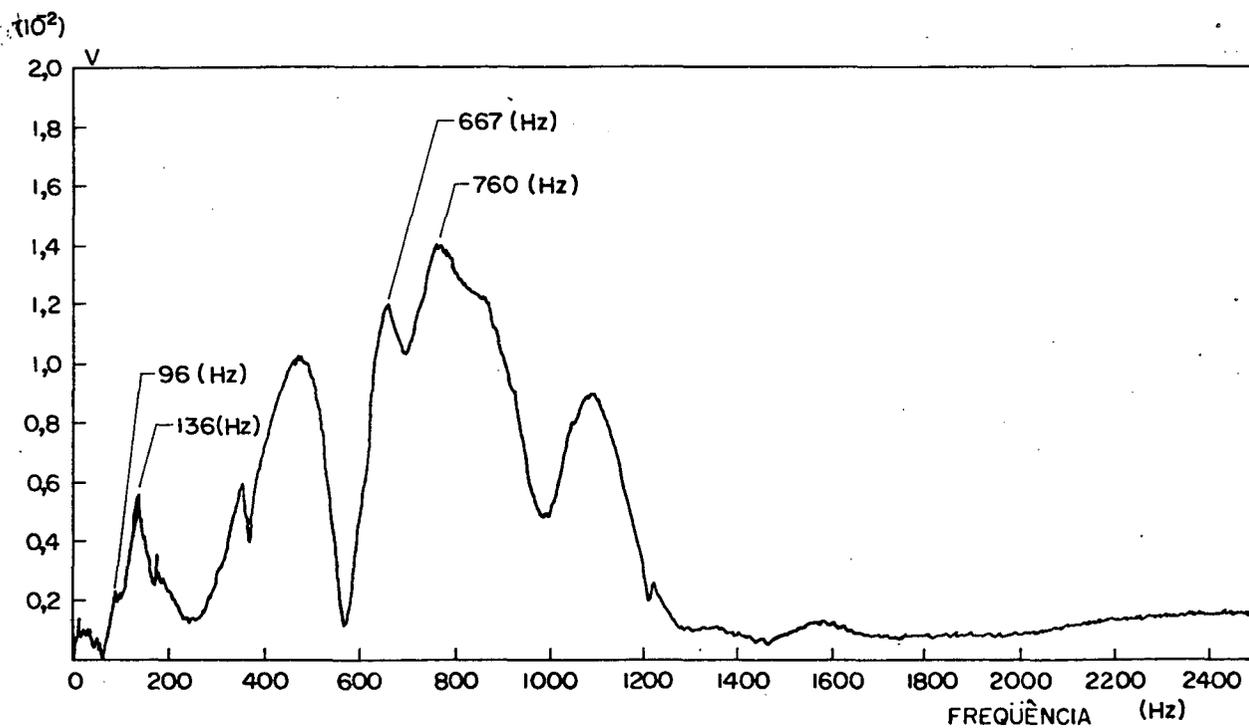


Figura 2.13 - Espectro tirado com o acelerômetro fixo na posição 3'.

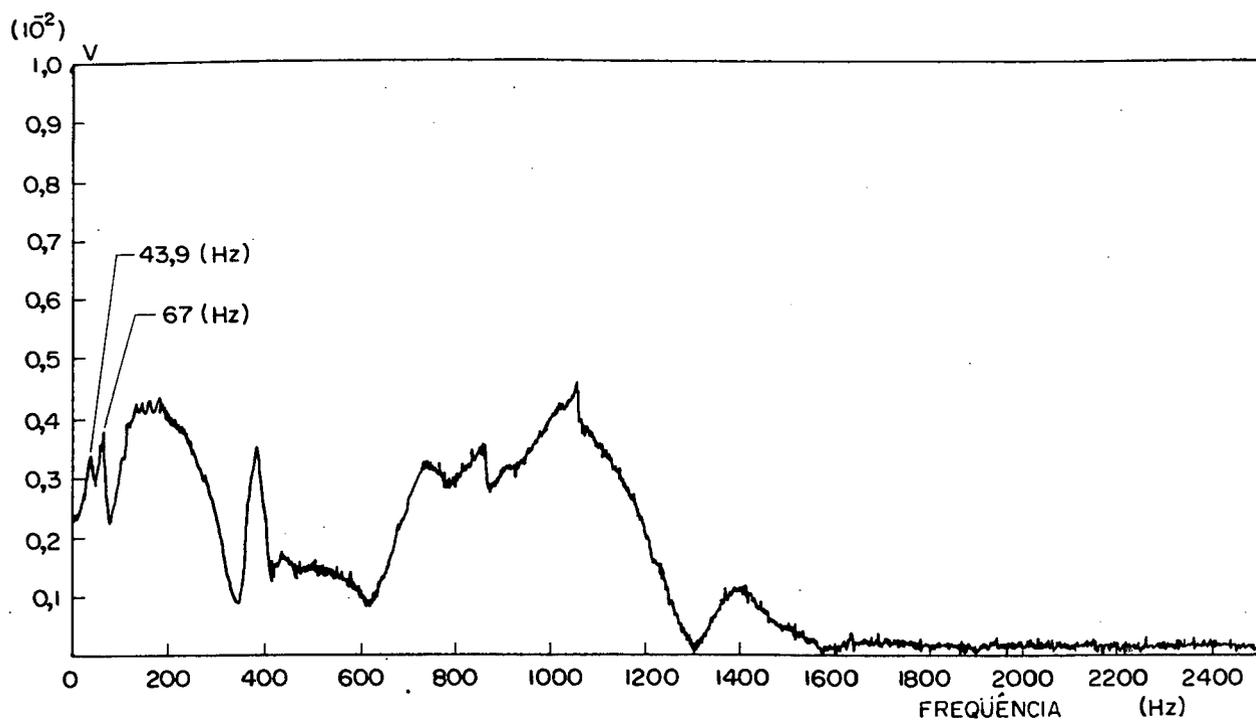


Figura 2.14 - Espectro tirado com o acelerômetro fixo próximo ao centro da engrenagem B.

Os resultados obtidos através do sistema de análise modal, encontram-se nas figuras 2.15, 2.16, 2.17 e tabela 2.2.

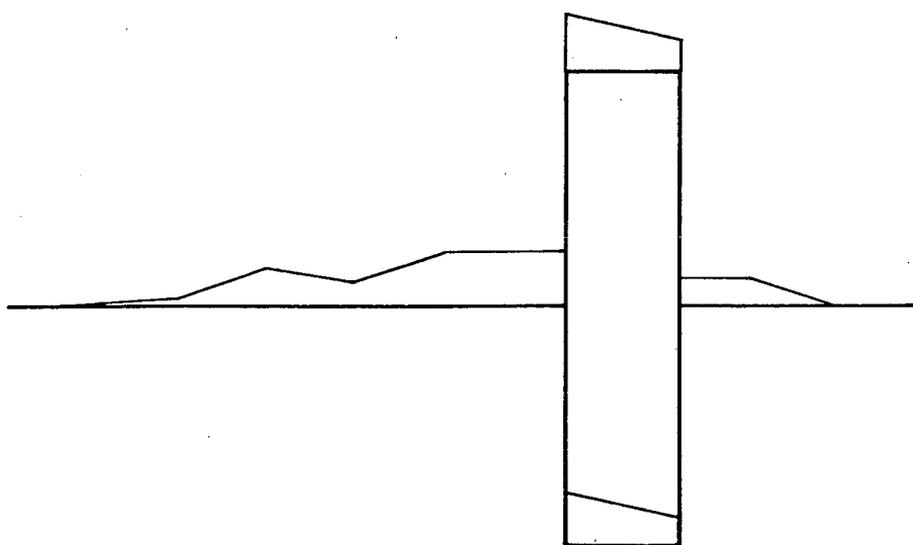


Figura 2.15 - Segundo modo de vibração do segundo eixo, frequência = 63,8 Hz.

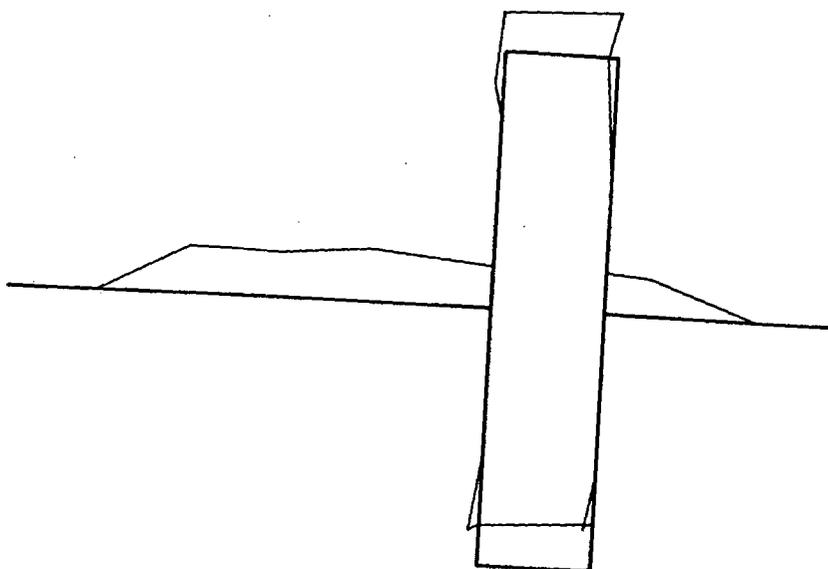


Figura 2.16 - Quarto modo de vibração do segundo eixo, frequência = 138,6 Hz.

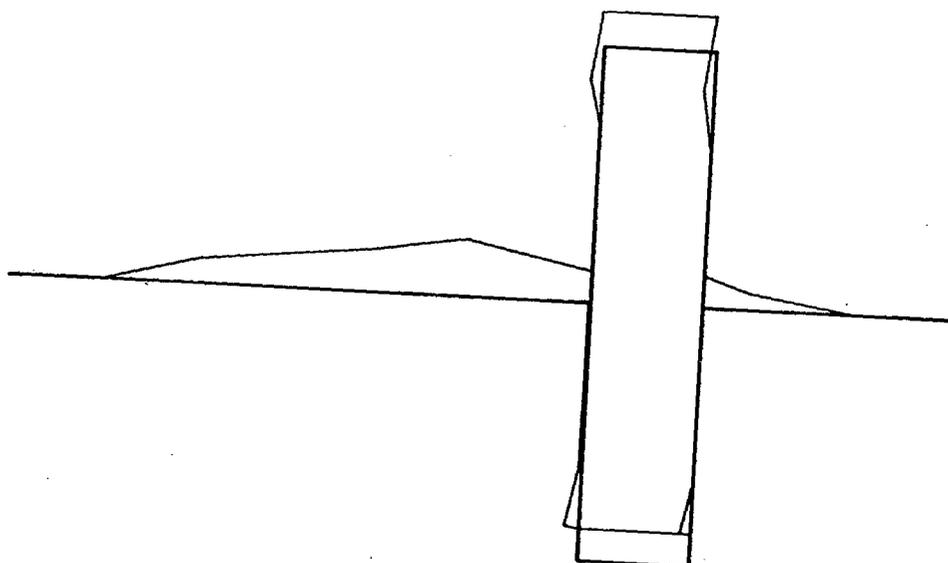


Figura 2.17 - Sexto modo de vibração do segundo eixo, frequência = 785,3 Hz.

A tabela 2.2 mostra uma comparação entre os resultados fornecidos pelos dois métodos.

Nº do modo	Método do espectro de resposta (figuras 2.12, 2.13 e 2.14)	Método de análise modal (Figuras 2.15, 2.16 e 2.17)	
		Frequência média (Hz)	Fator de amortecimento médio (%)
1	44	-	-
2	67,5	63,8	65,52
3	96	91,09	52,02
4	136	138,6	11,44
5	667	686	61,16
6	760	785,3	13,04

Tabela 2.2 - Resultados fornecidos pelo espectro de resposta e análise modal para o segundo eixo.

2.8.3- TERCEIRO EIXO (Ver figura 2.8)

- a) Diâmetro $D_3 \approx 0,057$ m;
- b) Comprimento $L_3 \approx 0,24$ m;
- c) Nº de dentes das engrenagens helicoidais $Z_E = 85$,
 $Z_D = 15$;
- d) Massa do eixo com engrenagens $M_3 \approx 15,40$ kg.

Os resultados das frequências naturais, medidas através do espectro de resposta, estão mostrados nas figuras 2.18 e 2.19.

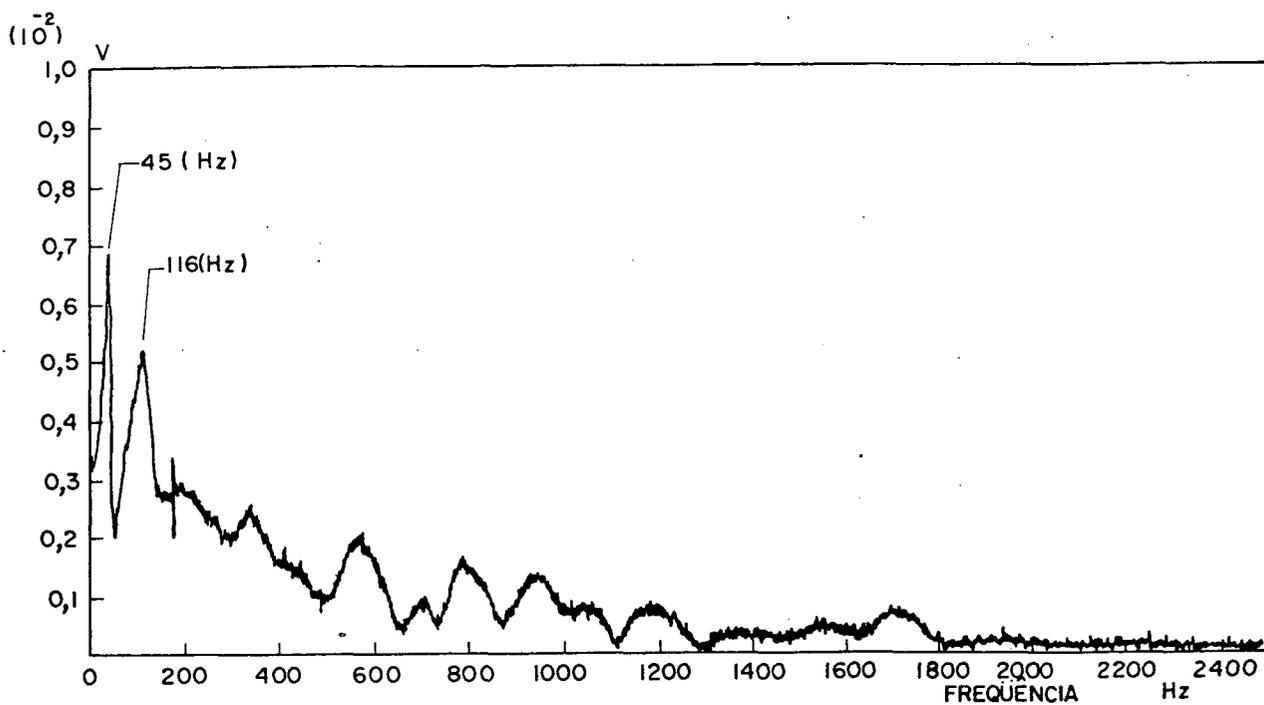


Figura 2.18 - Espectro tirado com o acelerômetro fixo na extremidade da engrenagem E.

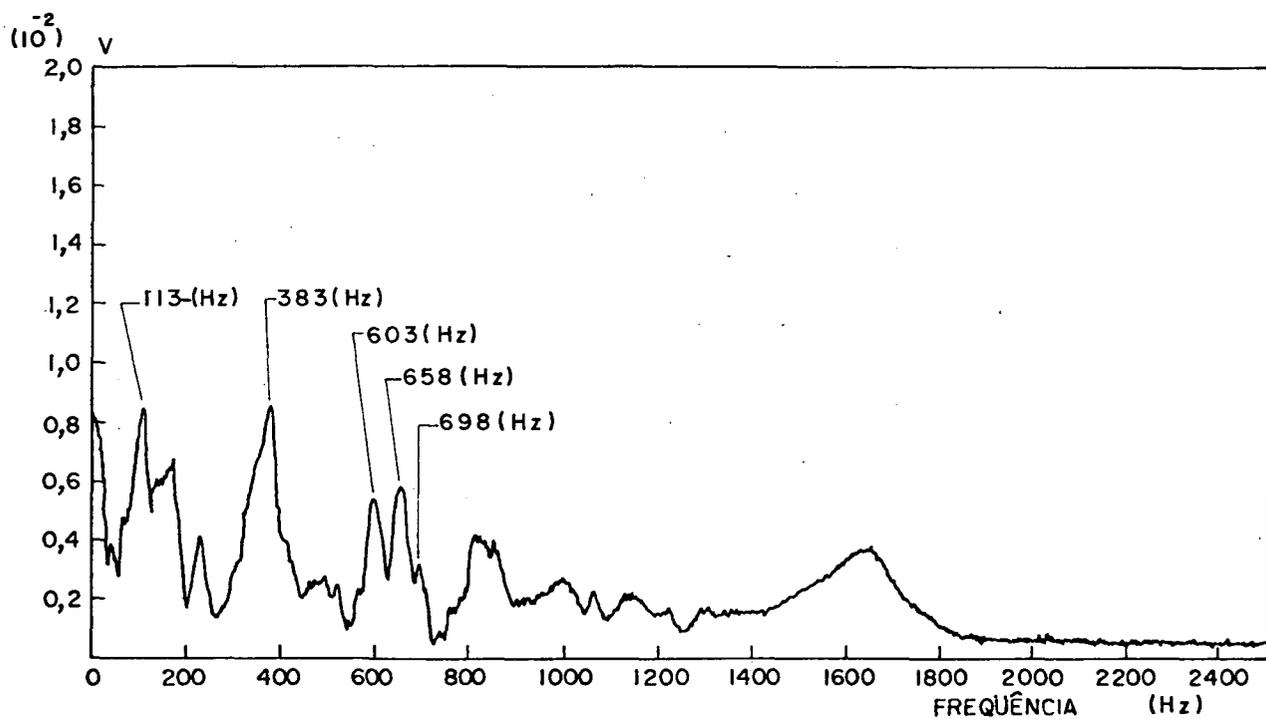


Figura 2.19 - Espectro tirado com o acelerômetro fixo próximo ao centro da engrenagem E.

Os resultados obtidos através do sistema de análise modal encontram-se nas figuras 2.20, 2.21 e 2.22.

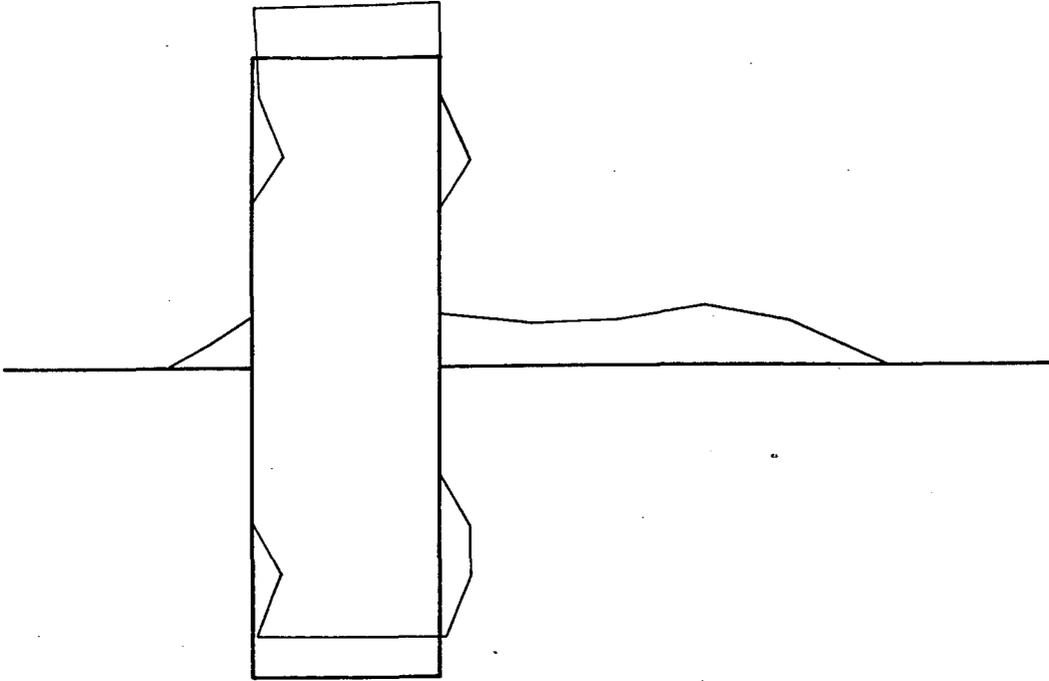


Figura 2.20 - Segundo modo de vibração do terceiro eixo, frequência = 103 Hz.

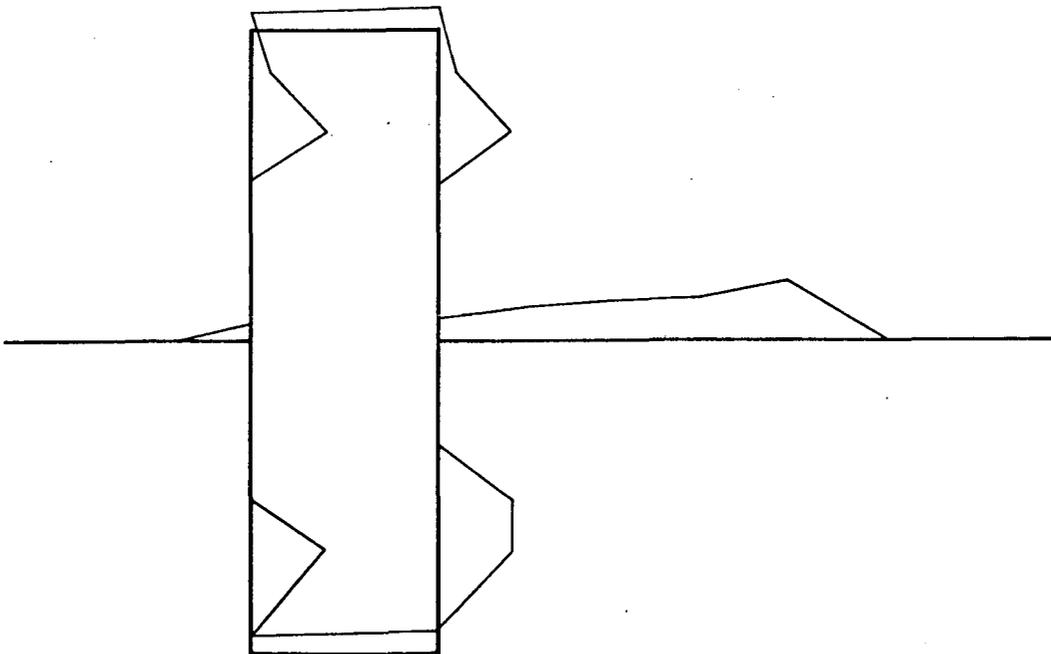


Figura 2.21 - Terceiro modo de vibração do terceiro eixo, frequência = 434 Hz.

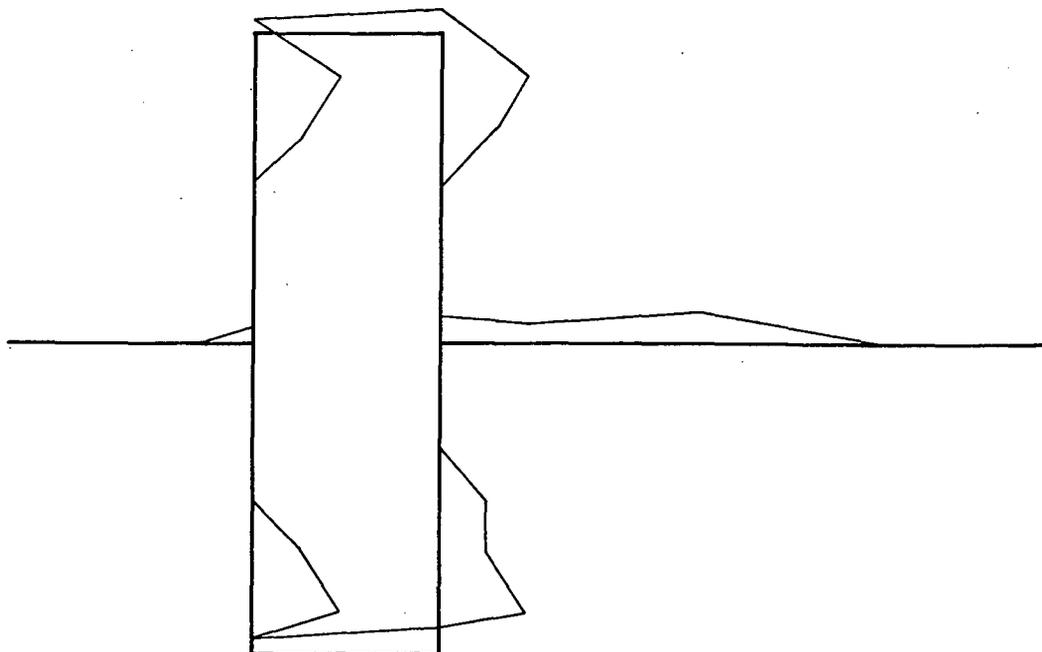


Figura 2.22 - Quarto modo de vibração do terceiro eixo, frequência = 734 Hz.

A tabela 2.3 mostra uma comparação entre os resultados fornecidos pelos dois métodos.

Nº do modo	Método do espectro de resposta (figuras 2.18, 2.19)	Método de análise modal (Figuras 2.20, 2.21 e 2.22)	
		Frequência média (Hz)	Fator de amortecimento médio (%)
1	45	-	-
2	113	103	11,39
3	445	434	11,26
4	756	734	2,10

Tabela 2.3 - Resultados fornecidos pelo espectro de resposta e análise modal para o terceiro eixo.

2.8.4- EIXO DE SAÍDA (Ver figura 2.8)

a) Diâmetro médio $D_4' \approx 0,15$ m;

b) Comprimento $L_4 \approx 0,565$ m;

c) N° de dentes da engrenagem helicoidal $Z_F = 79$;

d) Massa do eixo com engrenagem $M_4 \approx 65$ kg.

Os resultados das frequências naturais, fornecidos pelo espectro de resposta estão mostrados nas figuras 2.23, 2.24 e 2.25.

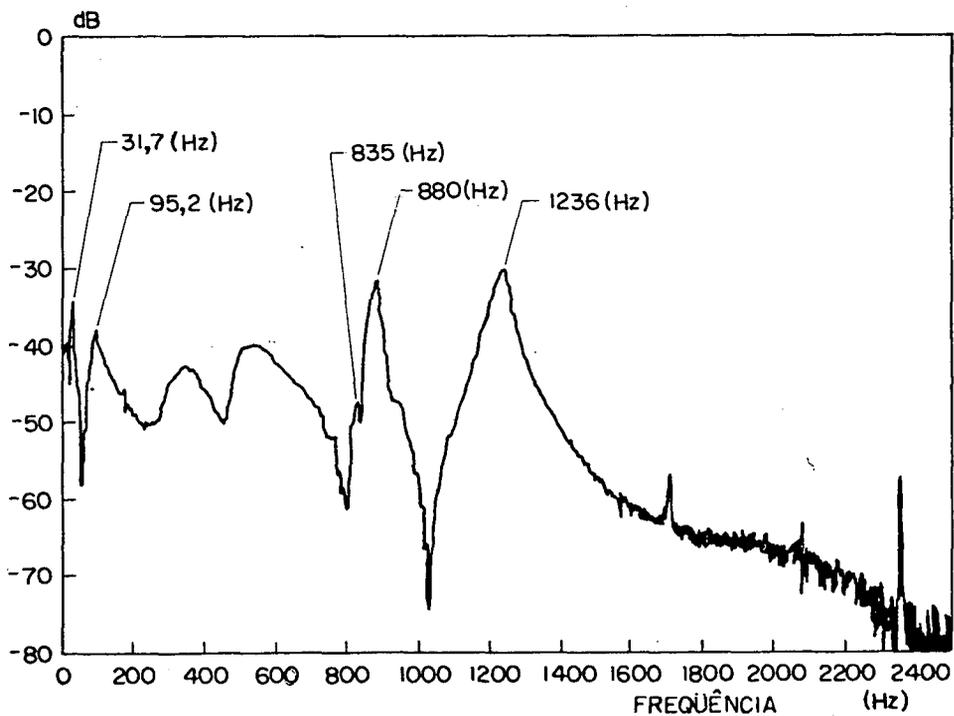


Figura 2.23 - Espectro tirado com o acelerômetro fixo na extremidade da engrenagem F.

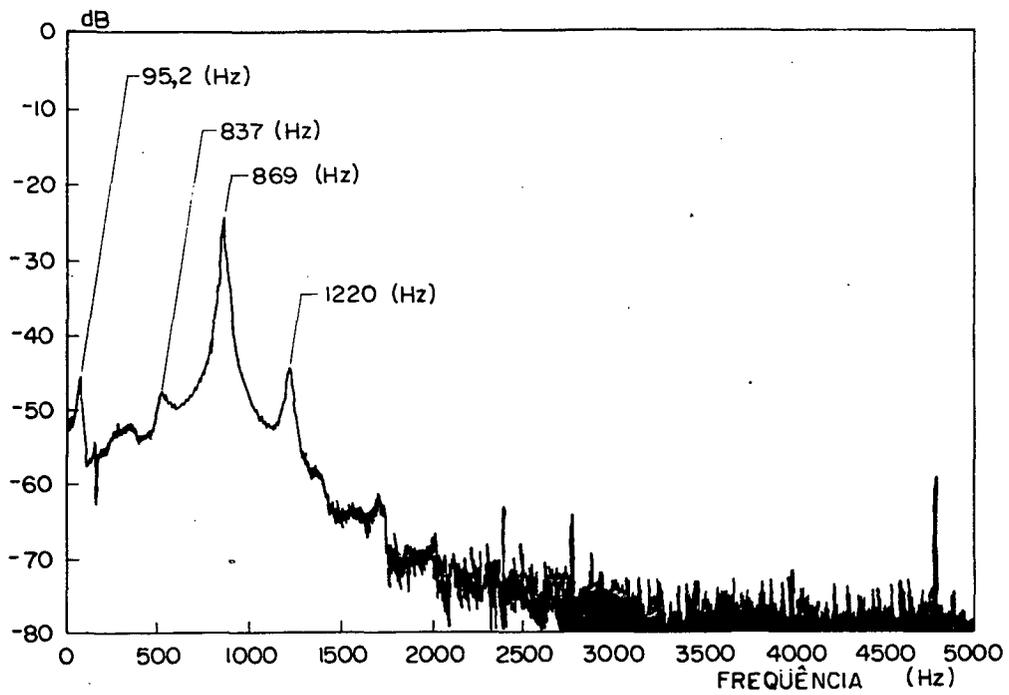


Figura 2.24 - Espectro tirado com o acelerômetro fixo na posição 4'.

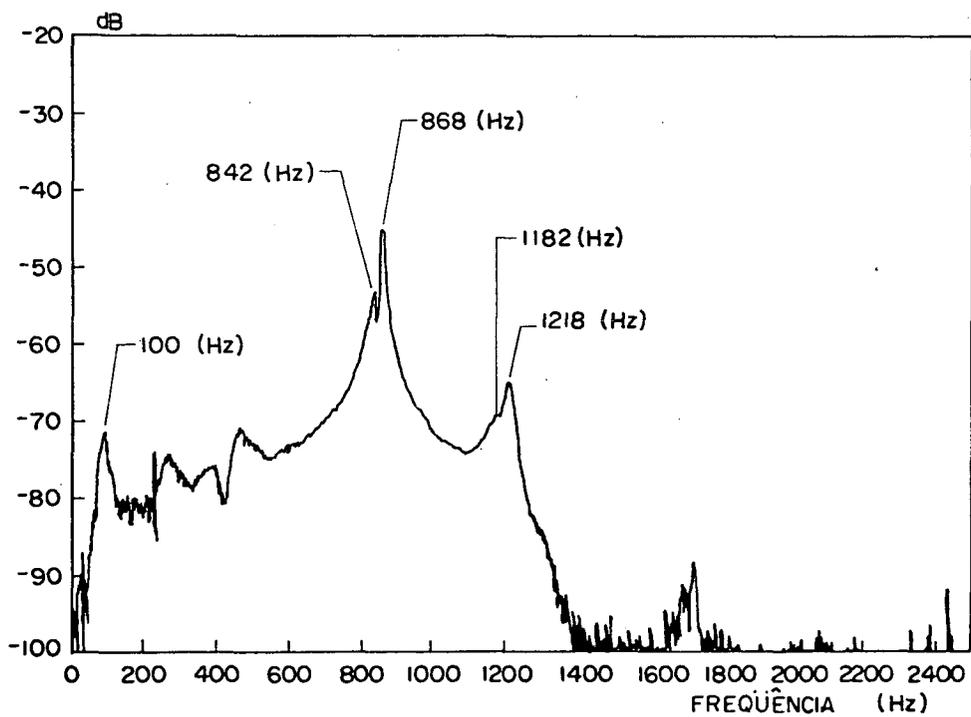


Figura 2.25 - Espectro tirado com o acelerômetro fixo na posição 5'.

Os resultados obtidos através do sistema de análise modal estão mostrados nas figuras 2.26, 2.27, 2.28, 2.29, 2.30, 2.31, 2.32, 2.33, 2.34, 2.35, 2.36 e tabela 2.4.

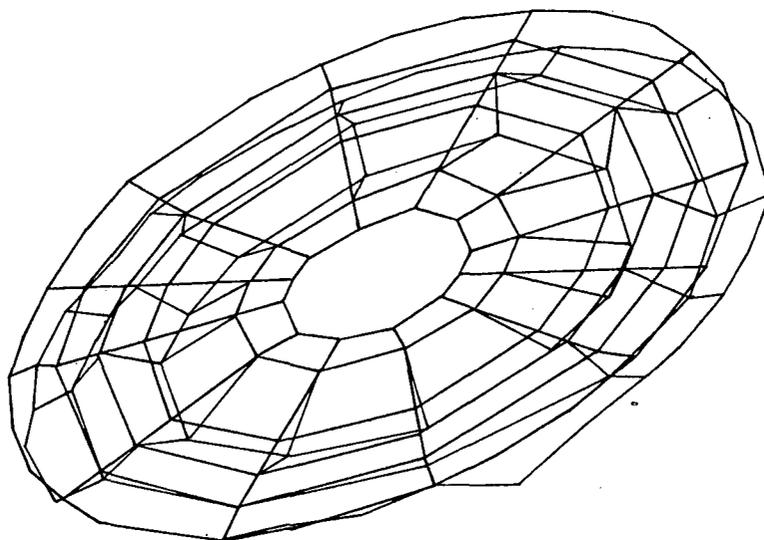


Figura 2.26 - Primeiro modo de vibração visto na engrenagem F do eixo de saída, vista (1,1,1), frequência = 30,9 Hz.



Figura 2.27 - Primeiro modo de vibração visto na engrenagem F, vista (-1,0,0), frequência = 30,9 Hz.

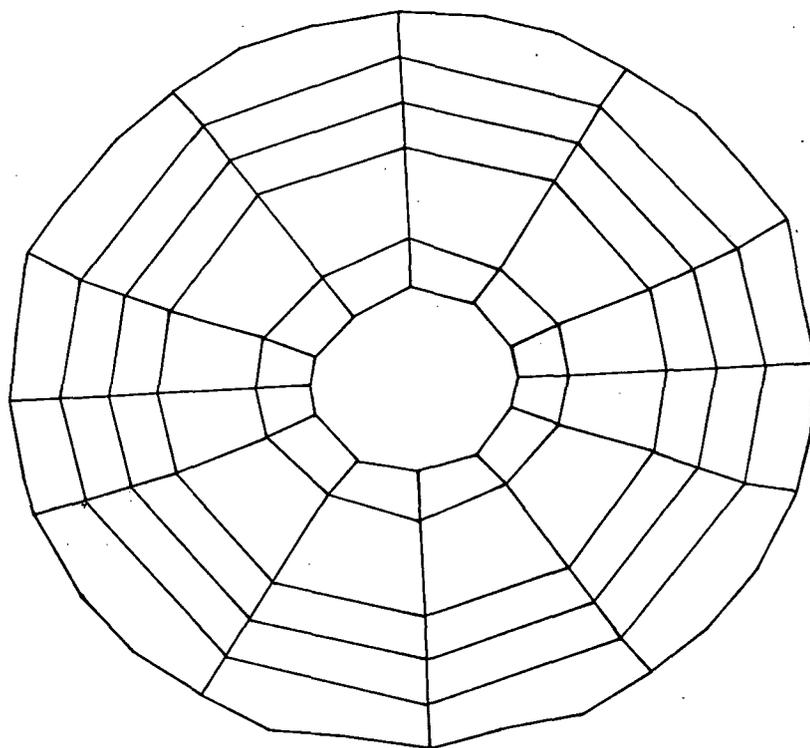


Figura 2.28 - Primeiro modo de vibração visto na engrenagem F, vista $(0,-1,0)$, frequência = 30,9 Hz.

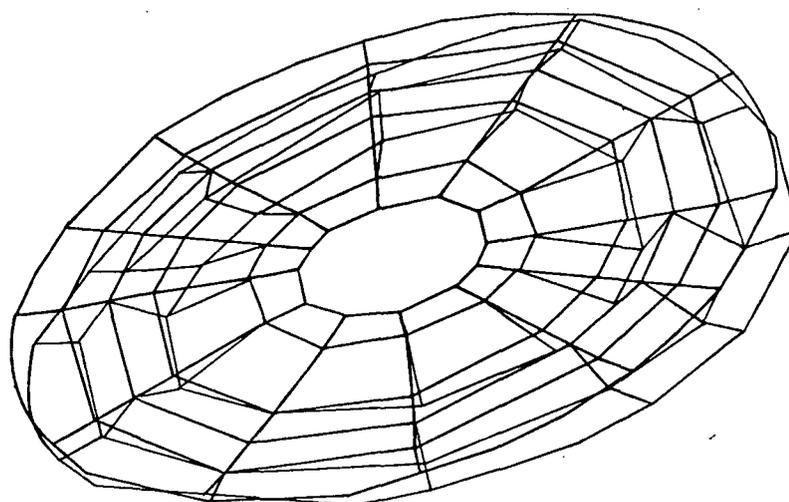


Figura 2.29 - Quarto modo de vibração visto na engrenagem F, vista $(1,-1,1)$, frequência = 847 Hz.



Figura 2.30 - Quarto modo de vibração visto na engrenagem F, vista $(0,0,-1)$, frequência = 847 Hz.

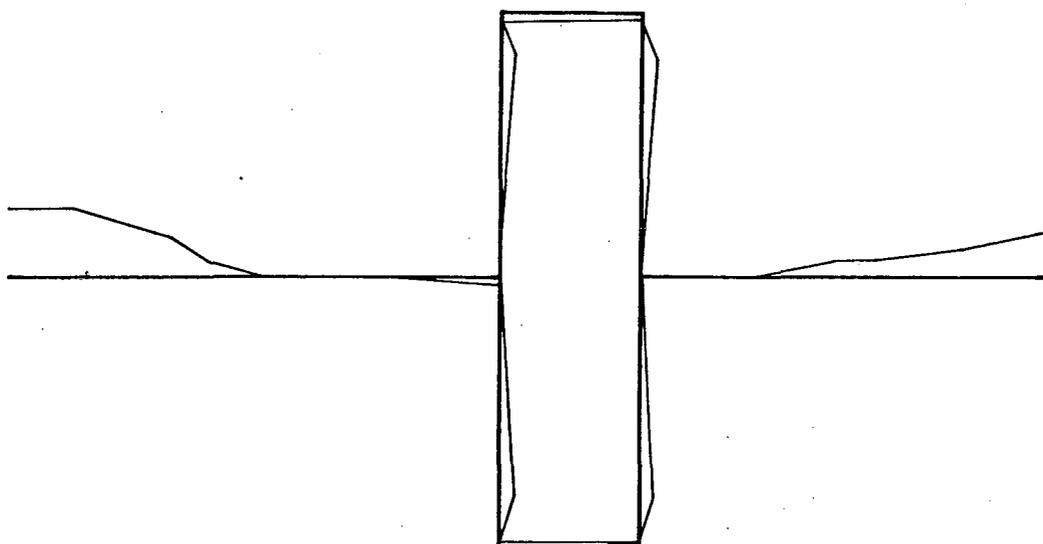


Figura 2.31 - Quarto modo de vibração do eixo de saída, frequência = 847 Hz.

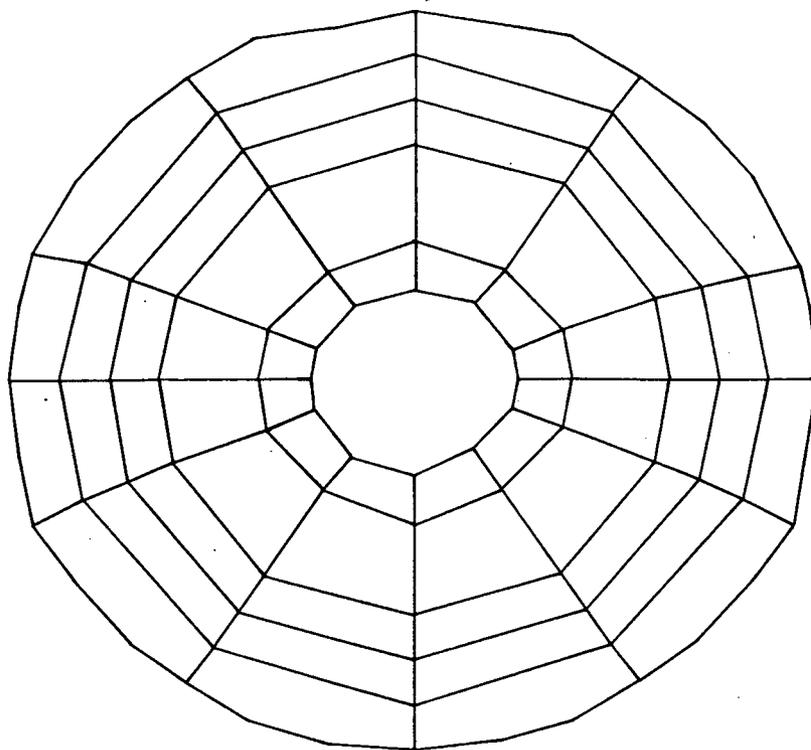


Figura 2.32 - Quarto modo de vibração visto na engrenagem F, vista (0,-1,1), frequência = 847 Hz.

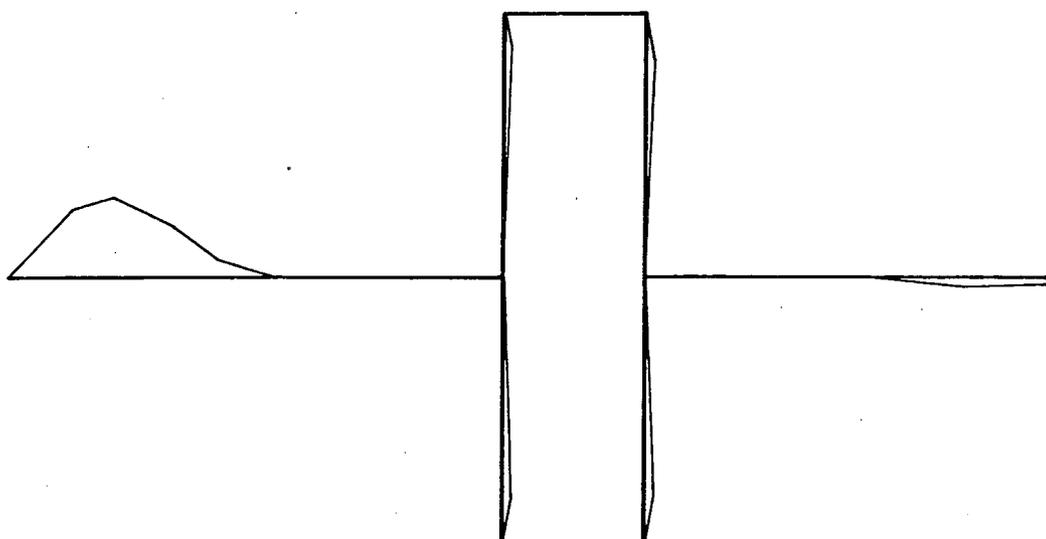


Figura 2.33 - Quinto modo de vibração do eixo de saída, frequência = 871 Hz.

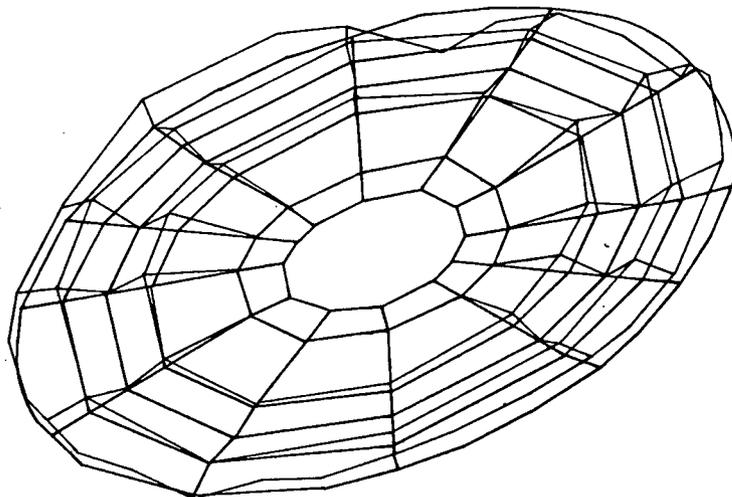


Figura 2.34 - Sexto modo de vibração visto na engrenagem F, vista $(1,-1,1)$, frequência = 1216 Hz.

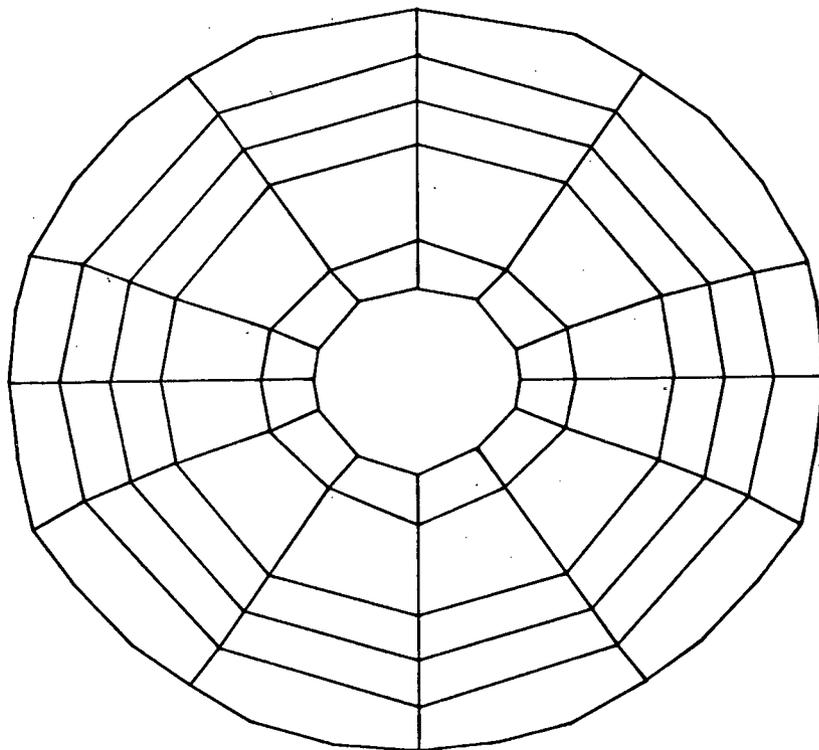


Figura 2.35 - Sexto modo de vibração visto na engrenagem F, vista $(0,-1,0)$ frequência = 1216 Hz.

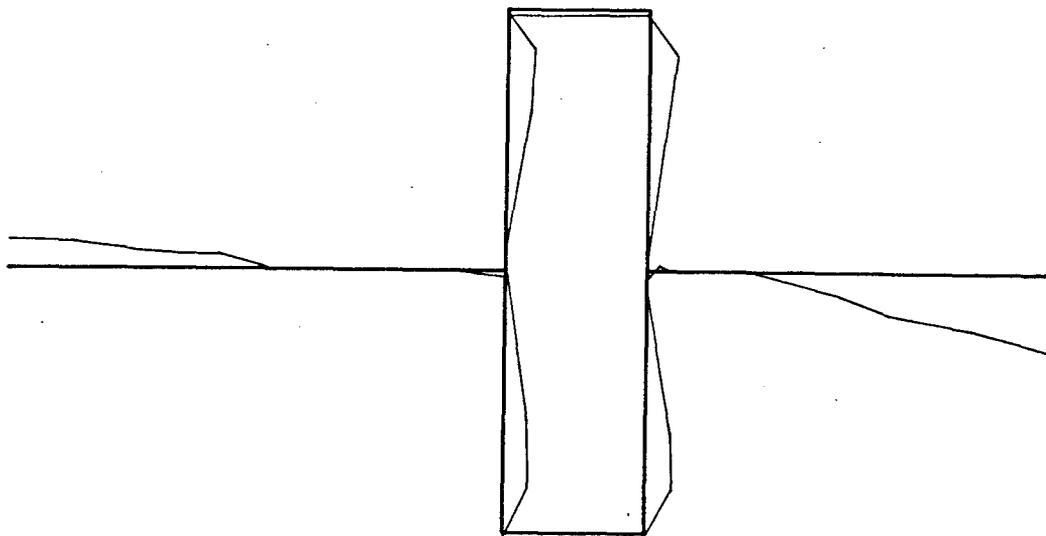


Figura 2.36 - Sexto modo de vibração do eixo de saída, frequência = 1216 Hz.

A tabela 2.4 fornece uma comparação entre os resultados fornecidos pelos dois métodos.

Nº do modo	Método do espectro de resposta (figuras 2.23, 2.24 e 2.25)	Método de análise modal (figuras 2.26, 2.27, 2.28, 2.29, 2.30, 2.31, 2.32, 2.33, 2.34, 2.35 e 2.36)	
		Frequência (Hz)	Fator de amortecimento médio (%)
		Frequência média (Hz)	
1	31,7	30,9	11,99
2	95,2	98,48	0,0072
3	842	847,27	0,4569
4	868	871,21	0,9195
5	1182	1205	1,0254
6	1218	1216	0,8047

Tabela 2.4 - Resultados fornecidos pelo espectro de resposta e análise modal para o eixo de saída.

2.8.5- CARÇAÇA (Ver figura 2.37)

- a) Comprimento $L \approx 0,6$ m;
- b) Largura $L' = 0,3$ m;
- c) Altura $h = 0,41$ m;
- d) Massa $M_C \approx 290$ kg.

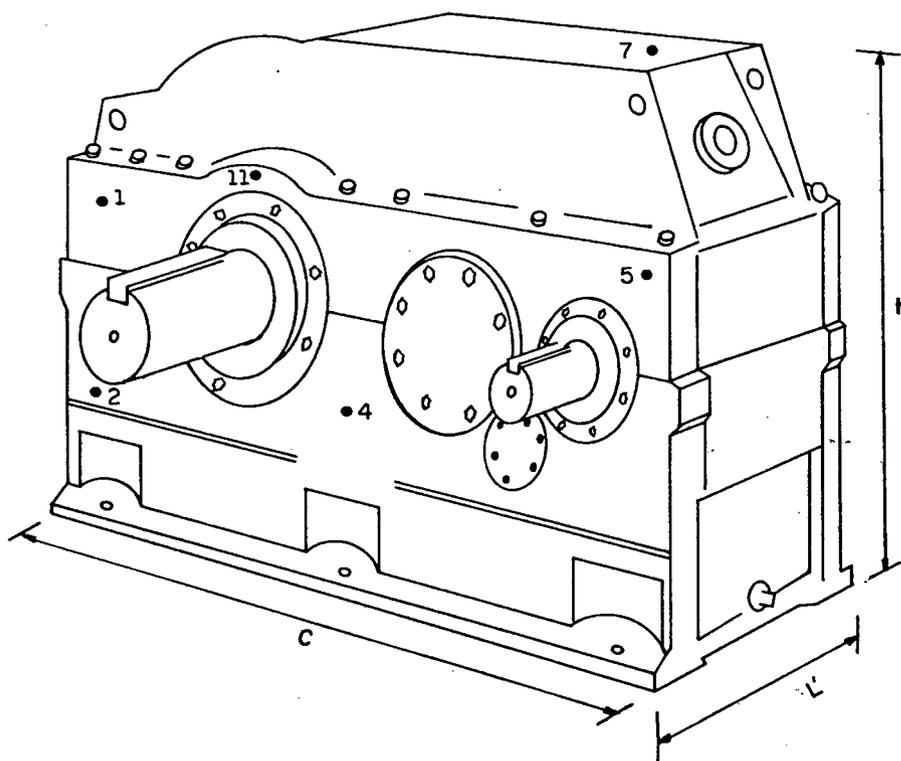


Figura 2.37 - Carçaça.

Os resultados das frequências naturais, fornecidos pelo espectro de resposta estão mostrados nas figuras 2.38, 2.39, 2.40 e 2.41.

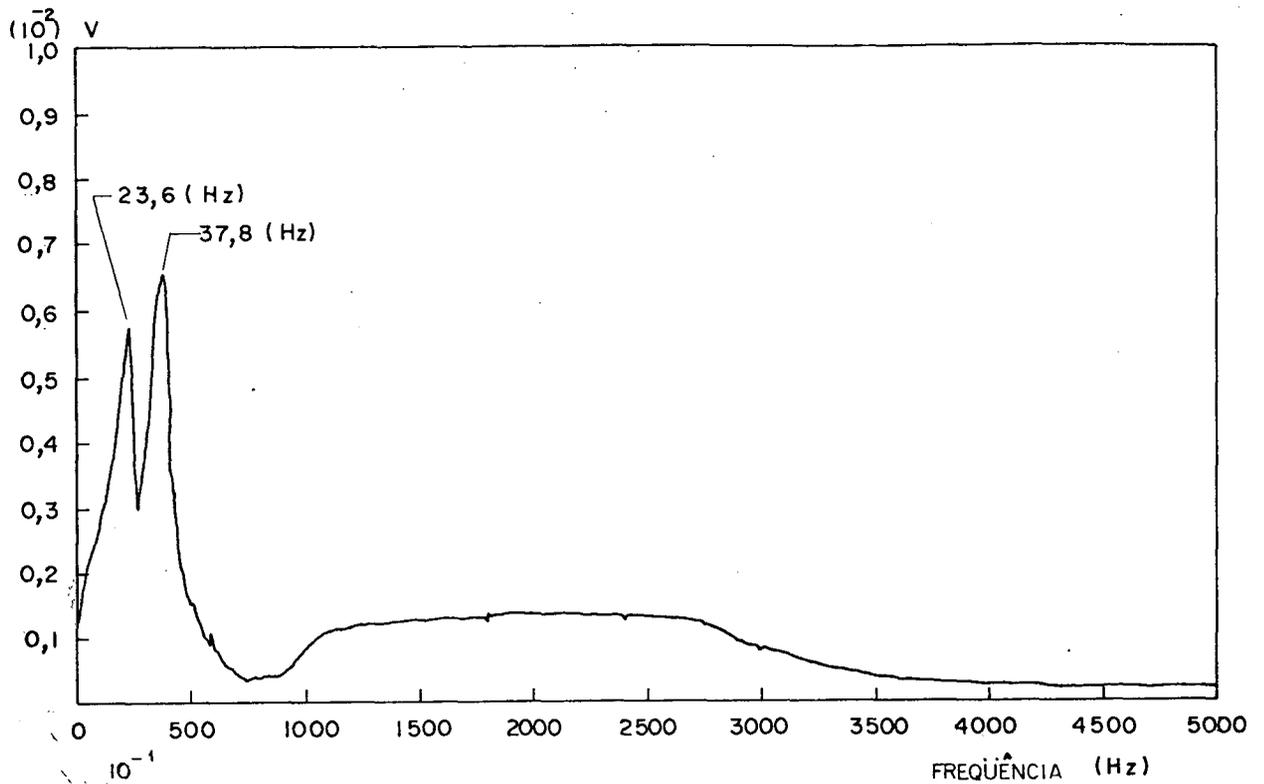


Figura 2.38 - Espectro tirado com o acelerômetro fixo na posição nº 2.

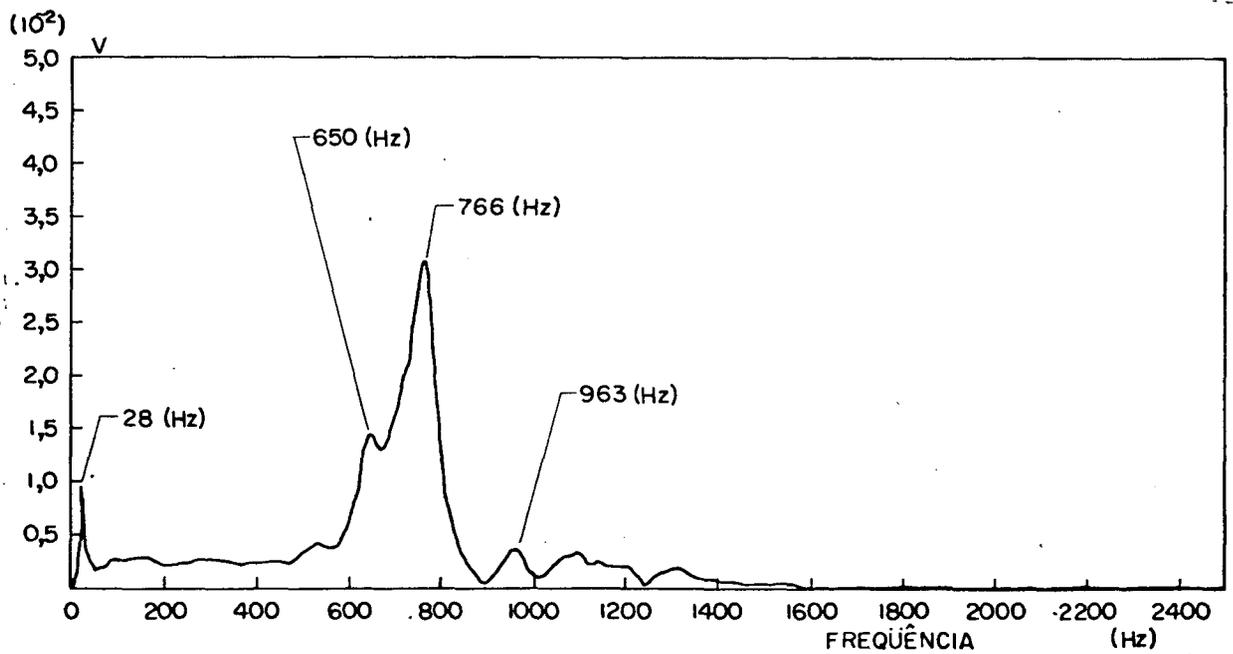


Figura 2.39 - Espectro tirado com o acelerômetro fixo na posição nº 5.

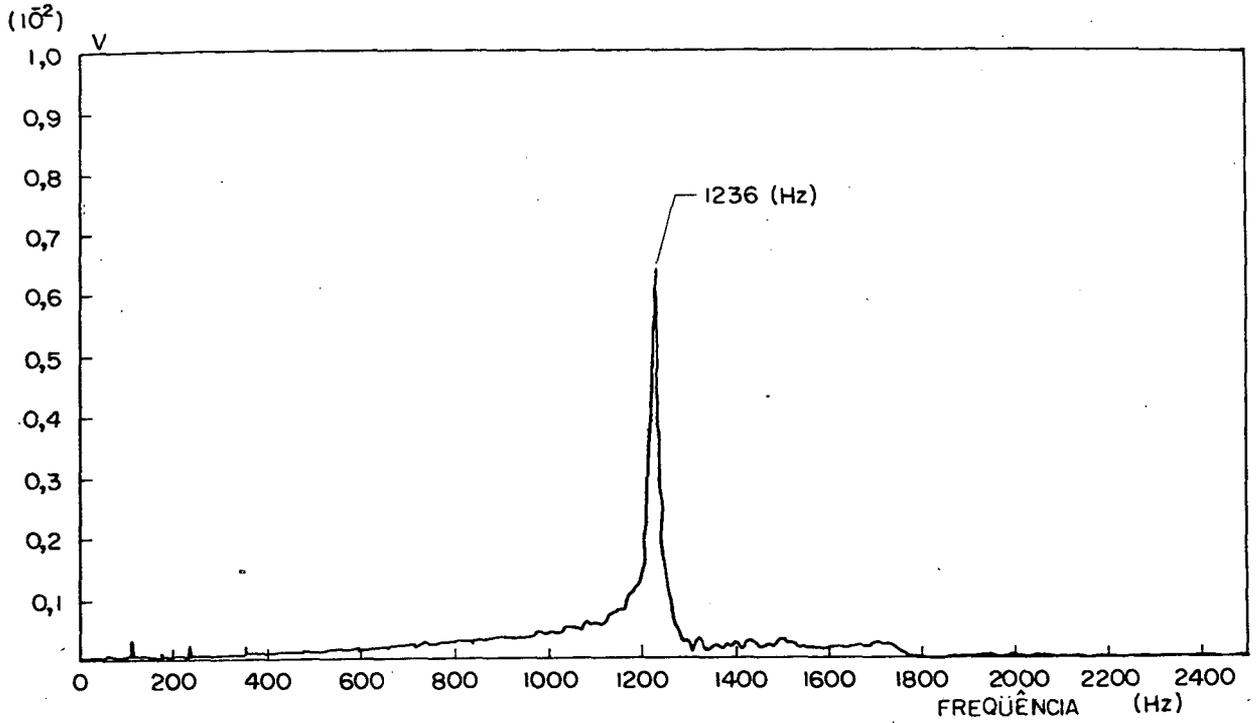


Figura 2.40 - Espectro tirado com o acelerômetro fixo na posição nº 7.

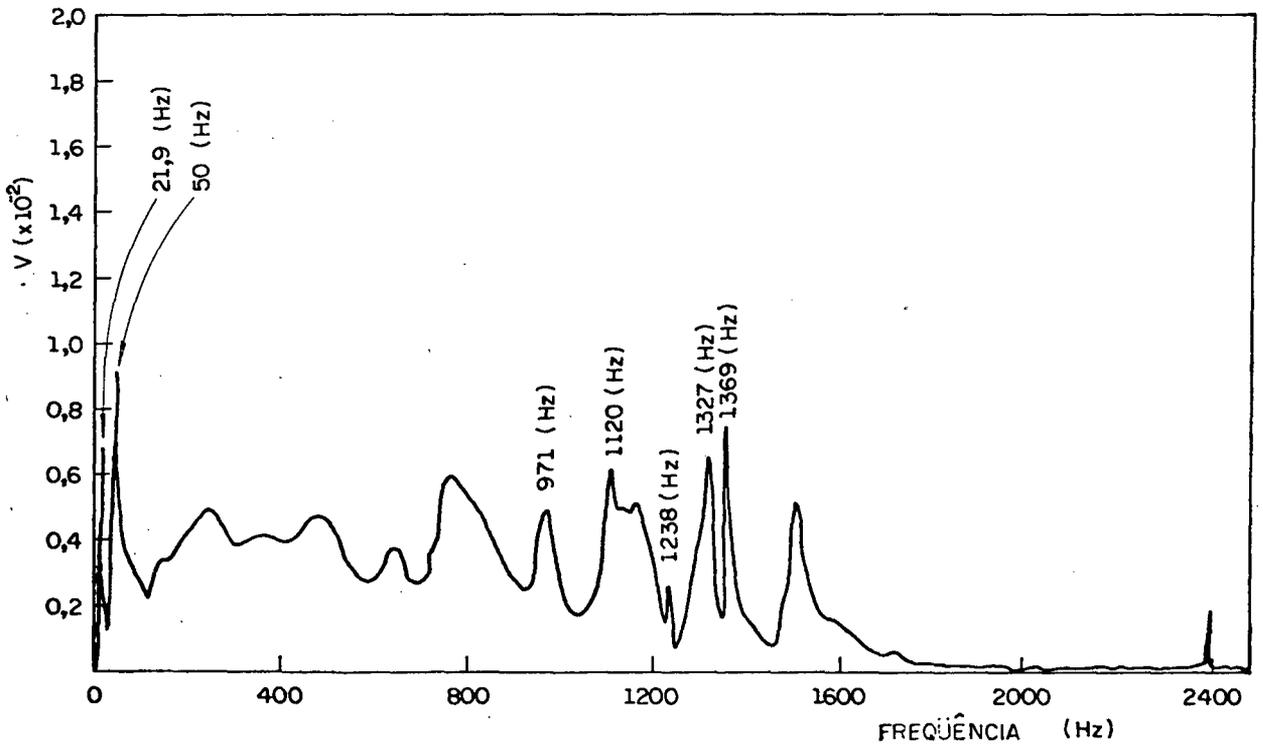


Figura 2.41 - Espectro tirado com o acelerômetro fixo na posição nº 2.

Os resultados obtidos através do sistema de análise modal encontram-se nas figuras 2.42, 2.43, 2.44, 2.45, 2.46, 2.47, 2.48, 2.49, 2.50, 2.51, 2.52 e 2.53.

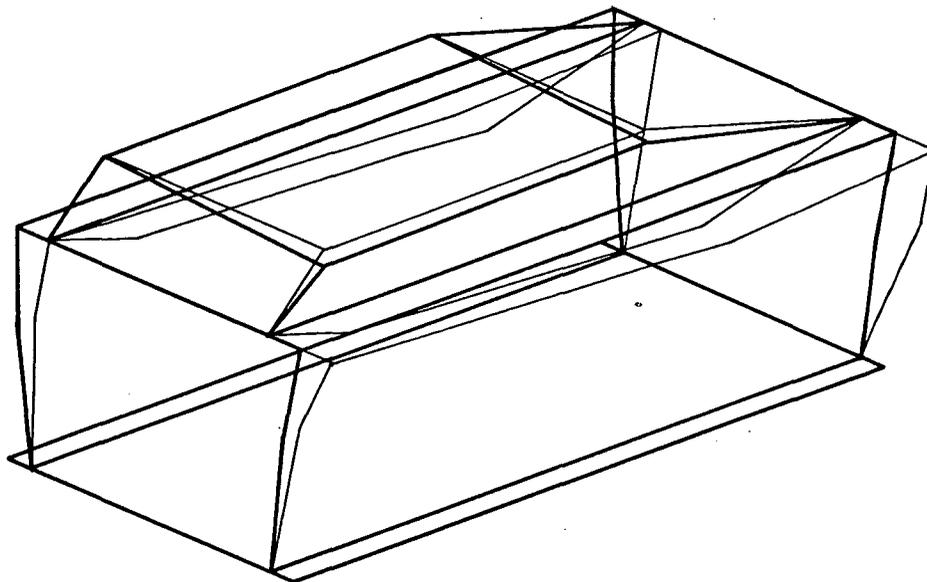


Figura 2.42 - Primeiro modo de vibração da carcaça, vista (1,1,1), frequência = 25 Hz.

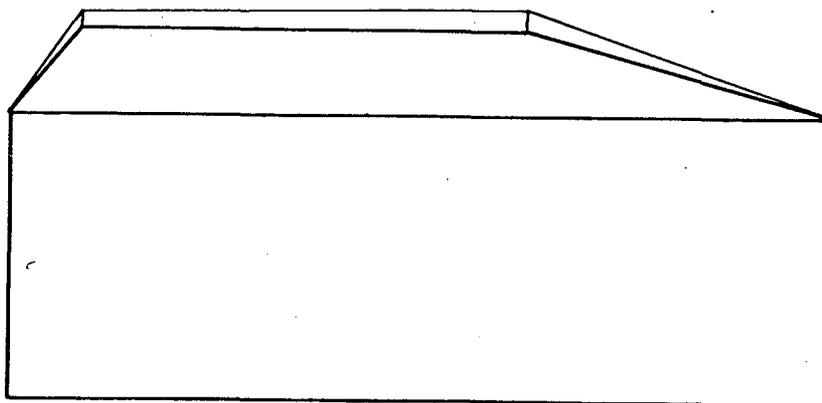


Figura 2.43 - Primeiro modo de vibração da carcaça, vista (0,1,0), frequência = 25 Hz.

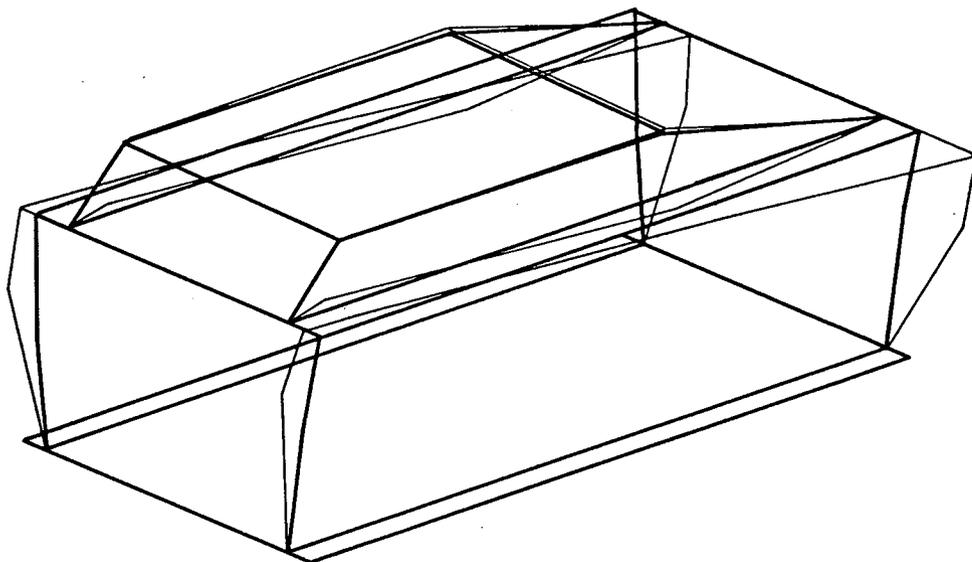


Figura 2.44 - Segundo modo de vibração da carcaça, vista (1,1,1), frequência = 37,9 Hz.

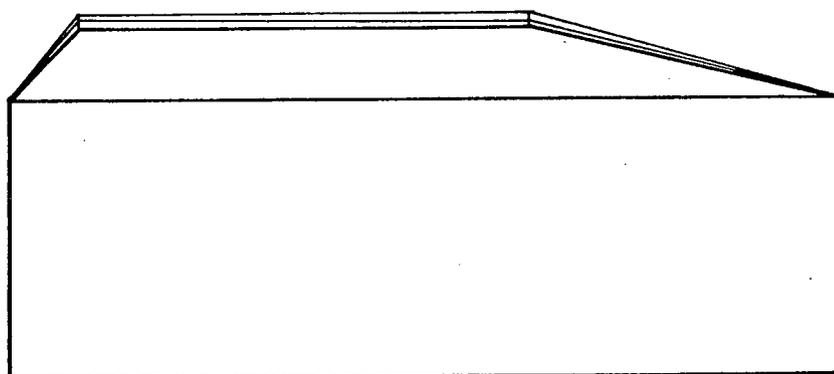


Figura 2.45 - Segundo modo de vibração da carcaça, vista (0,1,0), frequência = 37,9 Hz.

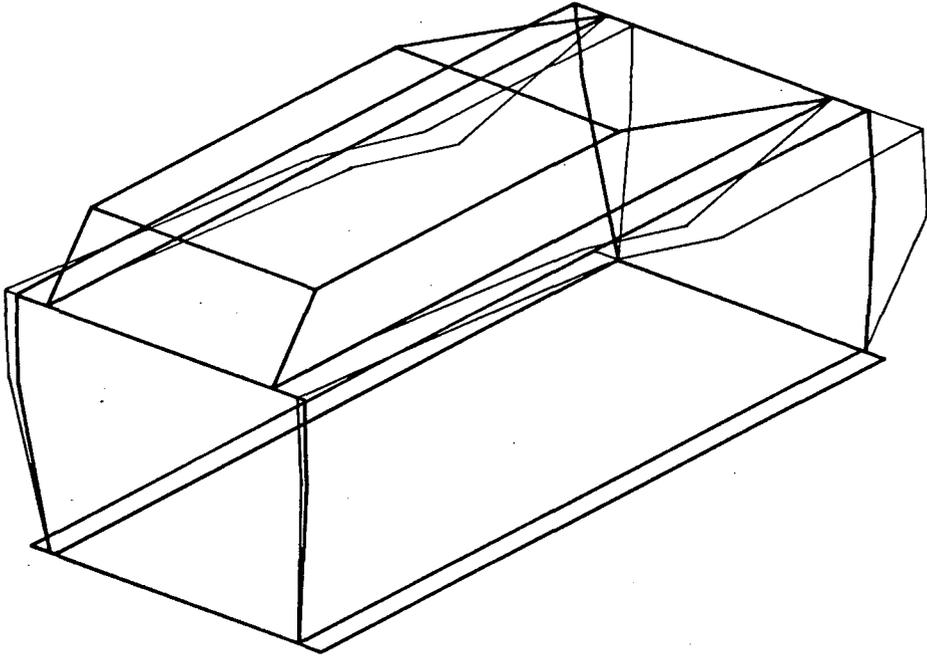


Figura 2.46 - Terceiro modo de vibração da carcaça, vista (1,1,1), frequência = 79,3 Hz.

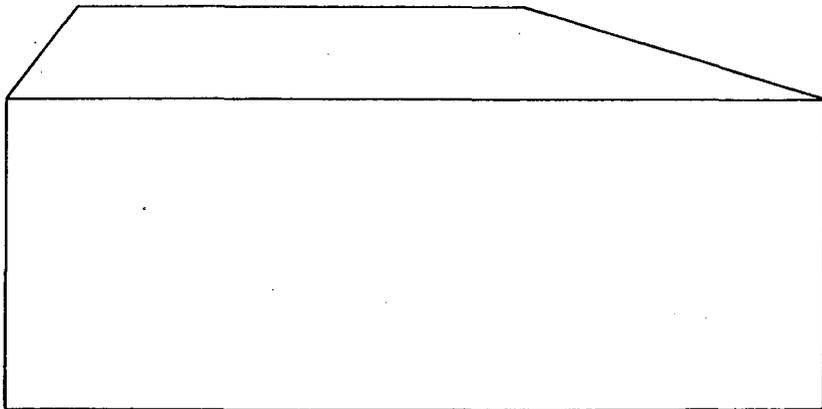


Figura 2.47 - Terceiro modo de vibração da carcaça, vista (0,1,0), frequência = 79,3 Hz.

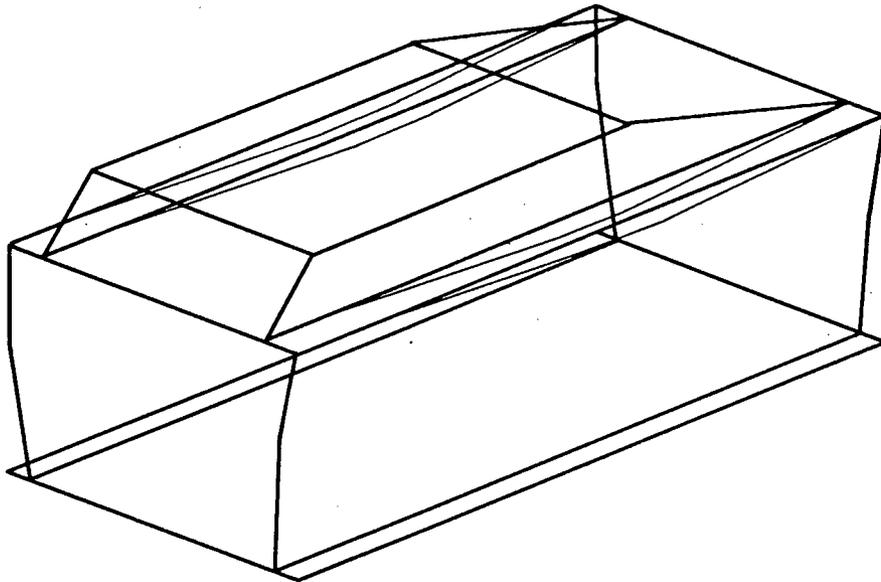


Figura 2.48 - Quarto modo de vibração da carcaça, vista (1,1,1), frequência = 661 Hz.

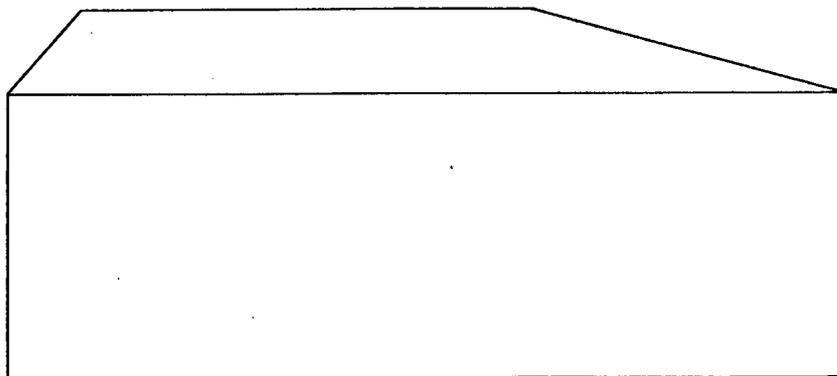


Figura 2.49 - Quarto modo de vibração da carcaça, vista (0,1,0), frequência = 661 Hz.

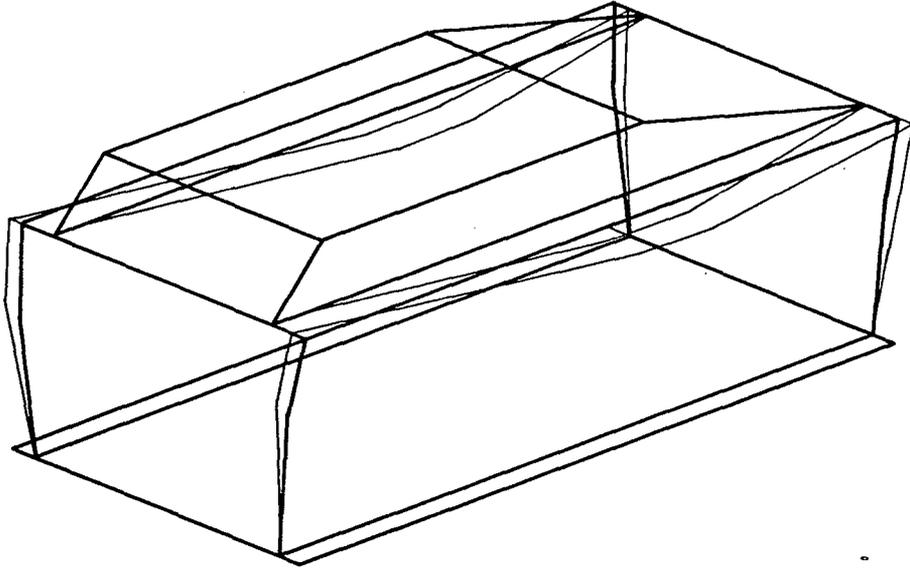


Figura 2.50 - Quinto modo de vibração da carcaça, vista (1,1,1), frequência = 760 Hz.

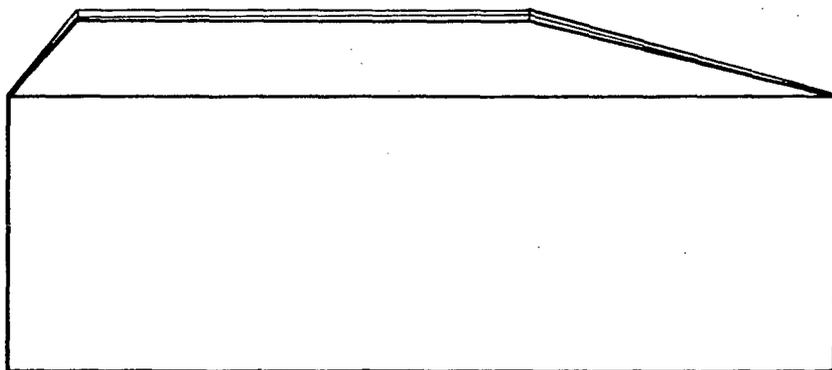


Figura 2.51 - Quinto modo de vibração da carcaça, vista (0,1,0), frequência = 760 Hz.

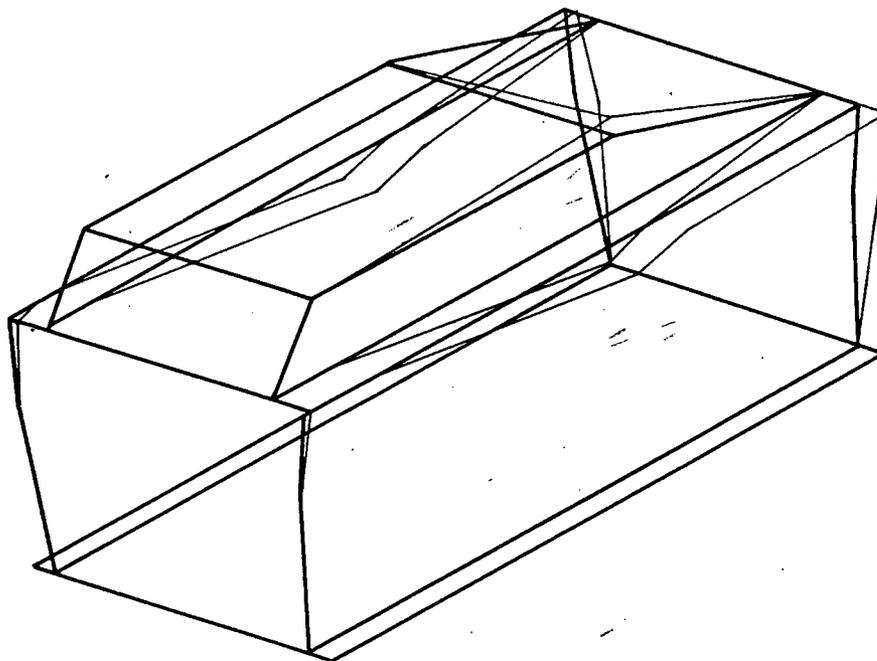


Figura 2.52 - Sexto modo de vibração da carcaça, vista (1,1,1), frequência = 965 Hz.

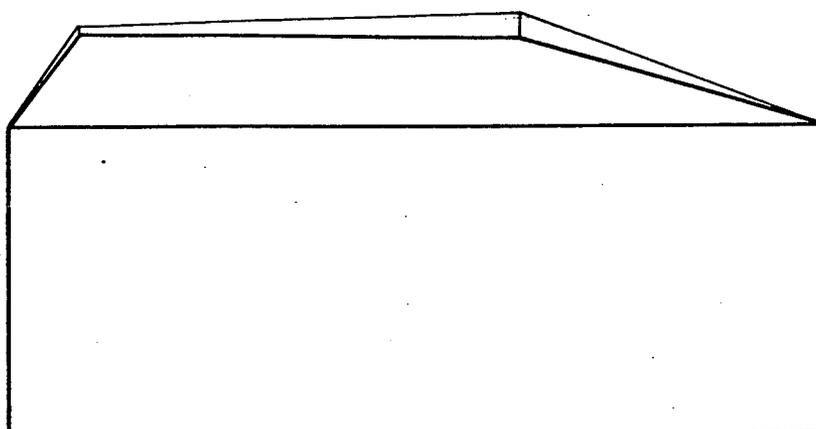


Figura 2.53 - Sexto modo de vibração da carcaça, vista (0,1,0), frequência = 965 Hz.

A tabela 2.5 mostra uma comparação entre os resultados obtidos pelos dois métodos.

Nº do modo	Método do espectro de resposta (figuras 2.38, 2.39, 2.40 e 2.41)	Método de análise modal (figuras 2.42, 2.43, 2.44, 2.45, 2.46, 2.47, 2.48, 2.49, 2.50, 2.51, 2.52 e 2.53)	
		Frequência (Hz)	Fator de amortecimento médio (%)
1	21,9	25	18,50
2	37,8	37,9	9,12
3	-	79,3	16,85
4	650	661	9,66
5	766	760	4,19
6	963	965	2,01
7	1120	1115,3	1,2856
8	1238	1239	0,3178

Tabela 2.5 - Resultados obtidos através do espectro de resposta e sistema de análise modal para a carcaça.

2.9- COMENTÁRIOS DOS RESULTADOS

O sistema tem como frequência de entrada $f_{m1} = 29$ Hz, por ser esta a rotação (dado de placa) do motor elétrico usado para acionar o redutor de engrenagens.

Foram identificadas as características de vibração (frequências naturais, modos de vibração e fatores de amortecimento) para cada parte do redutor, a saber:

- a) eixo de entrada com engrenagem A;
- b) segundo eixo com engrenagem B e C;
- c) terceiro eixo com engrenagens D e E;
- d) eixo de saída com engrenagem F e
- e) carcaça.

a) Eixo de entrada

Para o eixo de entrada, foi observado que as frequências de excitações (entrada $f_{m_1} = 29 \text{ Hz}$, primeiro engrenamento $f_{g_1} = 348 \text{ Hz}$), encontram-se afastadas das frequências naturais do referido eixo 593 Hz e 606 Hz . Embora o vigésimo harmônico de f_{m_1} , 580 Hz , esteja próximo da primeira frequência natural, $593,5 \text{ Hz}$, deste referido eixo (ver tabela 2.1).

b) Segundo eixo

O segundo eixo possui as seguintes frequências de excitações: primeiro engrenamento, 348 Hz , segundo engrenamento, $f_{g_2} = 66,6 \text{ Hz}$. Observa-se que f_{g_2} e seus segundo ($133,2 \text{ Hz}$) e décimo (666 Hz) harmônicos estão próximos da segunda ($63,8 \text{ Hz}$), quarta ($138,6 \text{ Hz}$) e quinta (686 Hz) frequências naturais deste referido eixo (ver tabela 2.2).

c) Terceiro eixo

O terceiro eixo possui as seguintes frequências de excitações: segundo engrenamento, $66,6 \text{ Hz}$, e terceiro engrenamento, $f_{g_3} = 11,8 \text{ Hz}$. Observa-se que o quarto harmônico de f_{g_3} ($47,2 \text{ Hz}$)

está próximo da primeira frequência natural (45 Hz) deste referido eixo (ver tabela 2.3).

d) Eixo de saída

O eixo de saída possui as seguintes frequências de excitações: terceiro engrenamento, 11,8 Hz, e a sua frequência de rotação, $fm_4 = 0,14$ Hz. Observa-se que o terceiro (35,4 Hz) e o oitavo (94,4 Hz) harmônicos da frequência de engrenamento $fg_3 = 11,8$ Hz estão próximos da primeira (31,7 Hz) e da segunda (95,2 Hz) frequências naturais deste referido eixo (ver tabela 2.4).

e) Carcaça

A carcaça possui as seguintes frequências de excitações: entrada $fm_1 = 29$ Hz, primeiro engrenamento, $fg_1 = 348$ Hz, rotação do segundo eixo, $fm_2 = 4,7$ Hz, segundo engrenamento, $fg_2 = 66,6$ Hz, rotação do terceiro eixo, $fm_3 = 0,78$ Hz, terceiro engrenamento, $fg_3 = 11,7$ Hz, e rotação de saída, $fm_4 = 0,14$ Hz. Foi observado que: a frequência de entrada ($fm_1 = 29$ Hz) encontra-se próxima da primeira (25 Hz) frequência natural da carcaça; o primeiro (696 Hz) e o segundo (1044 Hz) harmônicos da frequência de engrenamento ($fg_1 = 348$ Hz) encontram-se próximos da quinta (760 Hz) e sétima (1115,3 Hz) frequências naturais da carcaça, e o segundo (22,6 Hz) e o terceiro (35,4 Hz) harmônicos da frequência de engrenamento ($fg_3 = 11,3$ Hz) encontram-se também próximos da primeira (25 Hz) e segunda (37,9 Hz) frequências naturais da carcaça (ver tabela 2.5).

2.10 - FREQUÊNCIAS CARACTERÍSTICAS DOS ROLAMENTOS

Para cada tipo de rolamento usado no sistema (reductor de engrenagens), as frequências características médias de rotação podem ser calculadas mediante equações encontradas em [2.06]. Estas, juntamente com as velocidades de rotações e número de dentes das engrenagens, proporcionarão a elaboração de um diagrama de referência para diagnóstico, o qual deve ser elaborado para cada máquina (ver tabela 2.6).

Frequência (Hz)	Referência
$f_{m1} = \frac{\text{rpm}}{60}$	Anel interno e eixo de entrada
$f_2 = \frac{f_{m1}}{2} \left(1 - \frac{d}{p} \cdot \cos \alpha\right)$	Translação da gaiola
$f_3 = \frac{f_{m1}}{2} \cdot N \left(1 + \frac{d}{p} \cos \alpha\right)$	Rolete, relativa ao anel interno
$f_4 = B' \cdot f_2$	Rolete, relativa ao anel externo
$f_5 = \frac{p}{d} \cdot f_2$	Rotação do rolete

Tabela 2.6 - Expressões para o cálculo das frequências características dos rolamentos.

onde: rpm é a rotação do eixo de entrada e do anel interno em rotações/minuto;

B' é o número de roletes;

d é o diâmetro médio dos roletes em (m);

p é o diâmetro primitivo do rolamento em (m);

α é o ângulo de contato em ($^\circ$)

Os valores das frequências características dos rolamentos usados no redutor de engrenagens estão mostrados na tabela 2.7.

2.11- FREQUÊNCIA DE ENGRENAMENTO

$$f_g = \frac{\text{rpm}}{60} \cdot Z$$

Onde:

rpm é a rotação do eixo em rotação/minuto

Z é o número de dentes da engrenagem.

As frequências de engrenamentos f_{g_n} , $n = 1, 2, 3$ são mostradas na tabela 2.8.

Rolamentos do redutor	B'	d m	p m	α°	f_1 Hz	f_2 Hz	f_3 Hz	f_4 Hz	f_5 Hz	Tipo
Rolamentos do eixo nº 1	13	0,0086	0,049	9,5	29	12,05	221,8	156,6	68,6	TIMKEND 3198
Rolamentos do eixo nº 2	12	0,0085	0,041	6	4,79	1,9	34,6	22,8	9,16	TIMKEND
Rolamentos do eixo nº 3	18	0,0105	0,076	13	0,789	0,341	8,05	6,13	2,46	TIMKENDHM 807010
Rolamentos do eixo nº 4	18	0,0145	0,0995	11,3	0,149	0,063	1,53	1,134	0,432	TIMKEND H 414210

Tabela 2.7 - Frequências características dos rolamentos.

Componente	freqüência natural (Hz)	freqüência de rotação (Hz)	freqüência dos rolamentos (Hz)	freqüências de engrenamentos (Mesh Freq.)
Eixo de entrada	576 606	$fm_1 = 29$	$f_1 = 29$ $f_2 = 12,05$ $f_3 = 221,8$ $f_4 = 156,6$ $f_5 = 68,6$	$fg_1 = 348$ Hz
Segundo eixo	44 67,5 96 136 667 760	$fm_2 = 4,76$	$f_1 = 4,76$ $f_2 = 1,9$ $f_3 = 34,6$ $f_4 = 22,8$ $f_5 = 9,16$	$fg_2 = 66,6$ Hz
Terceiro eixo	45 113 445 756	$fm_3 = 0,789$	$f_1 = 0,789$ $f_2 = 0,341$ $f_3 = 8,05$ $f_4 = 6,13$ $f_5 = 2,46$	$fg_3 = 11,8$ Hz
Eixo de saída	31,7 95,2 844 868 1182 1218	$fm_4 = 0,149$	$f_1 = 0,149$ $f_2 = 0,063$ $f_3 = 1,53$ $f_4 = 1,134$ $f_5 = 0,432$	
Carcaça	25 37,9 79,3 661 760 965 1115,3 1239			

Tabela 2.8 - Freqüências dos componentes individuais.

2.12- CONCLUSÕES

Foram analisados todos os componentes do redutor de engrenagens, isoladamente. Tornaram-se conhecidas as frequências naturais, os modos de vibração e os fatores de amortecimento para cada componente do redutor.

Após a análise de todas as frequências de excitações e ressonâncias, foi notado que para a frequência de rotação de entrada (dado de placa do motor elétrico = 29 Hz) o redutor apresentará sensíveis níveis de vibrações, devido às seguintes razões:

a) A frequência de engrenamento $fg_2 = 66,6 \text{ Hz}$ e seus segundo (133,2 Hz) e décimo (666 Hz) harmônicos estão próximos da segunda (67,5 Hz), quarta (136 Hz) e quinta (667 Hz) frequências naturais do segundo eixo.

b) O terceiro (35,4 Hz) e oitavo (94,4 Hz) harmônicos da frequência de engrenamento $fg_3 = 11,8 \text{ Hz}$ estão próximos da primeira (31,7 Hz) e segunda (95,2 Hz) frequências naturais do eixo de saída.

c) A frequência de entrada $fm_1 = 29 \text{ Hz}$ encontra-se próxima da primeira (25 Hz) frequência natural da carcaça. O segundo (22,6 Hz) e terceiro (35,4 Hz) harmônicos da frequência de engrenamento $fg_3 = 11,8 \text{ Hz}$ encontram-se próximos da primeira (25 Hz) e segunda frequência natural da carcaça.

d) O primeiro (696 Hz) e o segundo (1044 Hz) harmônicos da frequência de engrenamento $fg_1 = 348 \text{ Hz}$ encontram-se próximos às frequências do quinto (760 Hz) e sétimo (1115,3 Hz) modos

de vibração da carcaça.

Recomenda-se que alterações sejam feitas de modo a evitar aproximações entre as frequências de excitação e as frequências naturais acima citadas; pois, surgindo uma falha em um elemento envolvido na geração de frequência de excitação, será produzido um pulso que poderá excitar as frequências naturais dos componentes em contato, provocando ressonâncias. Estas provocarão aumento de níveis de vibração, favorecendo a fadiga e chegando até a provocar quebra do componente.

2.13 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS - CAPÍTULO 2

- [2.01] RANSEY, K.A. *Effective Measurements for Structural Dynamics Testing*. Part 1.
- [2.02] TAYLOR, J.I. *Identification of Gear Defects by Vibration Analysis*. Machinery Vibration Monitoring and Analysis Series, Vibration Institute, april 1979.
- [2.03] JACOBS, R.W. *Diagnosing Gearbox Problems Involving Major Machine Elements: Bearings, Couplings, Shafts and Gears*. Presented: Plant Engineering and Maintenance Conference / East, dec. 1979.
- [2.04] GERGES, S.N.Y. *Curso Intensivo de Processamento Digital de Sinais*. Brüel & Kjaer do Brasil, São Paulo, 1983.
- [2.05] HEWLETT-PACKARD COMPANY. *5451 C Fourier Analyzer System Manuals*.
- [2.06] MARTINS, L.G. e GERGES, S.N.Y. *Deteção de Falhas em Rolamentos através de Monitoramento e Análise de Vibrações*. COBEM 82, Uberlândia, 13-16 de Dezembro de 1983.

C A P Í T U L O 3

VERIFICAÇÃO DA MONTAGEM DO SISTEMA E MEDIÇÃO DOS SINAIS DE VIBRAÇÃO

3.1- GENERALIDADES

O modelo matemático que será apresentado no Capítulo 5, representando o sinal de vibração gerado em um engrenamento, leva em consideração apenas um par engrenado. Assim, na seqüência deste trabalho, se faz necessário ter um par de engrenagens, como é mostrado na figura 3.1.

A avaliação das condições de funcionamento da montagem do sistema tem como finalidade detectar prováveis defeitos de fabricação, ou originados pela interferência humana, quando da montagem do mesmo.

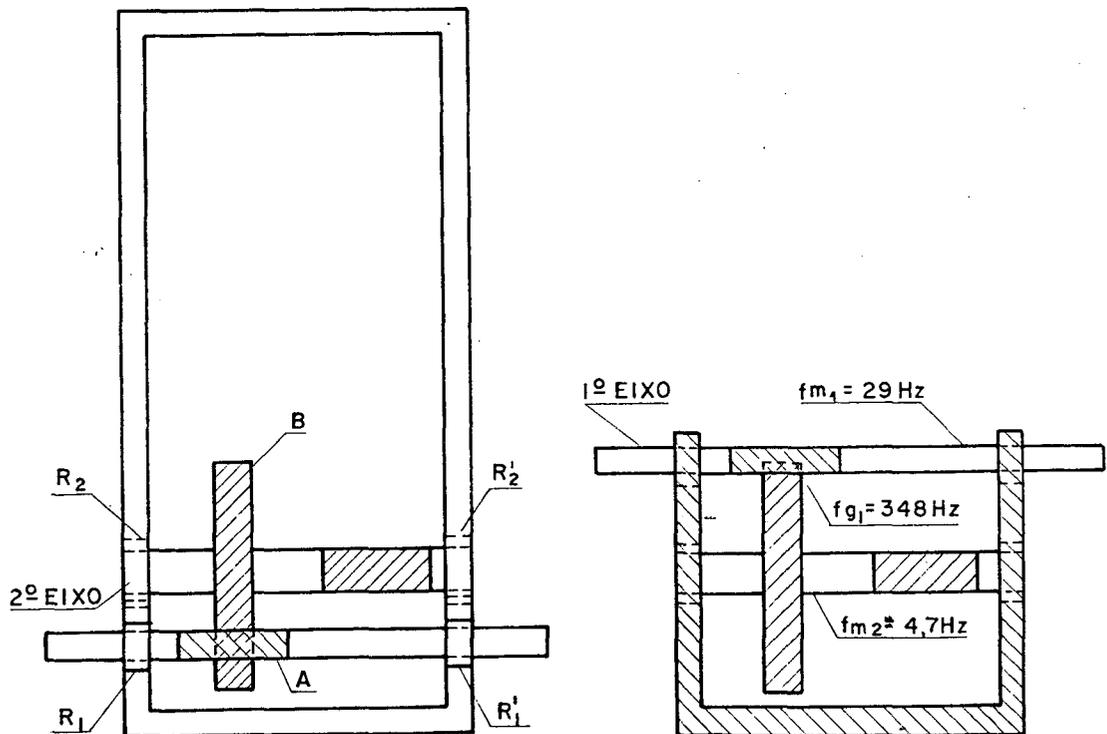


Figura 3.1 - Redutor de engrenagens com um engrenamento.

Com este fim, foram feitas medições de sinais de vibração no tempo (valores de pico e RMS) e análises em frequência dos sinais captados com amplitudes em dB, em diferentes pontos do sistema, da sua base e do piso.

3.2- MONTAGEM

A figura 3.2 mostra a montagem do sistema em estudo, que consiste de:

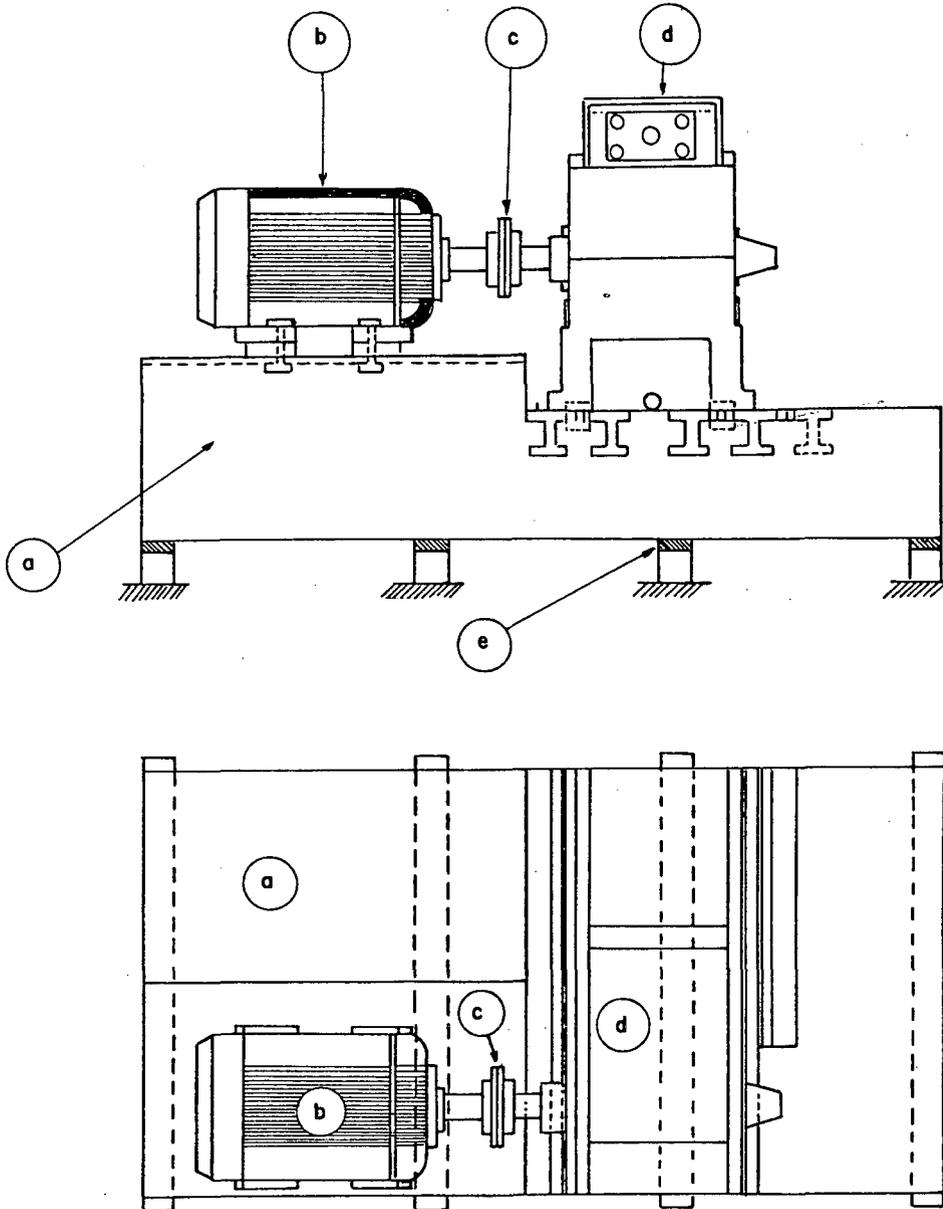


Figura 3.2 - Montagem do sistema.

- a) base construída em concreto e aço com um volume $V' \approx 0,2557 \text{ m}^3$ e uma massa $M_b \approx 606,48 \text{ kg}$. Esta tem aproximadamente 1,4 vezes a massa do conjunto motor elétrico, redutor e acoplamento;
- b) motor elétrico "WEG" modelo 112M375, potência 4 cv, trifásico, rotação 1740 rpm, usado para acionar o redutor;
- c) acoplamento "STEELFLEX" tipo F, fabricado pela FALK do Brasil Ltda;
- d) redutor de velocidades FALK 2050Y3 - B - 194, massa $M \approx 380 \text{ kg}$;
- e) isoladores de borracha, usados para minimizar a transmissão de vibração para o piso e vice-versa.

As frequências naturais do redutor e as de excitação encontram-se acima de 5 Hz (ver tabelas 2.1, 2.2, 2.5, e 2.8 - Capítulo 2).

3.3- CALIBRAÇÃO DO SINAL DE VIBRAÇÃO

Para a calibração do sinal de vibração foram utilizados os seguintes equipamentos: calibrador de acelerômetro 4291 B & K, acelerômetro piezoelétrico 811716 tipo 4366 B & K, pré-amplificador de carga tipo 2626 B & K, osciloscópio LEEPUC MOD 705 e analisador de Fourier HP 5451 C (ver esquema de montagem mostrado na figura 3.3).

O calibrador de acelerômetro gera 10 m/s^2 , equivalente a 1,03 V de amplitude (ver figura 3.4a). Seguindo o esquema de montagem, o sinal passa pelo pré-amplificador de carga, regulado

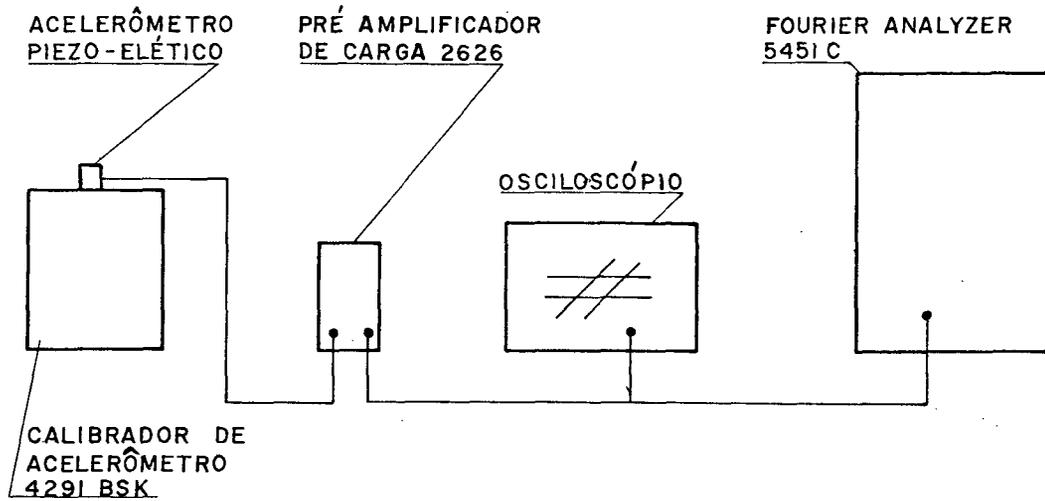


Figura 3.3 - Esquema de montagem usado para cali-
bração do sinal de vibração.

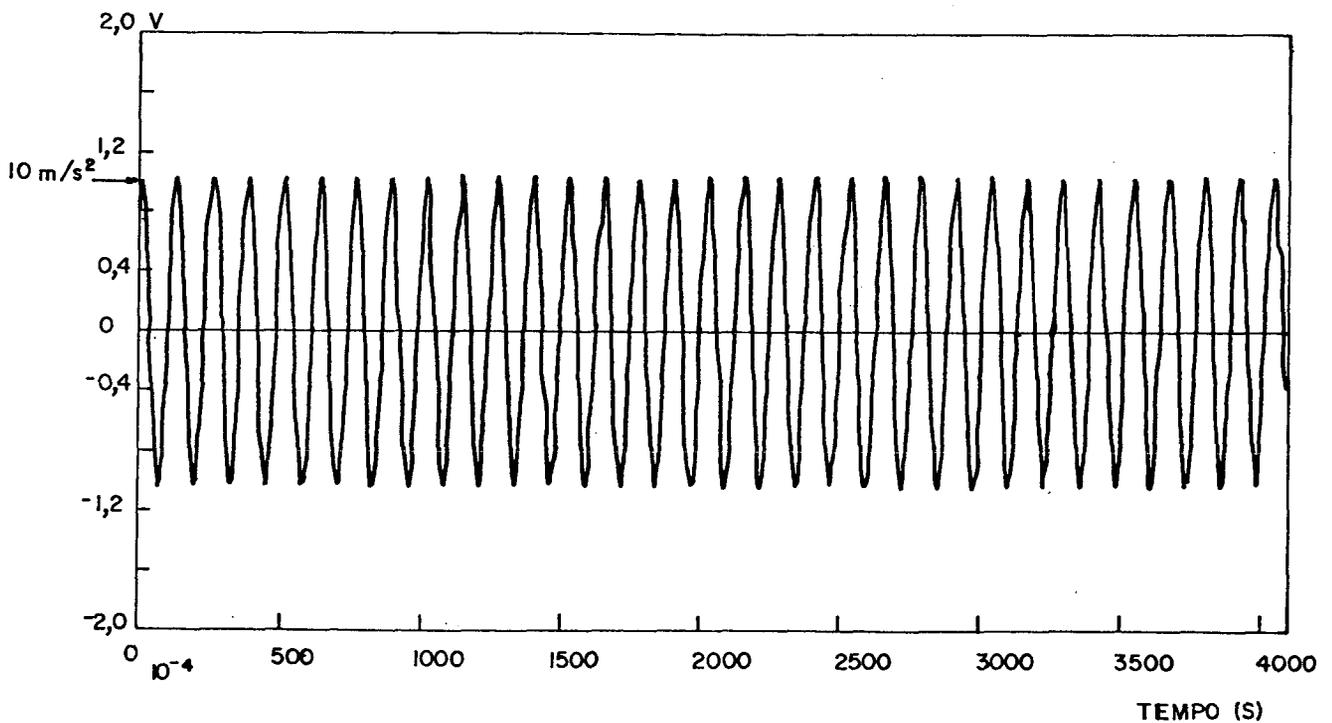


Figura 3.4a - Sinal no tempo da fonte de calibração.

na posição 1 volt/unidade de saída, e daí seguindo ao analisador de Fourier. Neste, aplica-se a janela de Hanning, obtém-se a transformada de Fourier e tira-se 20 vezes o logarítmo do módulo da transformada de Fourier, obtendo-se o espectro em dB com uma amplitude de -13 dB (ver figura 3.4b). Desta forma, pode-se calibrar as escalas em m/s^2 .

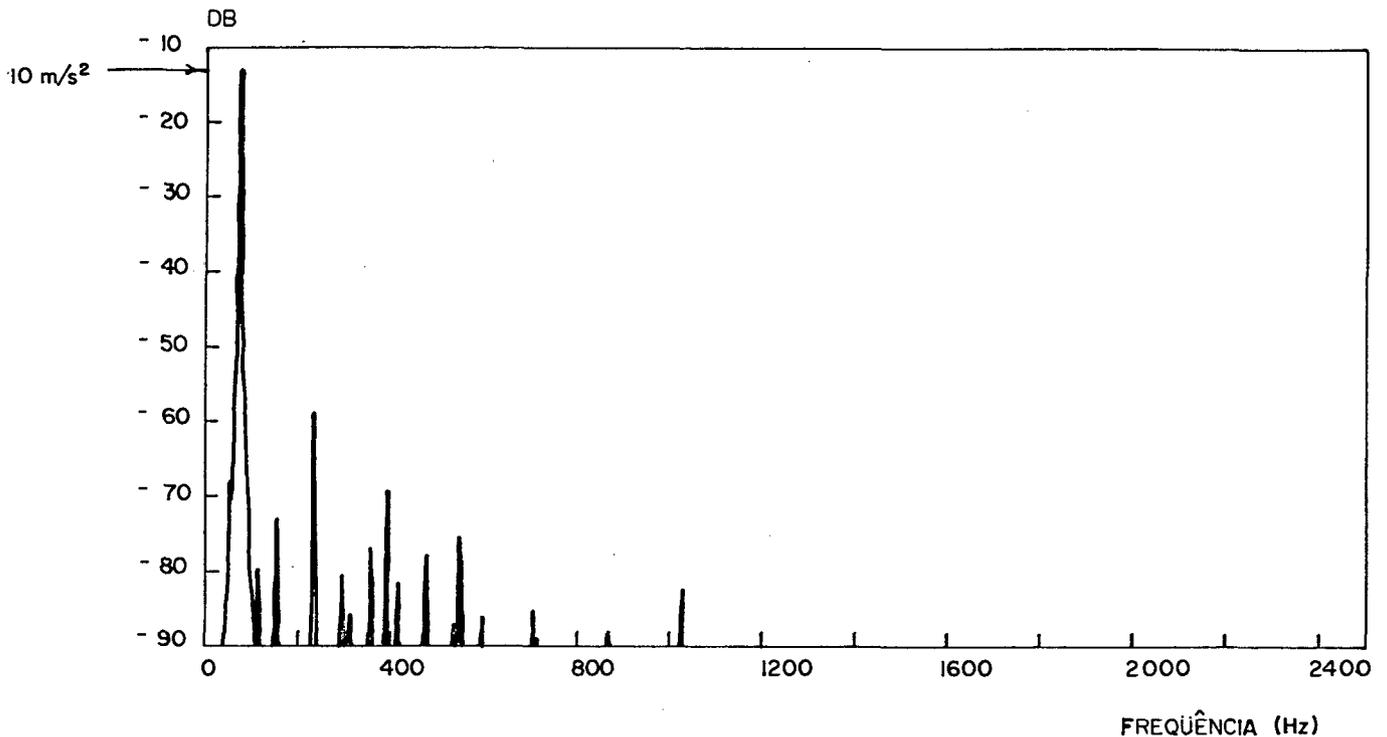


Figura 3.4b.- Espectro da fonte de referência de aceleração.

3.4- MAPEAMENTO DOS NÍVEIS DE VIBRAÇÃO DO SISTEMA

Os níveis de vibração foram medidos com o objetivo de detectar ressonâncias e/ou níveis altos de vibração provocados por montagens inadequadas e não por defeitos em componentes isolados do redutor.

A figura 3.5 mostra os pontos e as direções (X, Y e Z) de medição dos valores de pico e RMS. Os níveis medidos são apresentados na tabela 3.1.

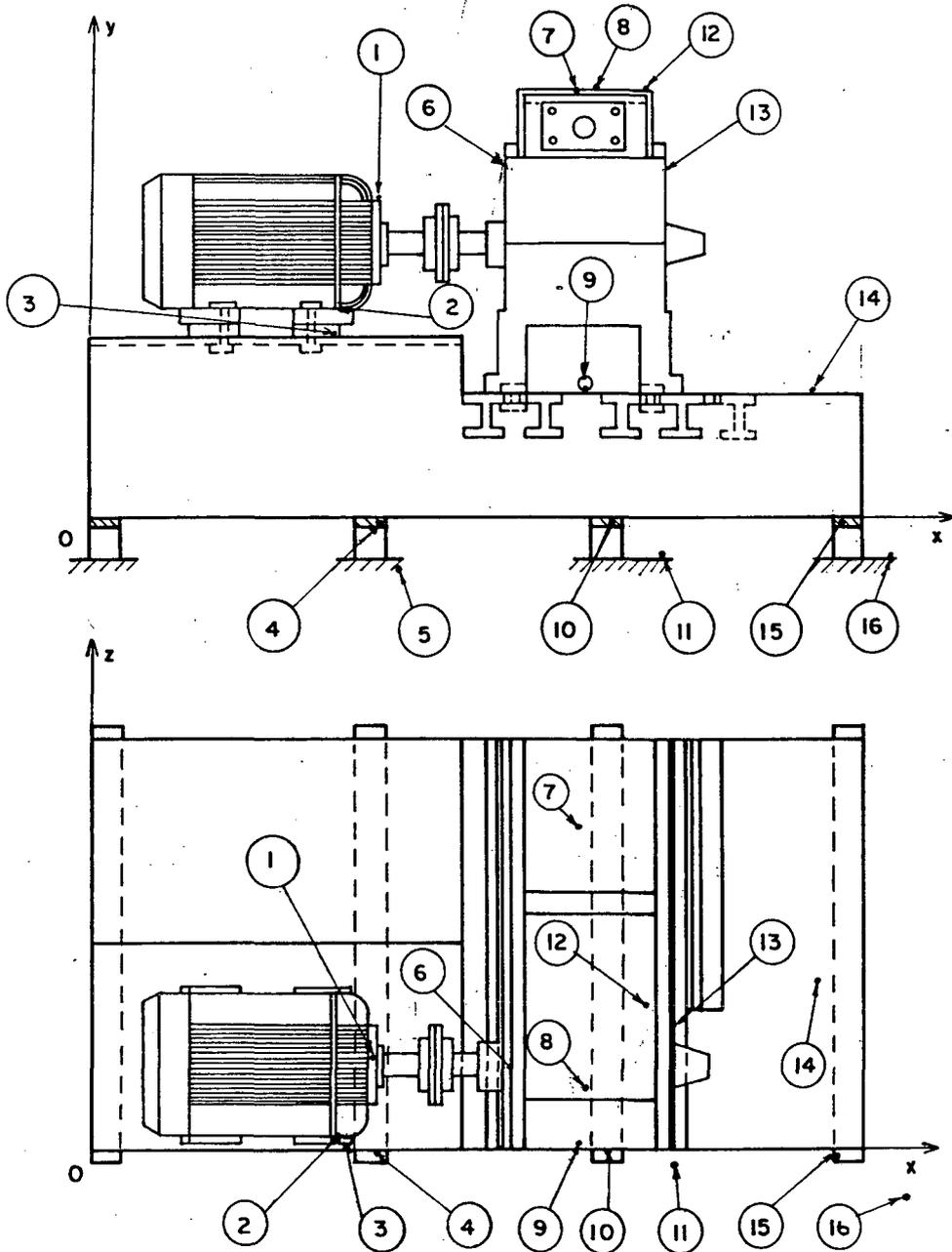


Figura 3.5 - Posições de medições do sistema e piso.

PONTO	RMS Y (m/s ²)	PICO Y (m/s ²)	RMS X (m/s ²)	PICO X (m/s ²)	RMS Z (m/s ²)	PICO Z (m/s ²)
1	0,42	3,2	0,8	4,4	0,9	4,8
2	0,38	3,2	0,72	4	0,56	3,4
3	0,15	1,4	0,22	1,4	0,4	3,8
4	0,11	0,8	0,16	1,2	0,08	0,6
5	0,012	0,06	0,004	0,024	0,004	0,02
6	0,56	4,2	0,24	2	0,56	2,4
7	0,3	2,8	0,52	4,2	0,34	2,8
8	0,26	2,2	0,56	4	0,4	2,4
9	0,18	1,2	0,17	1,6	0,12	1,1
10	0,16	1,4	0,18	1,2	0,11	1,2
11	0,008	0,04	0,004	0,03	0,004	0,048
12	0,4	3,4	0,6	6	0,44	4
13	0,28	2,8	0,26	2,1	0,24	1,6
14	0,09	0,6	0,16	0,8	0,24	2
15	0,6	6	0,5	4,6	0,36	4
16	0,012	0,068	0,002	0,014	0,006	0,04

Tabela 3.1 - Níveis de vibrações do sistema e piso.

Para as medições dos níveis de vibração foram usados o medidor de vibração 2511 B & K e o acelerômetro piezo-elétrico 811716 B & K tipo 4366.

Também, foi gravado em um gravador de fita magnética comum, o ruído gerado por um engrenamento em boas condições, para posterior comparação qualitativa como ruído gerado quando da colocação de um furo em um flanco de um dente, e um dente parcialmente quebrado em uma das engrenagens (Capítulo 4).

3.4.1- COMENTÁRIOS

Os níveis relativamente altos de vibração apresentados nas posições 1 e 2, ocorrem devido a que estes pontos encontram-se sobre uma das principais fontes de excitação, o motor elétrico, enquanto se observa uma sensível redução entre as posições 2 e 3, 3 e 5, 9 e 11, 14 e 16. Conclui-se, portanto, que os isoladores de vibração da base e os calços do motor elétrico estão reduzindo os níveis das vibrações transmitidas.

Também, são observados níveis relativamente altos de vibração nas posições 6, 7, 8 e 12. Isto deve-se ao fato da frequência de rotação do primeiro eixo, 29 Hz, encontrar-se próxima da primeira frequência natural, 25 Hz, da carcaça (ver tabela 2.5 - Capítulo 2). Provavelmente o nível alto de vibração na posição 6, seja também devido aos esforços axiais das engrenagens helicoidais A e B (ver figura 3.1).

3.5- ANÁLISE ESPECTRAL

Para justificar as causas dos níveis relativamente altos de vibração nas posições 6, 7, 8 e 12, torna-se também necessária a análise espectral.

A banda de frequência a ser analisada foi escolhida de acordo com:

- a) frequência de engrenamento: $fg_1 = 348 \text{ Hz}$;
- b) frequências de rotação do primeiro e segundo eixos: 29 Hz e 4,7 Hz;
- c) primeiras frequências naturais dos componentes do redutor: 593,5 Hz, 785,3 Hz e 1239 Hz;
- d) frequências características dos rolamentos (ver tabela 2.7 - Capítulo 2).

A largura da banda de frequências de análise usada é de 0 a 1250 Hz. O número de pontos ($N = 4096$) utilizados na conversão analógica/digital foi escolhido visando a máxima resolução em frequência, Δf , para a banda de frequência a ser usada, visto que:

$$T = N \cdot \Delta t$$

$$\Delta f = \frac{1}{T}$$

$$F_{\max} = \frac{1}{2 \Delta t}$$

onde: T é o tempo de duração da amostra [s];
 Δt é o intervalo de amostragem [s] e
 F_{\max} é a máxima frequência de interesse do sinal a ser analisado.

A frequência de amostragem, nº de amostras/s, deve ser pelo menos duas vezes a frequência máxima do sinal a ser analisado [3.01,3.02]: $F_s \geq 2F_{\max}$. Portanto, os valores dos parâmetros utilizados na análise para a banda pesquisada, serão:

- a) frequência de corte do filtro anti-"aliasing": $f_c = 1250 \text{ Hz}$;
- b) $F_{\max} = 2500 \text{ Hz}$;
- c) $F_s = 5000 \text{ amostras / s}$;
- d) $\Delta t = 2 \cdot 10^{-4} \text{ s}$;
- e) $T = 0,8122 \text{ s}$ e
- f) $\Delta f = 1,2 \text{ Hz}$.

As figuras 3.6 a 3.9 mostram os espectros medidos nas posições 6, 7, 8 e 12 respectivamente.

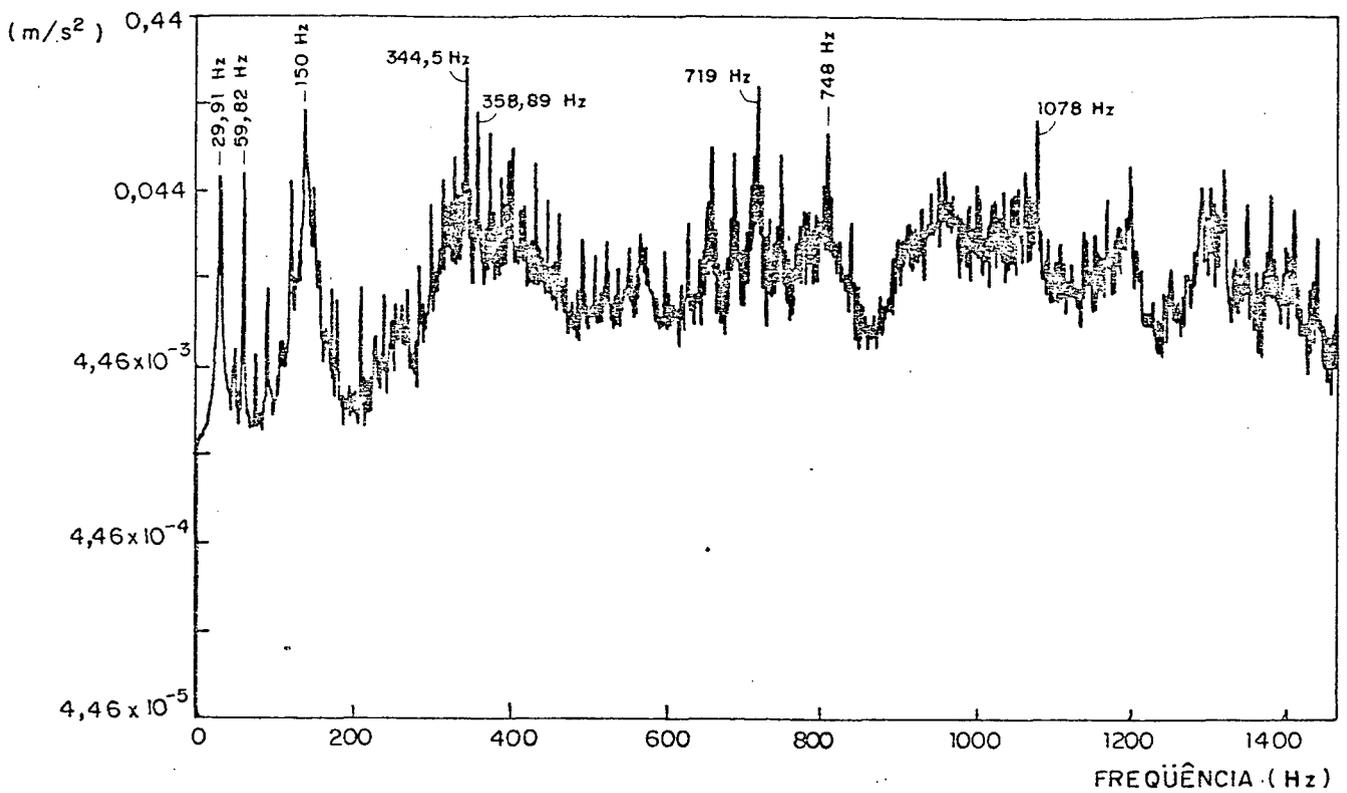


Figura 3.6 - Espectro medido na posição 6, $N = 4096$,
 $f_c = 1250 \text{ Hz}$ e $F_{\text{max}} = 2500 \text{ Hz}$.

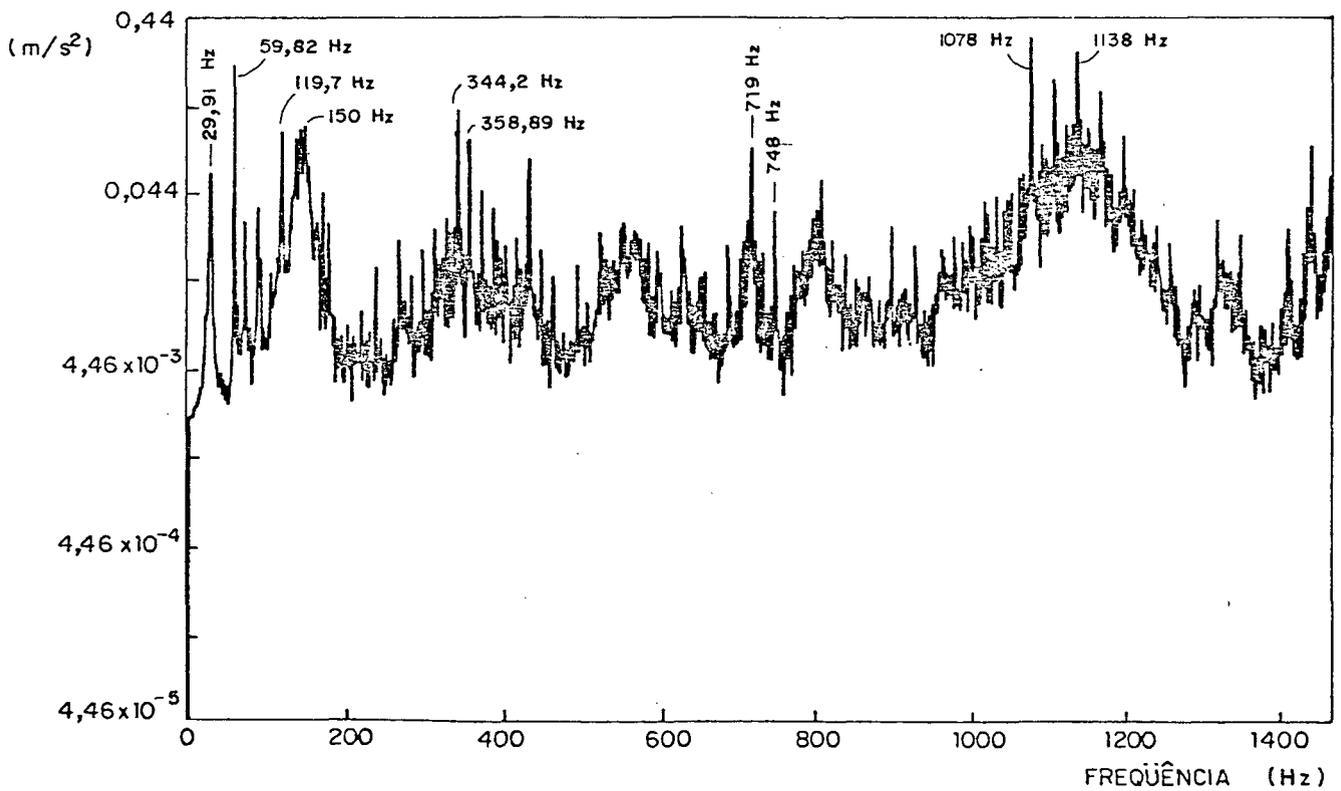


Figura 3.7 - Espectro medido na posição 7, $N = 4096$,
 $f_c = 1250 \text{ Hz}$ e $F_{\text{max}} = 2500 \text{ Hz}$.

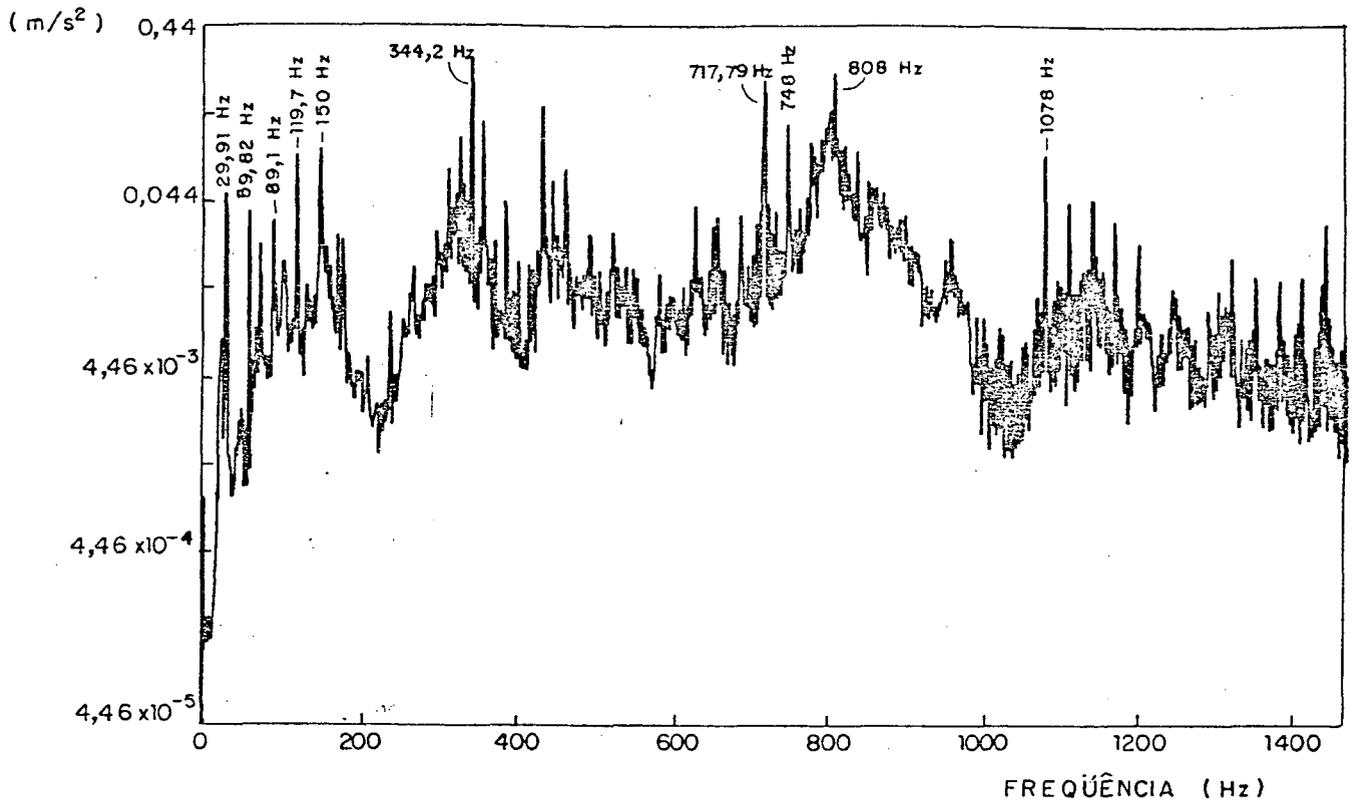


Figura 3.8 - Espectro medido na posição 8, $N = 4096$,
 $f_c = 1250$ Hz e $F_{\max} = 2500$ Hz.

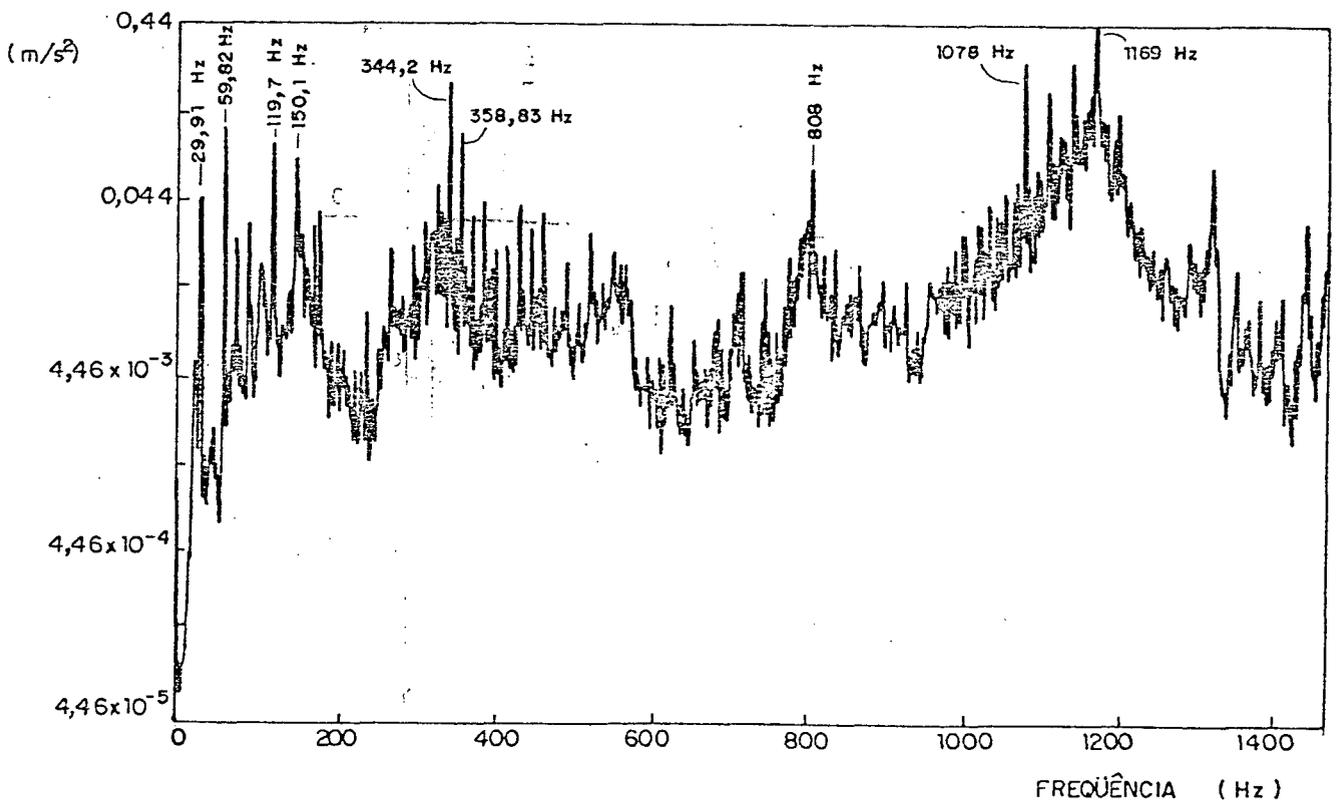


Figura 3.9 - Espectro medido na posição 12, $N = 4096$,
 $f_c = 1250$ Hz e $F_{\max} = 2500$ Hz.

3.5.1- EQUIPAMENTOS USADOS PARA AS MEDIÇÕES

- 1 - redutor de velocidades FALK;
- 2 - acelerômetro piezo-elétrico 811716 B&K tipo 4366;
- 3 - pré-amplificador de carga 2626 B & K;
- 4 - osciloscópio LEEPUC MOD 705 e
- 5 - analisador de Fourier HP 5451 C.

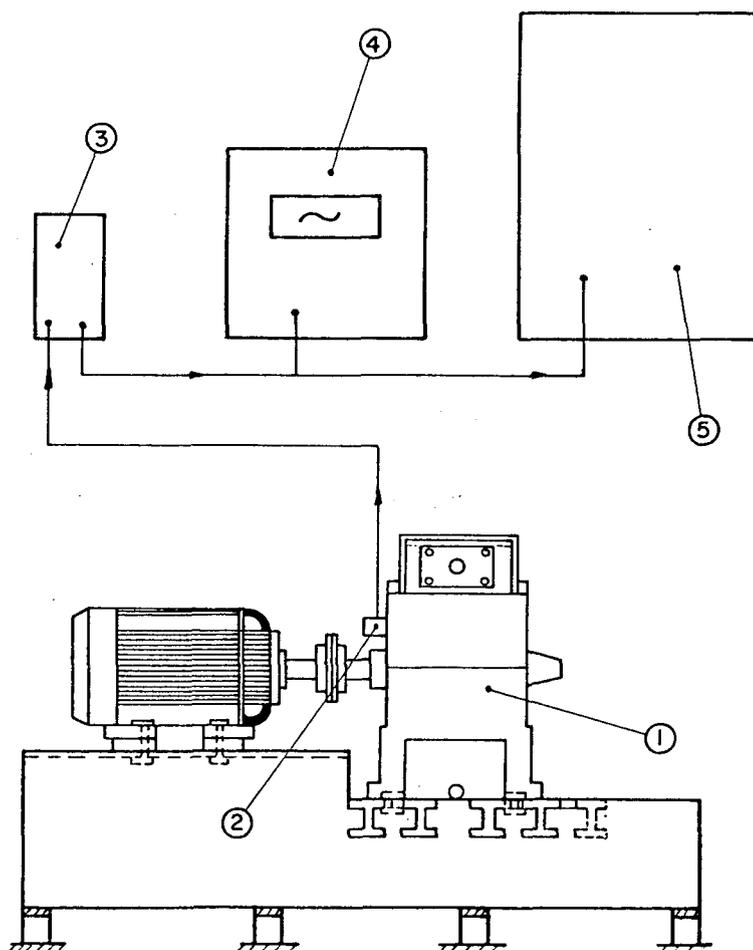


Figura 3.10 - Arranjo dos equipamentos com o acelerômetro na posição 6 (ver figura 3.5).

3.5.2- COMENTÁRIOS

Os picos mostrados nos espectros relacionam-se com as características dinâmicas do sistema: frequências naturais, de engrenamento, de rotações e frequências características dos rolamentos.

Iniciando a análise pelas amplitudes dos componentes de baixa frequência [3.03] dos espectros mostrados nas figuras 3.6 a 3.9, observa-se que a frequência de rotação do eixo de entrada, 29,91 Hz, encontra-se próxima da primeira frequência natural da carcaça, 25 Hz (ver tabela 2.5 - Capítulo 2).

O primeiro (719 Hz) e o segundo (1078 Hz) harmônicos da frequência de engrenamento (358,89 Hz) encontram-se próximos às frequências do quinto (769 Hz) e sétimo (1115,5 Hz) modos de vibrações da carcaça (ver tabela 2.5 - Capítulo 2).

A frequência de rotação do motor elétrico, 29,91 Hz, avaliada através da análise espectral (ver figuras 3.6 a 3.9), difere da frequência de rotação dada na placa do mesmo (29 Hz). Portanto, existe uma variação de velocidade de 3,1%.

3.6- CONCLUSÕES

O mapeamento dos níveis de vibração do sistema: motor elétrico, acoplamento, redutor e base, mostra características de uma boa montagem. Os níveis relativamente altos de vibração, que são apresentados nas posições 6, 7, 8 e 12, ocorrem devido à pro

ximidade das frequências de rotação do eixo de entrada, de engrenamento ou harmônicos destas, com algumas frequências naturais da carcaça.

3.7 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS - CAPÍTULO 3.

- [3.01] GERGES, S.N.Y. *Processamento e Análise de Sinais*. Curso Intensivo, Brüel & Kjaer do Brasil, São Paulo, nov. (1983).
- [3.02] HEWLETT-PACKARD COMPANY. *5451 C Fourier Analyzer System Manuals*.
- [3.03] BORHAUG, J.E. & MITCHELL, S.J. *Application of Spectrum Analysis to Onstream Condition Monitoring and Malfunction Diagnosis of Process Machinery*. 1st Turbomachinery Symposium, Gas Turbine Laboratories, Texas A & M University, College Station, Texas.

C A P Í T U L O 4

ANÁLISE DOS SINAIS DE VIBRAÇÃO DO ENGRENAMENTO EM BOAS CONDIÇÕES E COM FALHAS

4.1- INTRODUÇÃO

Foram feitas medições e análises do sinal de vibração no tempo, histograma, espectro e "cepstrum" para a engrenagem A em boas condições (ver figura 3.1 - Capítulo 3), e com três tipos de falhas: desbalanceamento, furo em um flanco de um dente, e um dente parcialmente quebrado.

Os desbalanceamentos foram originados primeiramente através da colocação de uma massa $m_1 = 31,6$ g em um raio $r = 22,5$ mm do eixo de entrada (ver figura 4.1), posteriormente através da colocação de uma massa $m_2 = 87,9$ g na mesma posição do referido eixo.

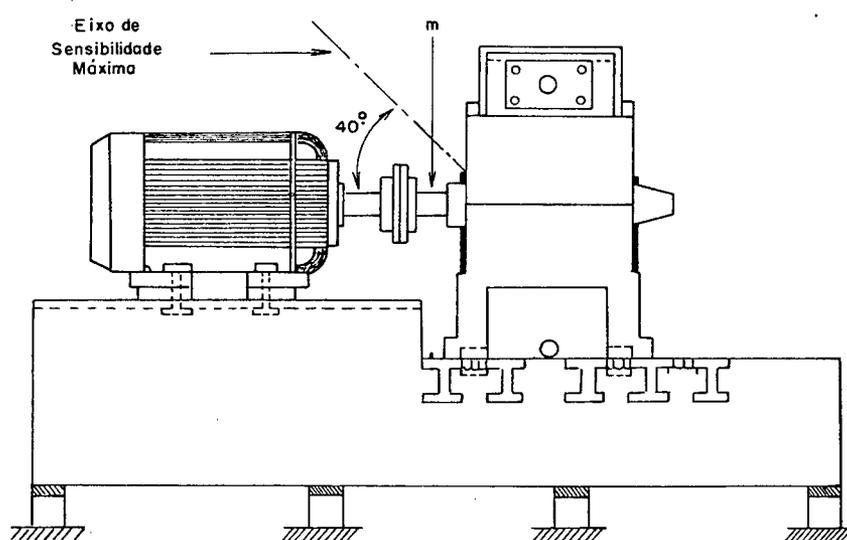


Figura 4.1 - Redutor com eixo de entrada desbalanceado.

O segundo tipo de falha foi provocado fazendo-se um pequeno furo num flanco de um dente; o terceiro quebrando-se parte deste mesmo dente.

Na aquisição do sinal de vibração o acelerômetro foi fixado na parte do redutor acima do eixo de entrada, o mais próximo da engrenagem A, com o seu eixo de sensibilidade máxima formando um ângulo $\theta = 40^\circ$ com o eixo de entrada (ver figura 4.1). Desta forma obtêm-se sinais de vibração do engrenamento mais nítidos, uma vez que o acelerômetro capta componentes tanto do es-

forço axial quanto do esforço radial do engrenamento.

Os histogramas mostrados nas figuras 4.5, 4.10, 4.15, 4.21 e 4.26 foram obtidos usando-se o programa 1 (ver apêndice I), enquanto que para obtenção dos espectros com amplitudes em dB, os quais foram posteriormente calibrados em m/s^2 (ver figuras 4.6, 4.12, 4.16, 4.19 e 4.24), foi usado o programa 2 (ver apêndice I).

Para a obtenção de "cepstra" tais como aqueles mostrados nas figuras 4.7, 4.8, 4.11, 4.13, 4.17, 4.18, 4.22, 4.23, 4.27 e 4.28, segue-se os seguintes passos:

- 1 - entra-se como sinal tomado no tempo $f_X(t)$, no programa 3-a (ver apêndice I), obtendo-se o espectro de potência $|F_{XX}(\omega)|^2$;
- 2 - multiplica-se por uma constante empírica $P^1 = 10^{12}$, que equivale a multiplicar o espectro $F_X(\omega)$ por 10^6 . Isto para que as amplitudes dos picos no espectro de potência se tornem maiores do que 1 e, conseqüentemente, o $\log F_{XX}(f) > 0$ (ver item 5.2.4, letra c - Capítulo 5);
- 3 - entra-se no programa 3-b (ver apêndice I), que executa 10 vezes o logarítmo do módulo ao quadrado da transformada de Fourier, obtendo-se o espectro com amplitudes em dB, divide-se o mesmo por 10 e entra-se novamente em valores absolutos, mantendo-se o domínio de frequência (ver item 5.2.4, letra c - Capítulo 5);
- 4 - tira-se a média para evitar problemas com a componente DC do sinal;

- 5 - aplica-se a transformada de Fourier e
- 6 - multiplica-se por seu conjugado, obtendo-se o "cepstrum".

Segundo Claessens [4.01], deve-se fazer a análise cepstral apenas da frequência de engrenamento e as dos lóbulos laterais (ver figura 4.2), uma vez que estas são as mais prováveis de contribuir com informações sobre o estado dos dentes das engrenagens.

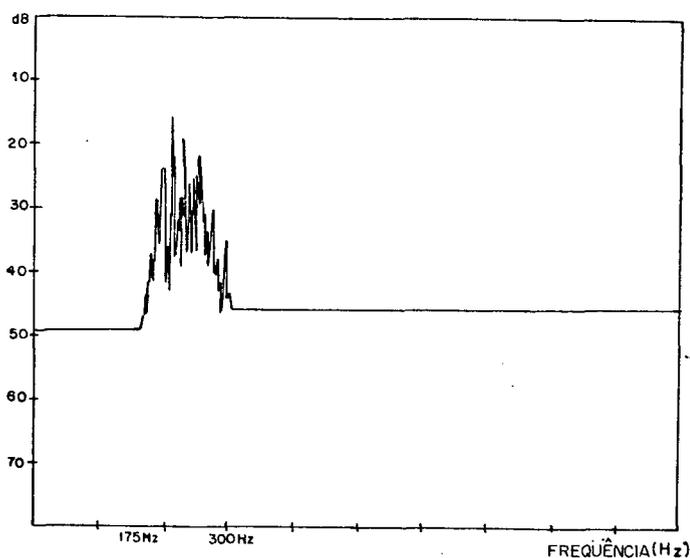


Figura 4.2 - Espectro considerando a frequência de engrenamento e as correspondentes aos lóbulos laterais para obtenção do "cepstrum" segundo procedimento de Claessens [4.01].

Desta forma, no sinal resultante do passo nº 3, citado anteriormente, elimina-se as componentes acima e abaixo dos lóbulos laterais (ver figura 4.3) e dá-se seqüência aos passos restantes para obtenção do "cepstrum".

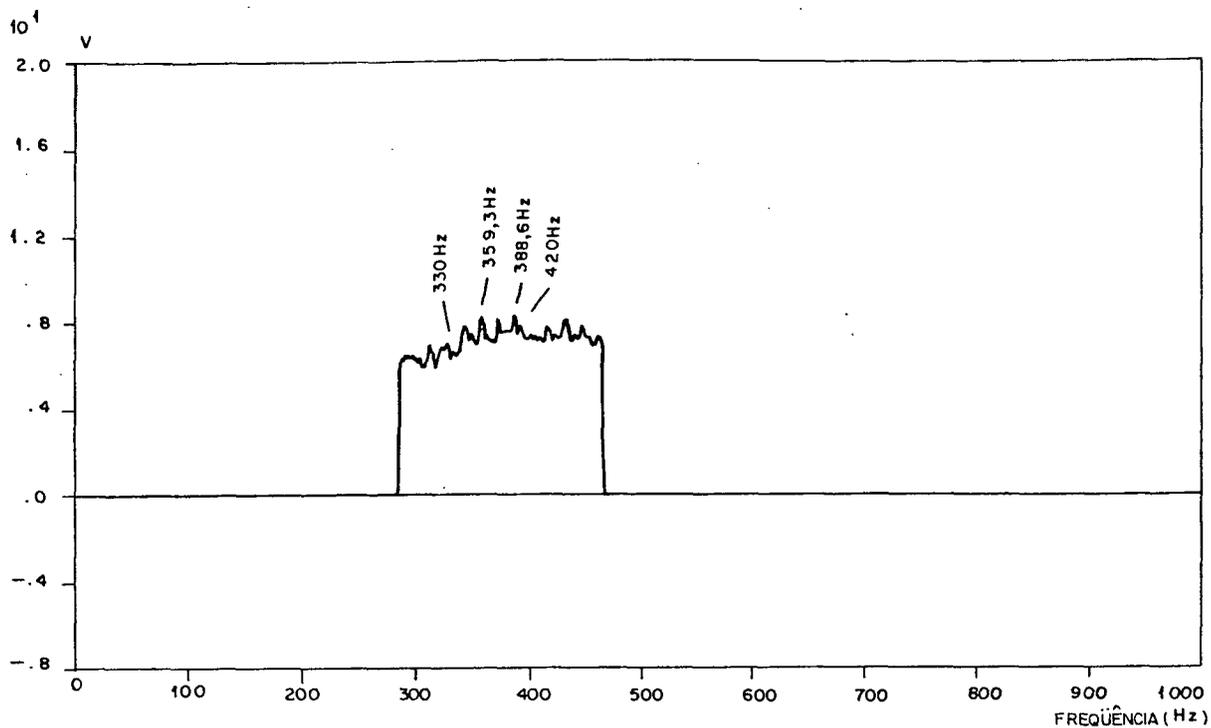


Figura 4.3 - Sinal em escala absoluta no domínio de frequência com as componentes correspondentes à frequência de engrenamento e aos lóbulos laterais.

4.2- MEDIÇÕES DOS SINAIS DE VIBRAÇÃO GERADOS PELO ENGRENAMENTO EM BOAS CONDIÇÕES

As medições dos sinais de vibração gerados pelo engrenamento envolvendo a engrenagem A em boas condições funcionais, foram tomadas como referências (ver figuras 4.4, 4.5, 4.6, 4.7 e 4.8) para comparação posterior.

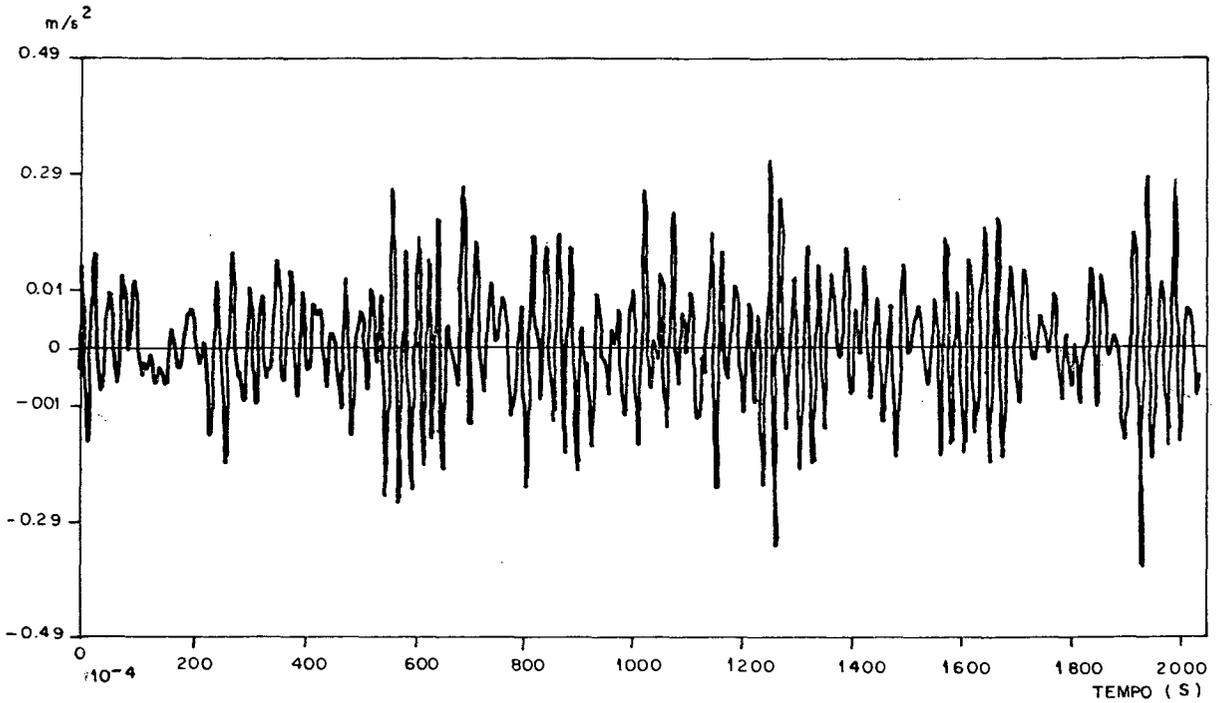


Figura 4.4 - Sinal no tempo para engrenagem A sem falha, número de pontos usados na conversão analógica digital $N = 1024$, frequência máxima $F_{\max} = 2500\text{Hz}$, frequência de corte $f_c = 500\text{Hz}$ e número de médias $N' = 1$.

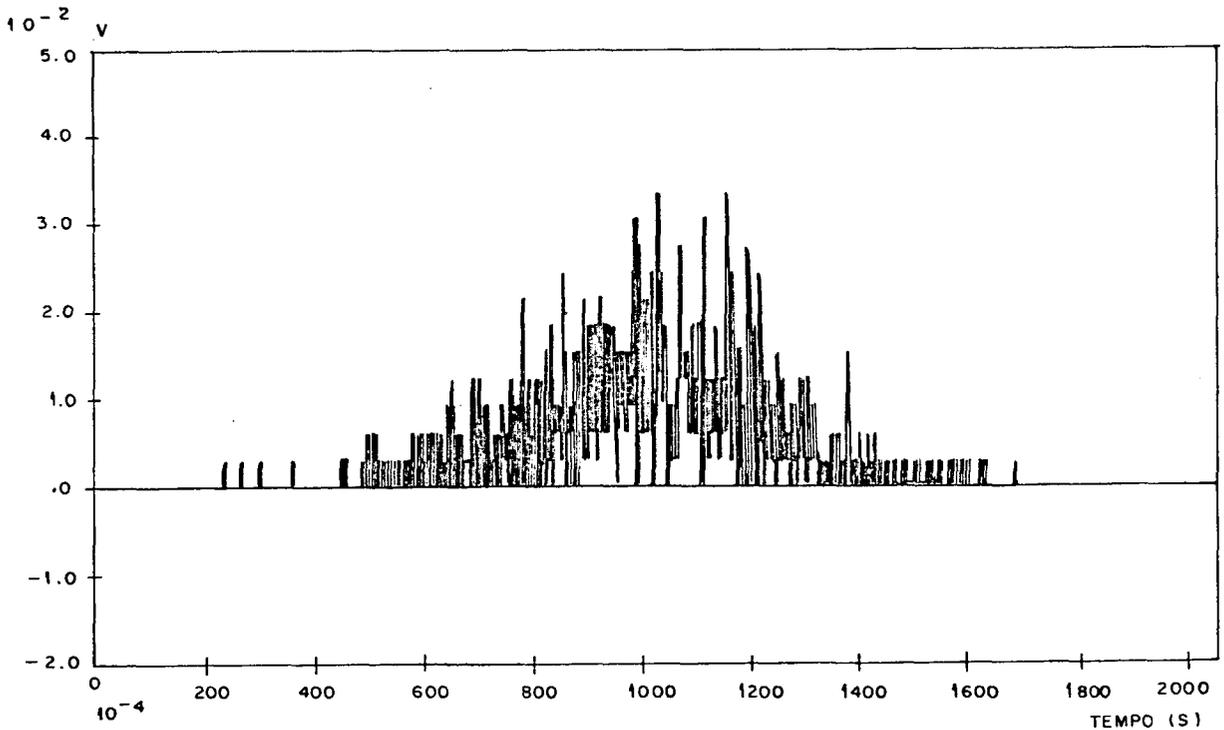


Figura 4.5 - Histograma para o sinal no tempo da figura 4.4.

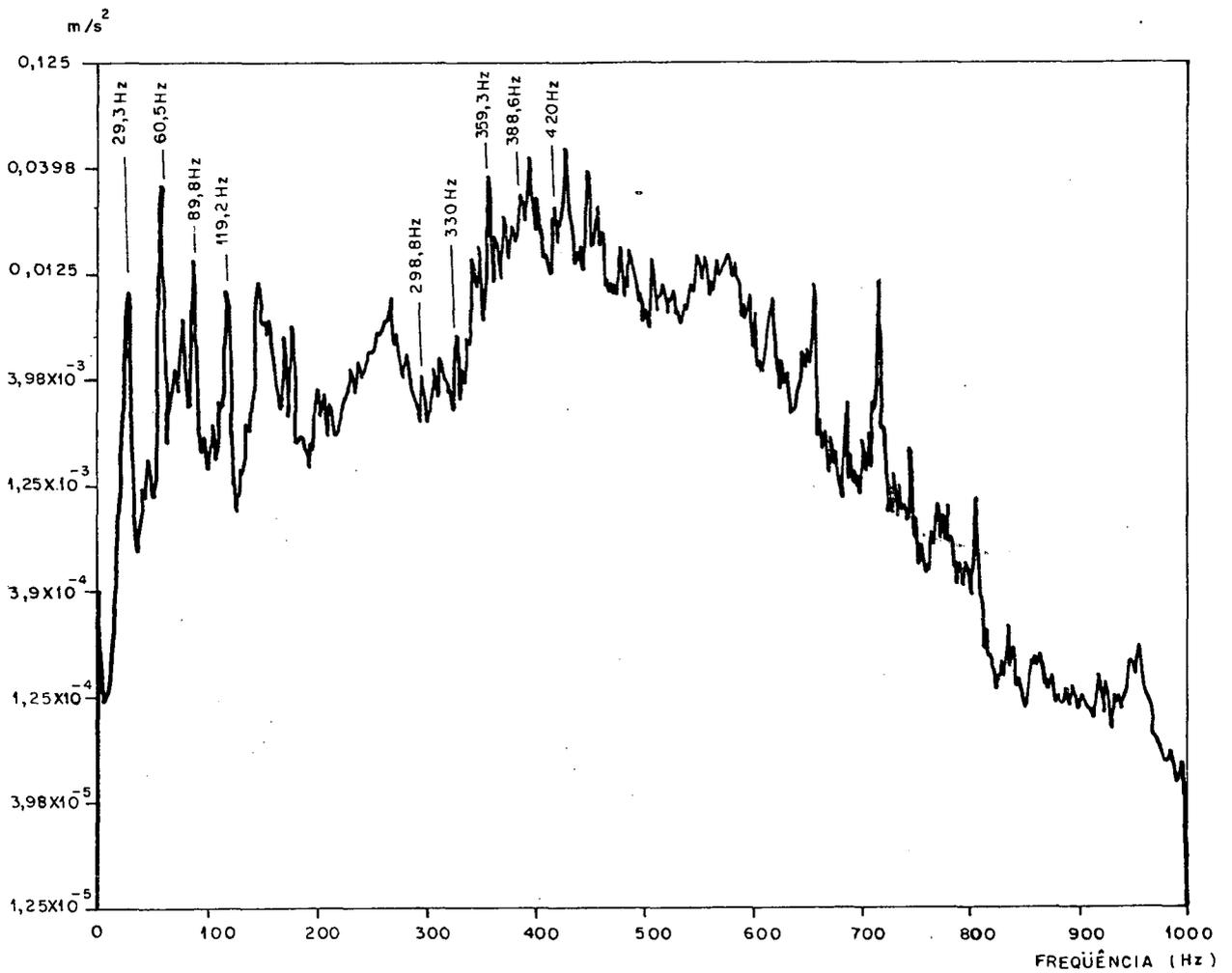


Figura 4.6 - Espectro para engrenagem A em boas condições, número de pontos usados na conversão analógica digital $N = 1024$, frequência máxima $F_{\max} = 1000 \text{ Hz}$, frequência de corte $f_c = 500 \text{ Hz}$ e número de médias $N' = 100$.

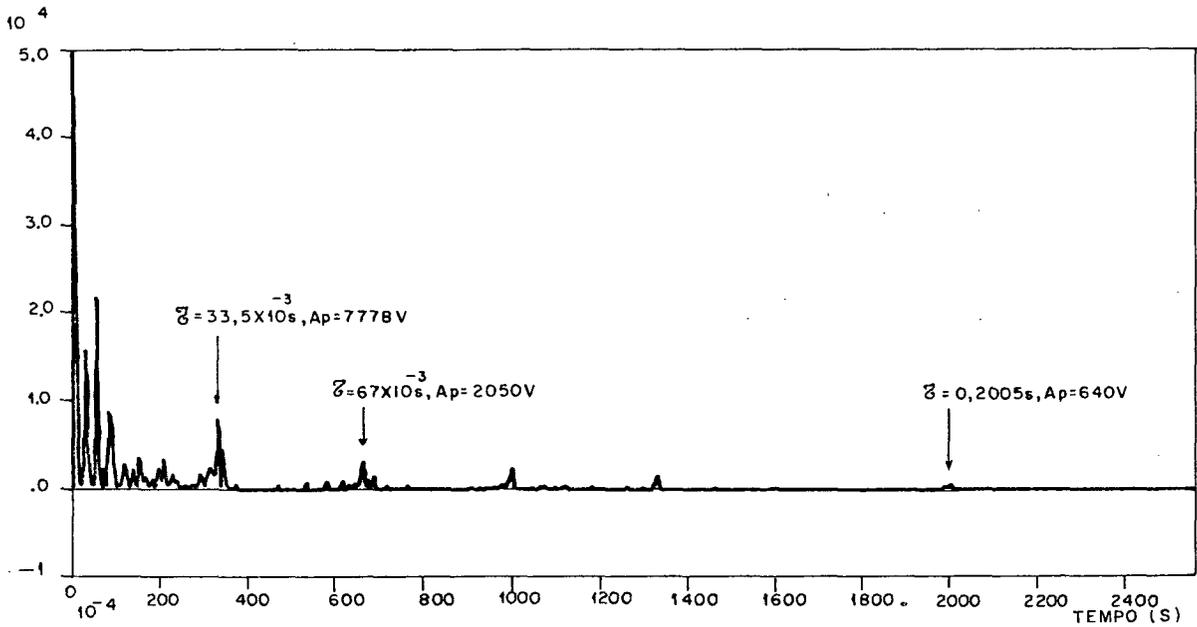


Figura 4.7 - "Cepstrum" para engrenagem A em boas condições.

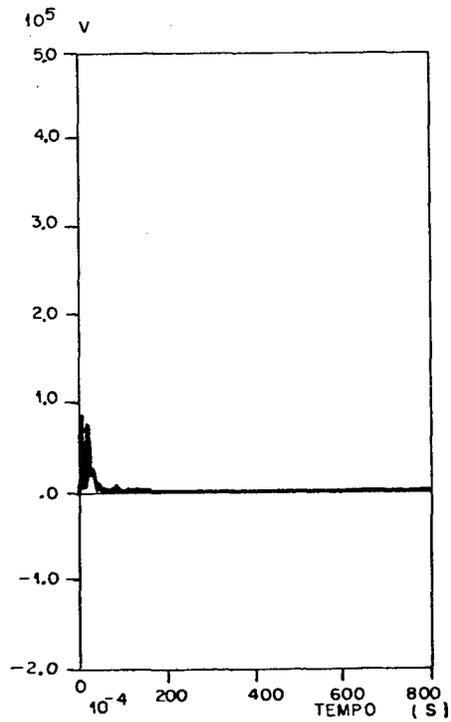


Figura 4.8 - "Cepstrum" para engrenagem A em boas condições segundo procedimento de Claessens [4.01]

4.3- MEDIÇÕES DOS SINAIS DE VIBRAÇÃO GERADOS POR DESBALANCEAMENTOS

4.3.1- MEDIÇÕES CORRESPONDENTES AO DESBALANCEAMENTO PROVOCADO PELA MASSA m_1

As medições dos sinais de vibração correspondentes ao desbalanceamento provocado pela massa m_1 encontram-se nas figuras 4.9, 4.10, 4.11, 4.12 e 4.13 respectivamente.

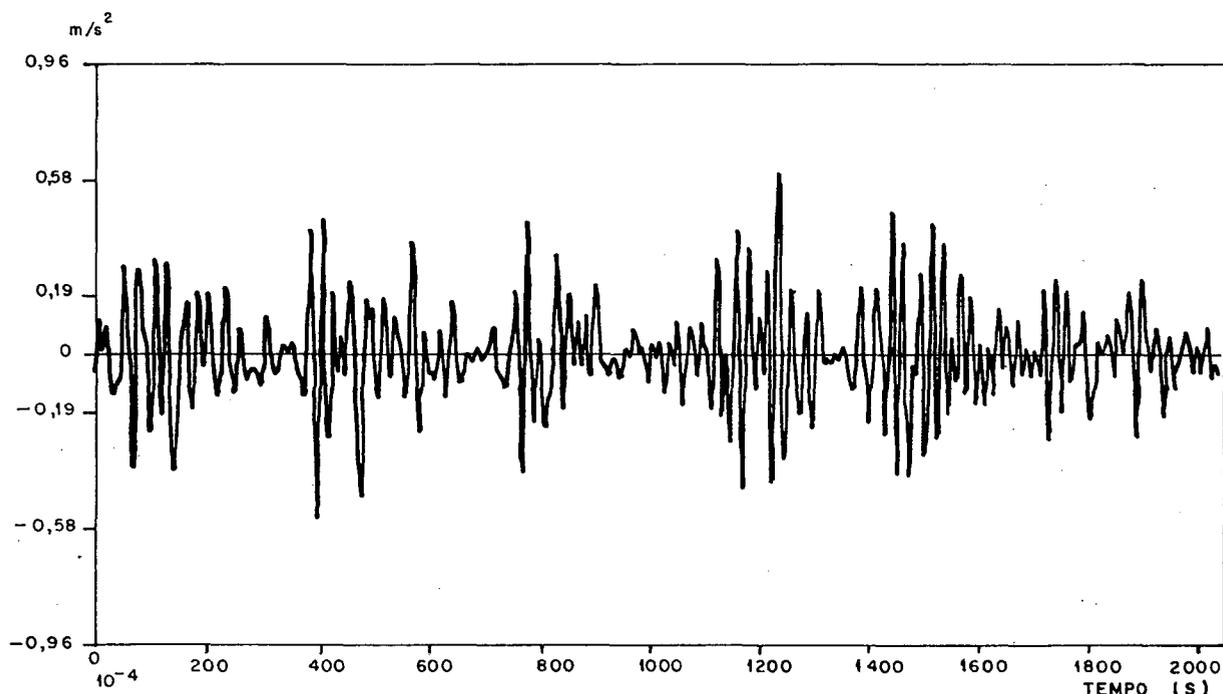


Figura 4.9 - Sinal no tempo para o desbalanceamento provocado pela massa m_1 , número de pontos usados na conversão analógica digital $N = 1024$, frequência máxima $F_{\max} = 2500$ Hz, frequência de corte $f_c = 500$ Hz e número de médias $N' = 1$.

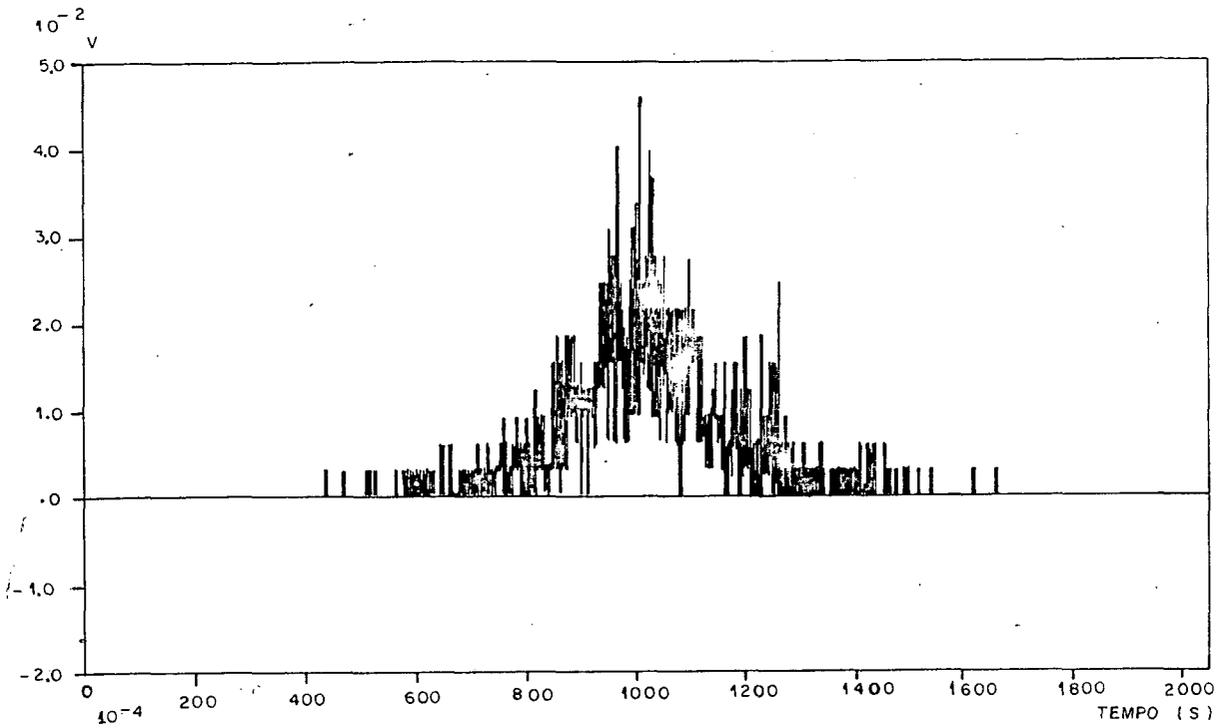


Figura 4.10 - Histograma para o sinal no tempo da figura 4.9.

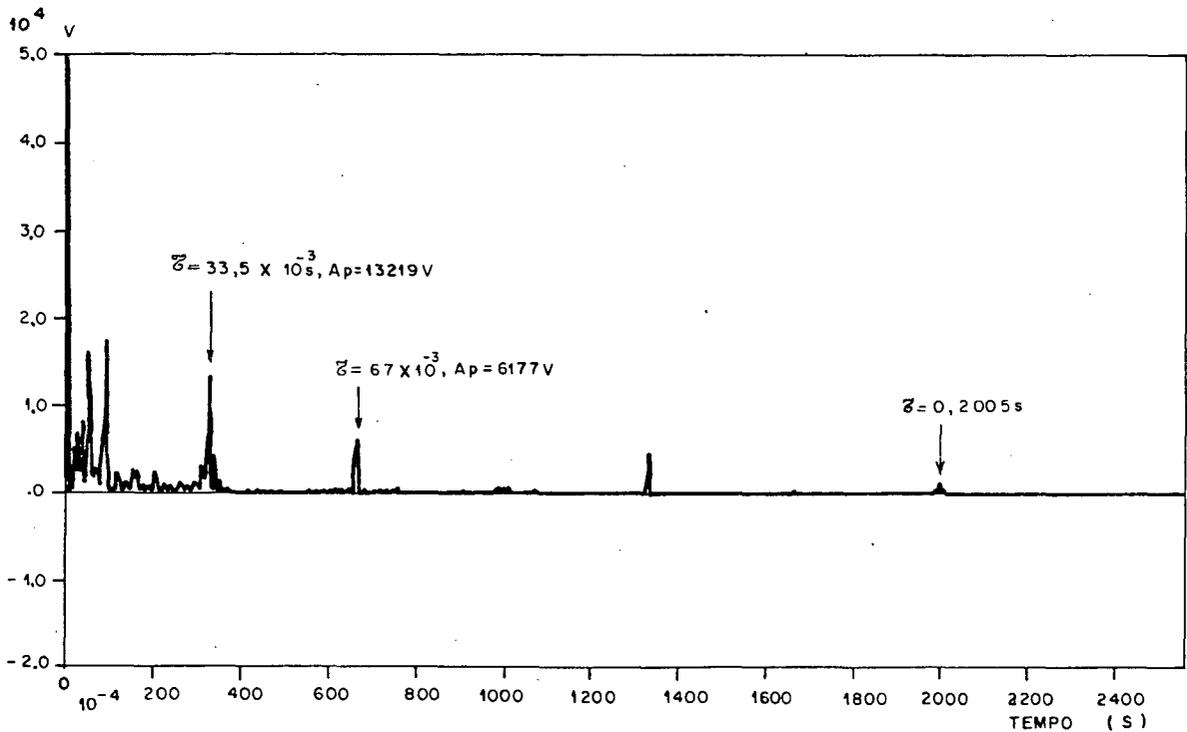


Figura 4.11 - "Cepstrum" para o desbalanceamento provocado pela massa m_1 .

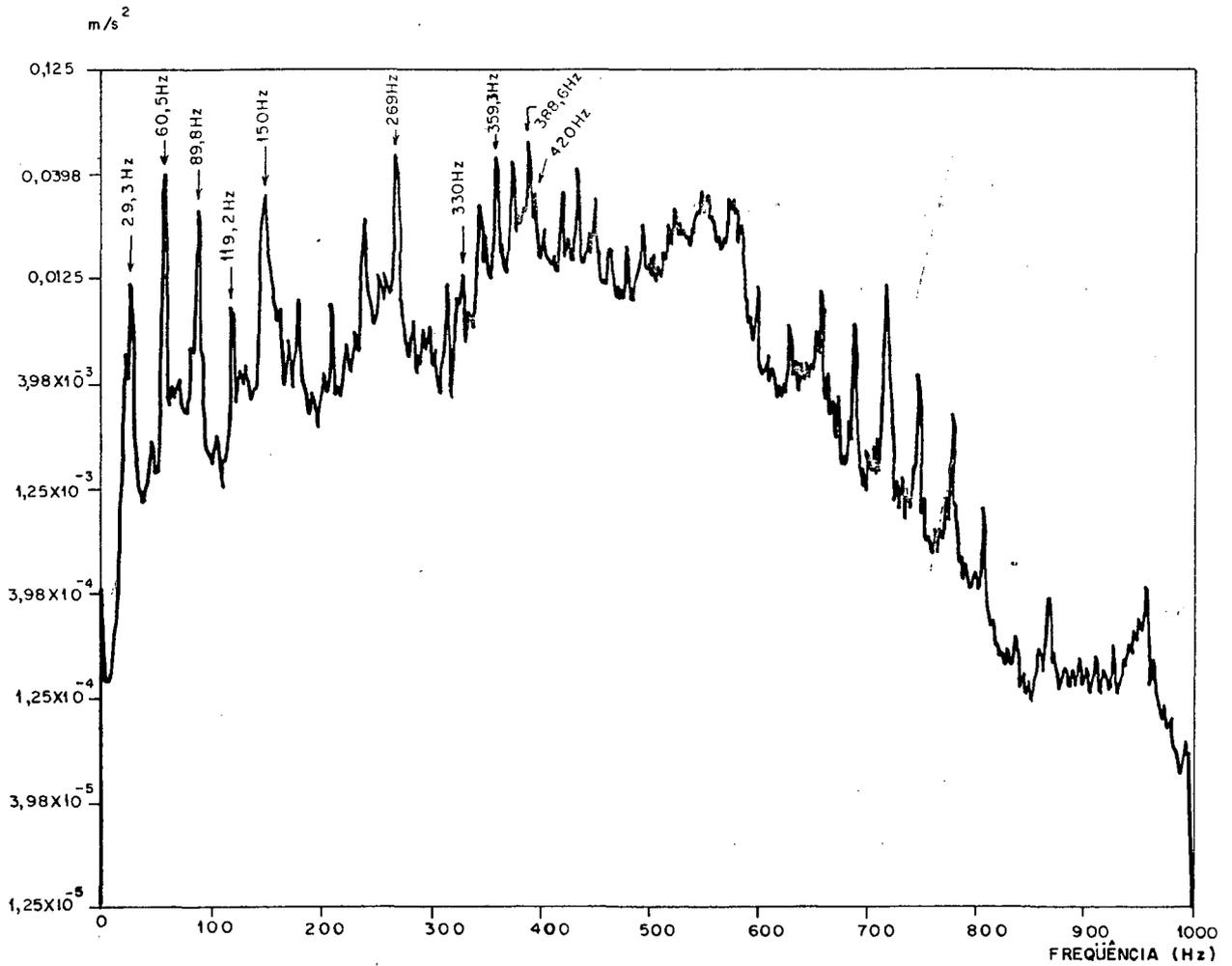


Figura 4.12 - Espectro para o desbalanceamento provocado pela massa m_1 , número de pontos usados na conversão analógica digital $N = 1024$, frequência máxima $F_{\max} = 1000$ Hz, frequência de corte $f_c = 500$ Hz e número de médias $N' = 100$.

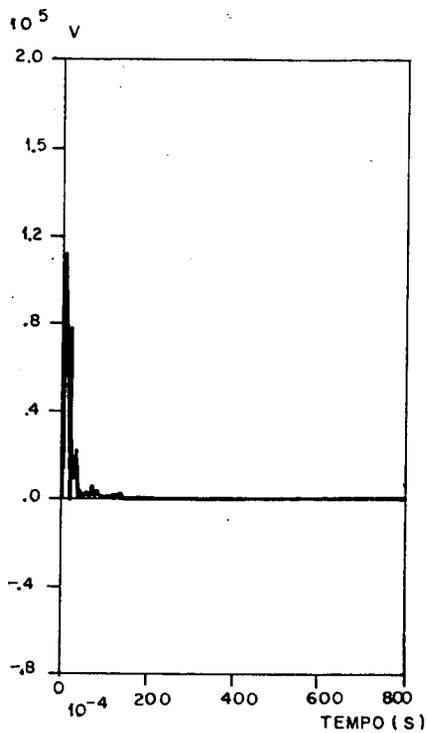


Figura 4.13 - "Cepstrum" para desbalanceamento provocado pela massa m_1 segundo procedimento de Claessens [4.01].

4.3.2- MEDIÇÕES CORRESPONDENTES AO DESBALANCEAMENTO PROVOCADO PELA MASSA m_2

As medições dos sinais de vibração devido ao desbalanceamento provocado pela massa m_2 encontram-se nas figuras 4.14, 4.15, 4.16, 4.17 e 4.18.

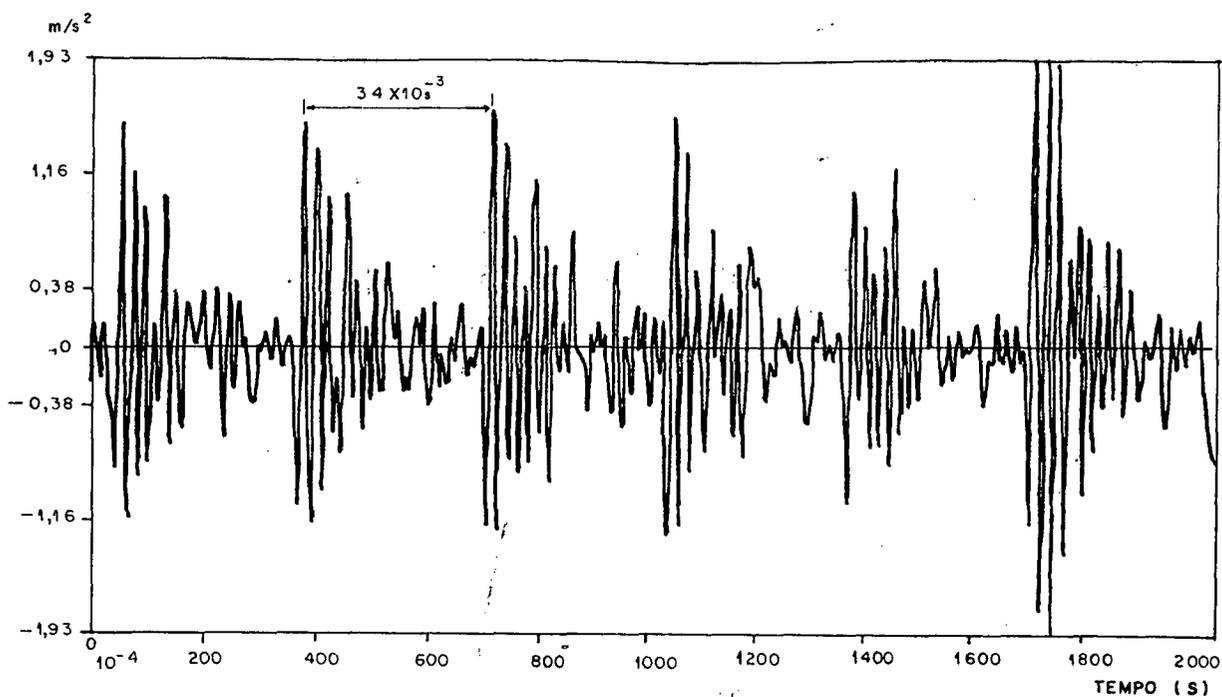


Figura 4.14 - Sinal no tempo para o desbalanceamento provocado pela massa m_2 , número de pontos usados na conversão analógica digital $N = 1024$, frequência máxima $F_{\max} = 2500$ Hz, frequência de corte $f_c = 500$ Hz e número de médias $N' = 1$.

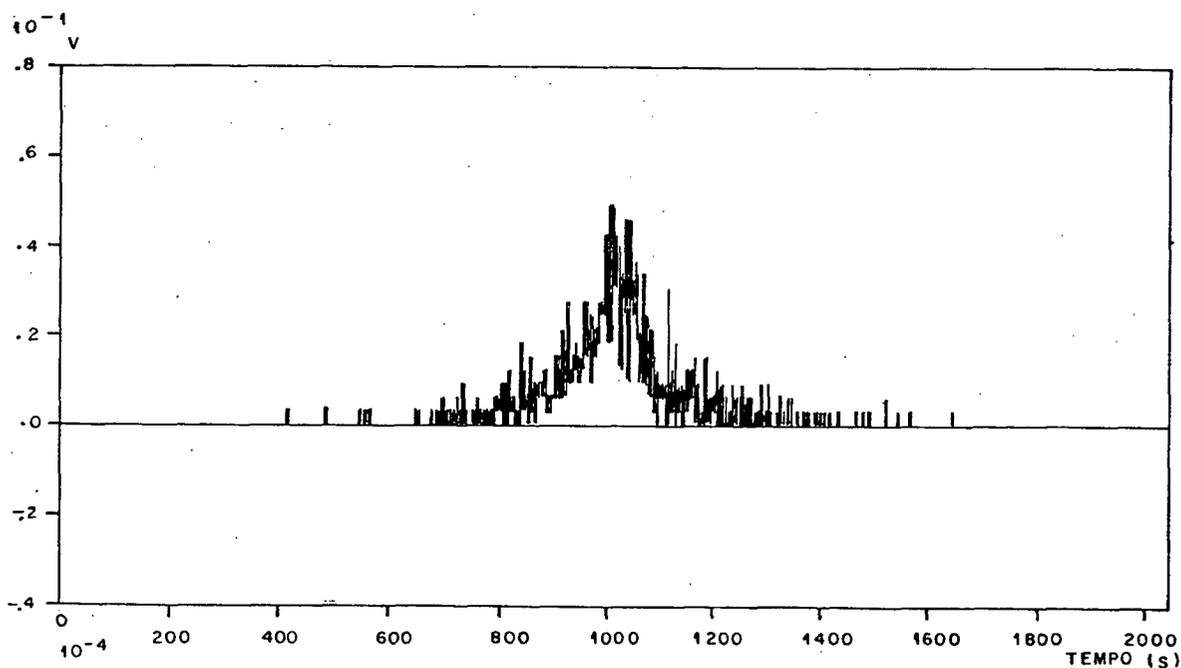


Figura 4.15 - Histograma para o sinal no tempo da figura 4.14.

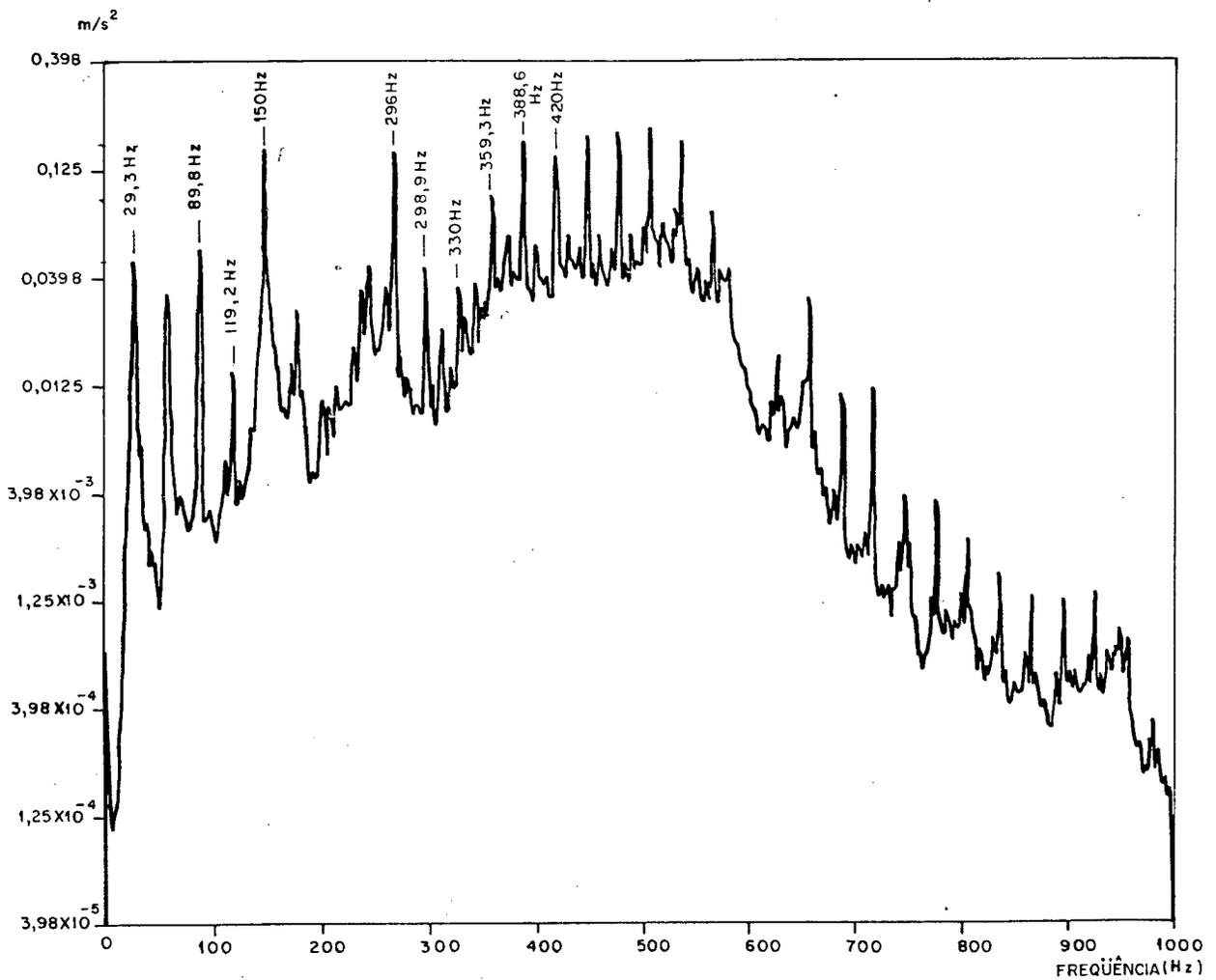


Figura 4.16 - Espectro para o desbalanceamento provocado pela massa m_2 , número de pontos usados na conversão analógica digital $N = 1024$, frequência máxima $F_{\max} = 1000\text{Hz}$, frequência de corte $f_c = 500\text{Hz}$ e número de médias $N' = 100$.

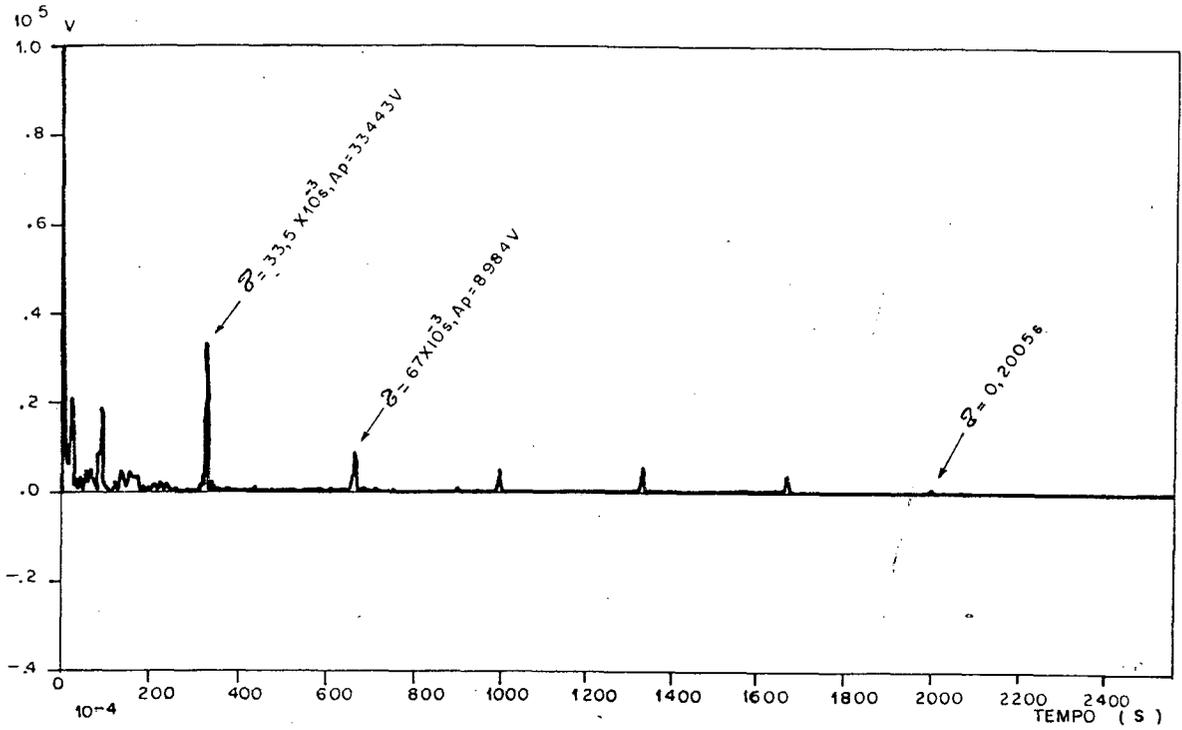


Figura 4.17 - "Cepstrum" para o desbalanceamento provocado pela massa m_2 .

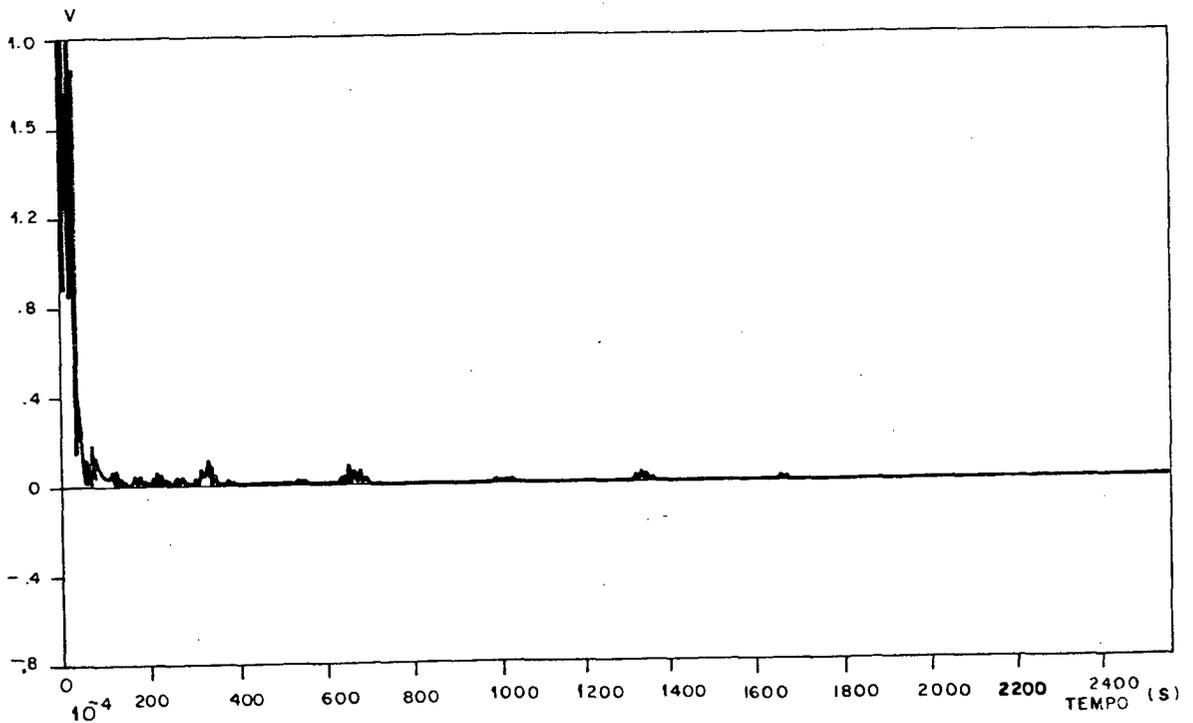


Figura 4.18 - "Cepstrum" para o desbalanceamento provocado pela massa m_2 segundo procedimento de Claessens [4.01].

Condições do engrenamento	Amplitude da frequência de rotação de entrada ω_1 [m/s ²]	Amplitude da frequência de engrenamento ω_0 [m/s ²]	Amplitude dos picos laterais [m/s ²]				Amplitude do primeiro pico do "cepstrum" [V]
			$\omega_0 - 2\omega_1$	$\omega_0 - \omega_1$	$\omega_0 + \omega_1$	$\omega_0 + 2\omega_1$	
Em boas condições	$8,8 \cdot 10^{-3}$	$2,9 \cdot 10^{-2}$	$3,98 \cdot 10^{-3}$	$5,6 \cdot 10^{-3}$	$3,4 \cdot 10^{-2}$	$3 \cdot 10^{-2}$	7778
Para o desbalanceamento provocado pela massa m_1	$1,2 \cdot 10^{-2}$	$4,3 \cdot 10^{-2}$	-	$1,2 \cdot 10^{-2}$	$4,8 \cdot 10^{-2}$	$5,4 \cdot 10^{-2}$	13219
Para o desbalanceamento provocado pela massa m_2	$4,3 \cdot 10^{-2}$	$1,2 \cdot 10^{-1}$	$4,2 \cdot 10^{-2}$	$3,8 \cdot 10^{-2}$	$1,3 \cdot 10^{-2}$	$1,3 \cdot 10^{-1}$	33443

Tabela 4.1 - Amplitudes das principais frequências.

4.3.3- COMENTÁRIOS

As medições e análises dos sinais de vibração para os desbalanceamentos provocados pelas massas m_1 e m_2 geraram as seguintes informações:

a) o sinal no tempo para o desbalanceamento provocado pela massa m_2 (ver figura 4.14) apresenta pulsos originados pela respectiva falha. O espaçamento entre os pulsos $T = 34.10^{-3}$ s é igual ao período de rotação da engrenagem A. Desta forma, quando o sinal no tempo apresenta tais pulsos, torna-se possível a identificação de engrenagens defeituosas;

b) os histogramas (ver figuras 4.10 e 4.15) apresentam formas intermediárias entre a de um sinal senoidal e a de um sinal gaussiano, assemelhando-se mais à segunda forma. Conclui-se portanto, que apesar de existirem componentes discretas nos sinais tomados no tempo, figuras 4.9 e 4.14, as formas dos histogramas não as revelam com clareza;

c) os espectros das figuras 4.12 e 4.16 apresentam três faixas importantes de frequências: a primeira, que corresponde à frequência de rotação de entrada, 29,3 Hz, e os harmônicos da mesma (60,5 Hz e 119,2 Hz); a segunda, que se encontra em torno de 150 Hz, na qual estão contidas certas frequências dos rolamentos [4.02, 4.03, 4.04]; e a terceira, que se encontra entre 269 Hz e 500 Hz. Nesta, são encontradas a frequência de engrenamento 359,3 Hz e as correspondentes aos lóbulos laterais (299,8 Hz, 330 Hz, 388,6 Hz, e 420 Hz). Observa-se que as amplitudes nas frequências de engrenamento e lóbulos laterais para o desbalanceamento provocado

pela massa m_2 (ver figura 4.16), são maiores do que as amplitudes correspondentes no espectro para o desbalanceamento provocado pela massa m_1 (ver figura 4.12). Assim, aumentando o desbalanceamento, tais amplitudes aumentam. Observa-se também que a diferença entre os lóbulos laterais é igual à velocidade de rotação da engrenagem A.

d) os "cepstra" das figuras 4.7, 4.11 e 4.17 apresentam picos com amplitudes diferentes; entre estes encontram-se os correspondentes à frequência de rotação da engrenagem A na frequência $\tau = 33,5 \cdot 10^{-3}$ s e o da engrenagem B na frequência $\tau = 0,2005$ s. Para o desbalanceamento provocado pela massa m_2 (ver figura 4.17) o pico do "cepstrum" na frequência, $\tau = 33,5 \cdot 10^{-3}$ s, possui amplitude 2,5 vezes maior do que o pico correspondente ao desbalanceamento provocado pela massa m_1 . Assim, a amplitude do pico do "cepstrum" correspondente à velocidade de rotação da engrenagem A aumenta à medida que o desbalanceamento aumenta.

e) os "cepstra" para os desbalanceamentos provocados pelas massas m_1 e m_2 segundo o procedimento referido em [4.01] não forneceram resultados satisfatórios (ver figuras 4.13 e 4.18), pois não forneceram informações sobre picos.

4.4- MEDIÇÕES DOS SINAIS DE VIBRAÇÃO GERADOS PELAS FALHAS NO DENTE

4.4.1- MEDIÇÕES PARA ENGRENAGEM COM UM FURO EM UM FLANCO DE UM DENTE

As medições dos sinais de vibração gerados por um fu-

ro em um flanco do dente encontram-se nas figuras 4.19, 4.20, 4.21, 4.22 e 4.23.

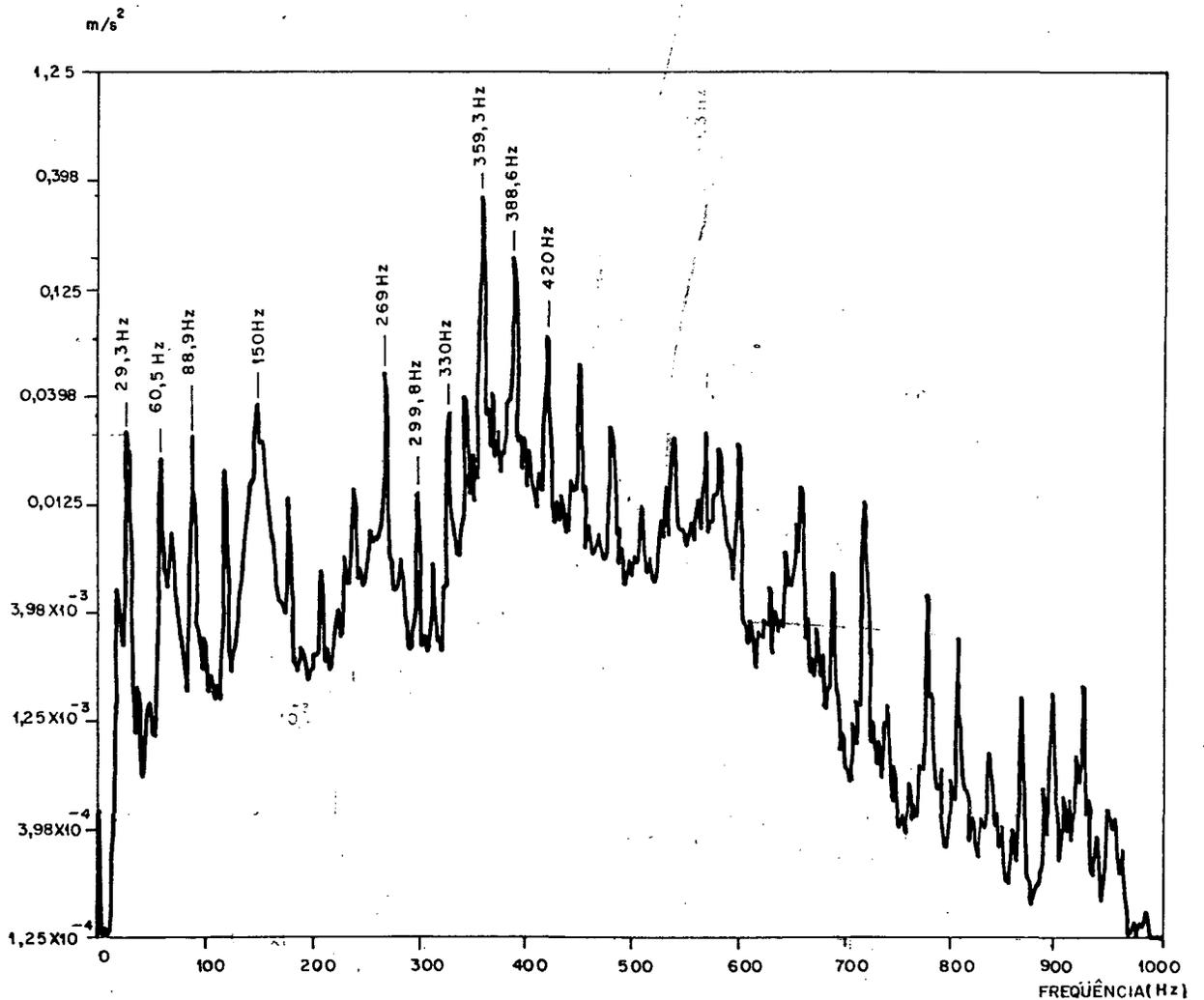


Figura 4.19 - Espectro para o furo em um flanco de um dente da engrenagem A, número de pontos usados na conversão analógica digital $N = 1024$, frequência máxima $F_{\text{max}} = 1000 \text{ Hz}$, frequência de corte $f_c = 500 \text{ Hz}$ e número de médias $N' = 100$.

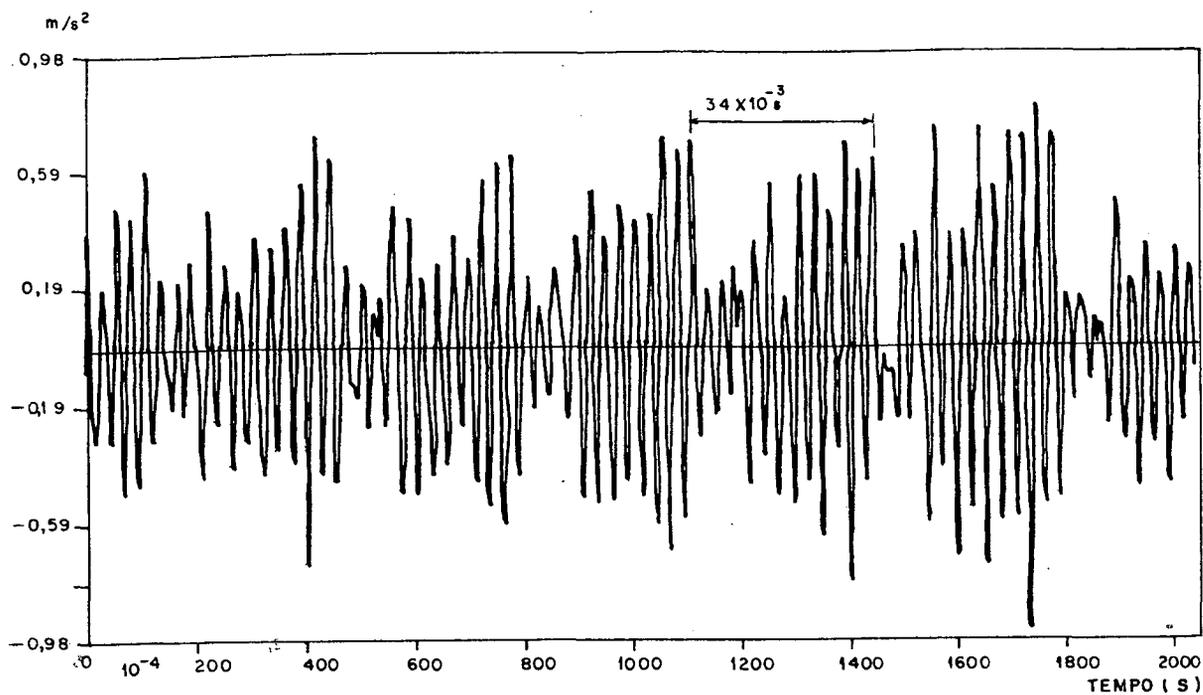


Figura 4.20 - Sinal no tempo para o furo no flanco do dente da engrenagem A, número de pontos usados na conversão analógica digital $N = 1024$, frequência máxima $F_{\max} = 2500$ Hz, frequência de corte $f_c = 500$ Hz e número de médias $N' = 1$.

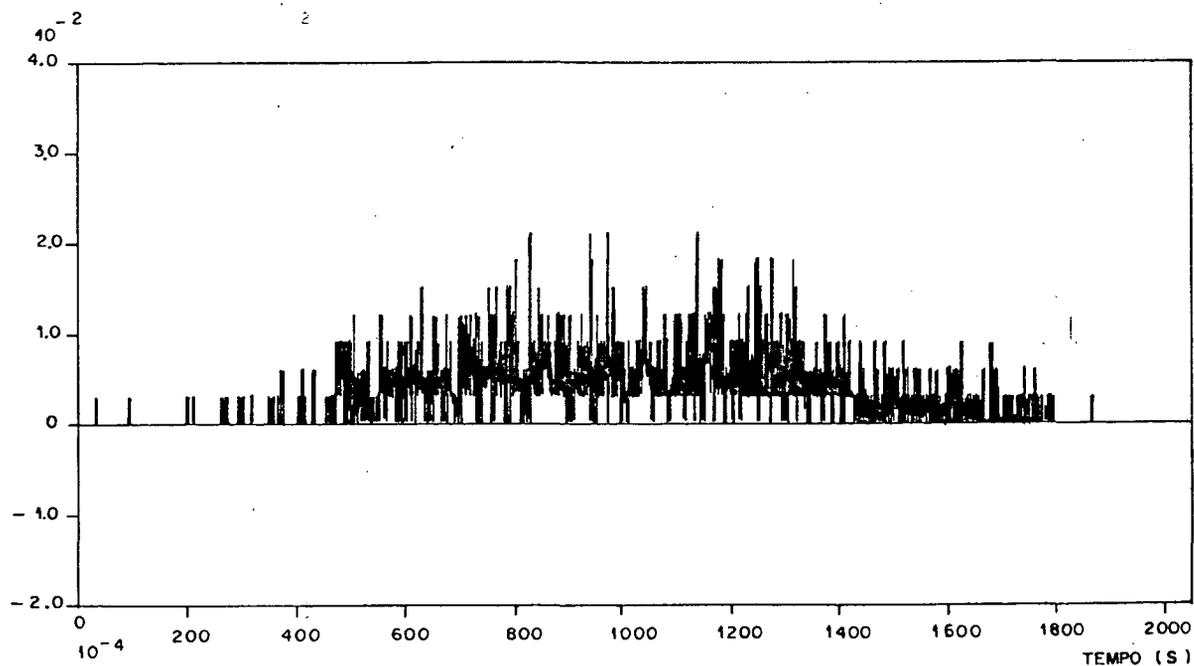


Figura 4.21 - Histograma para o sinal no tempo da figura 4.19.

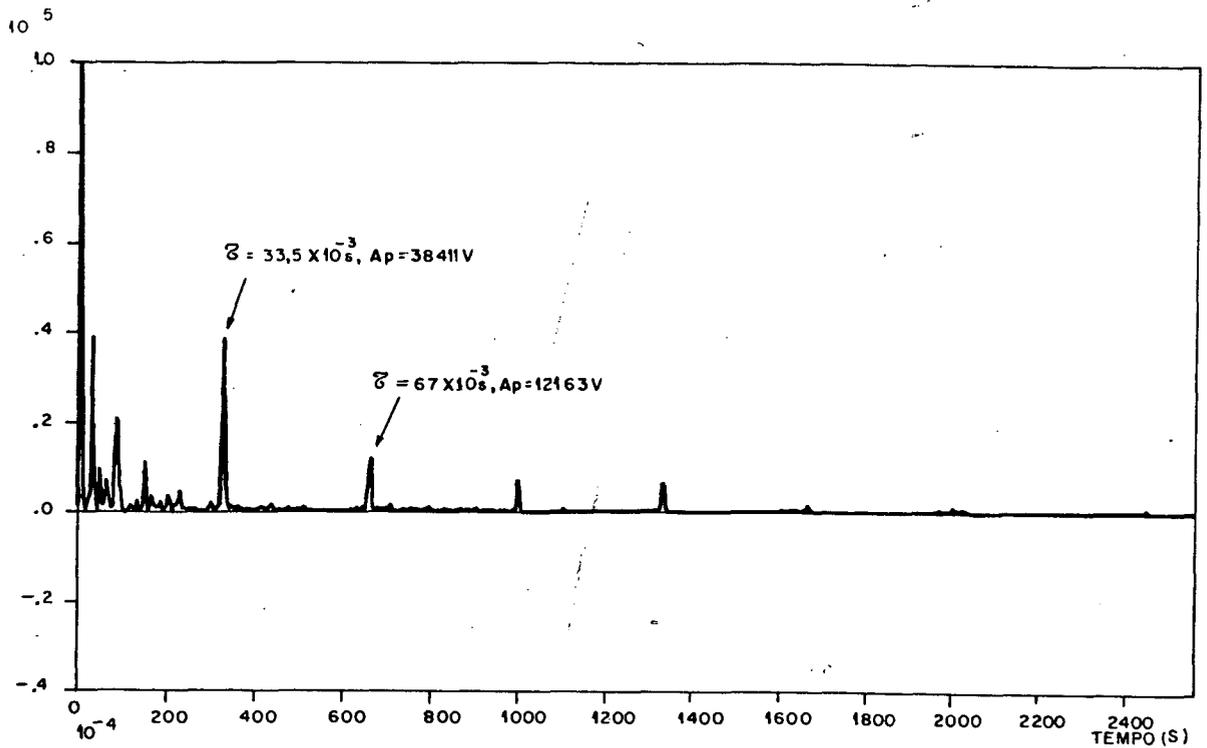


Figura 4.22 - "Cepstrum" para o furo em um flanco de um dente da engrenagem A.

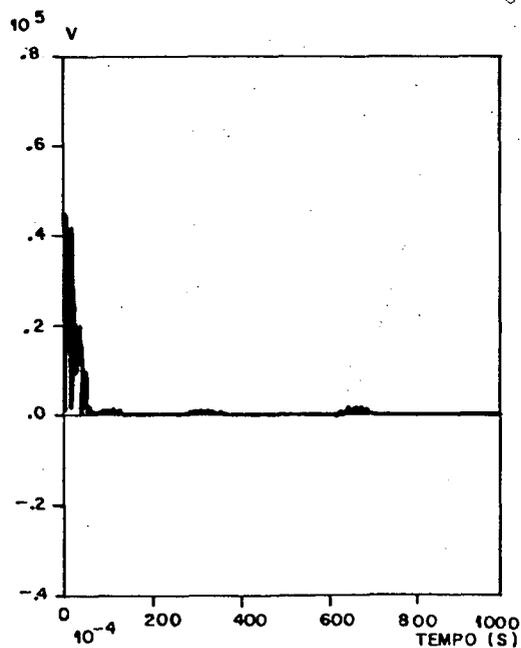


Figura 4.23 - "Cepstrum" para o furo em um flanco de um dente da engrenagem A segundo Claessens [4.01].

4.4.2- MEDIÇÕES PARA A ENGRENAGEM COM UM DENTE PARCIALMENTE QUEBRADO

As medições para engrenagem com uma dente parcialmente quebrado encontram-se nas figuras 4.24, 4.25, 4.26, 4.27 e 4.28.

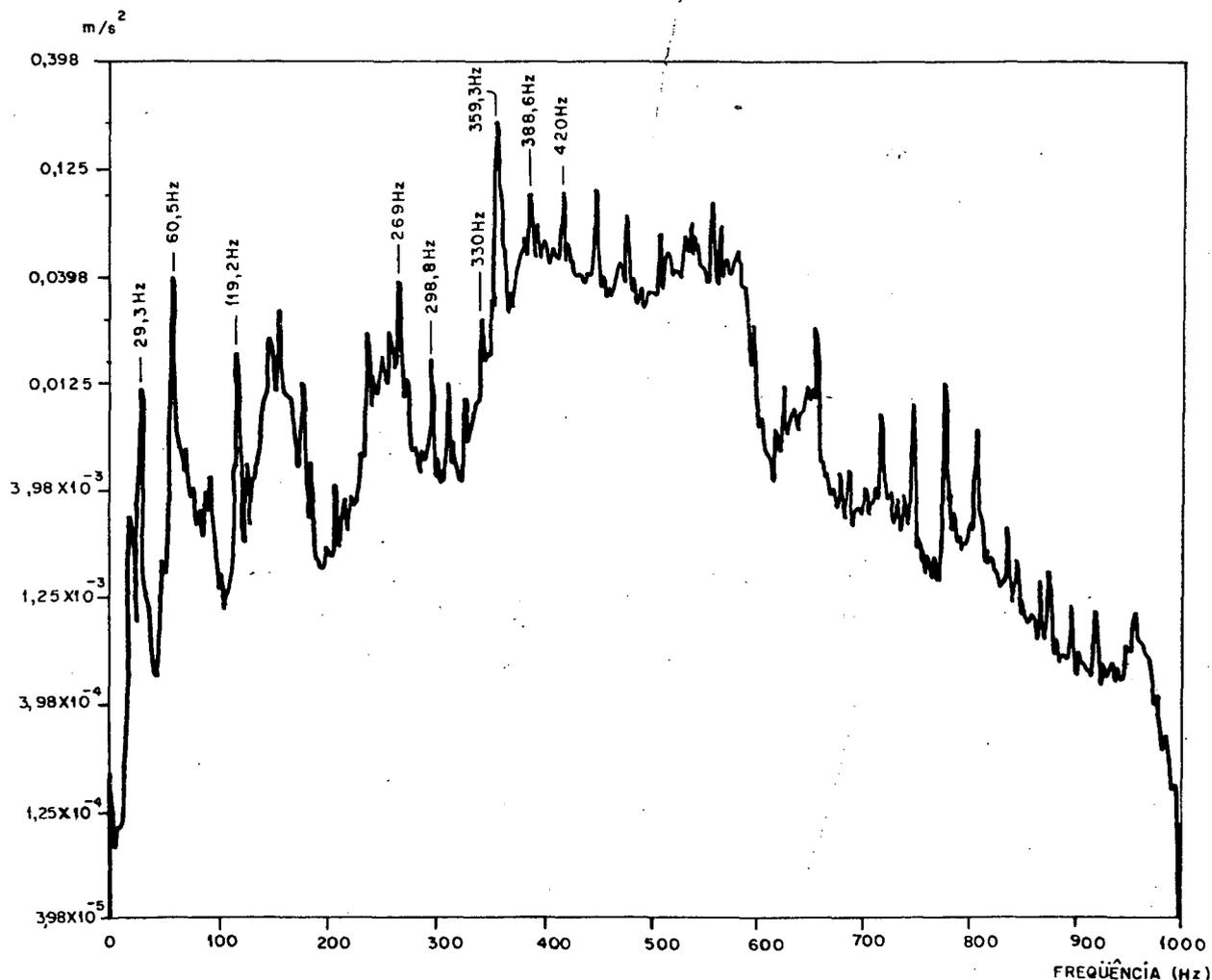


Figura 4.24 - Espectro para o dente parcialmente quebrado, número de pontos usados na conversão analógica digital $N = 1024$, frequência máxima $F_{max} = 1000$ Hz, frequência de corte $f_c = 500$ Hz e número de médias $N' = 100$.

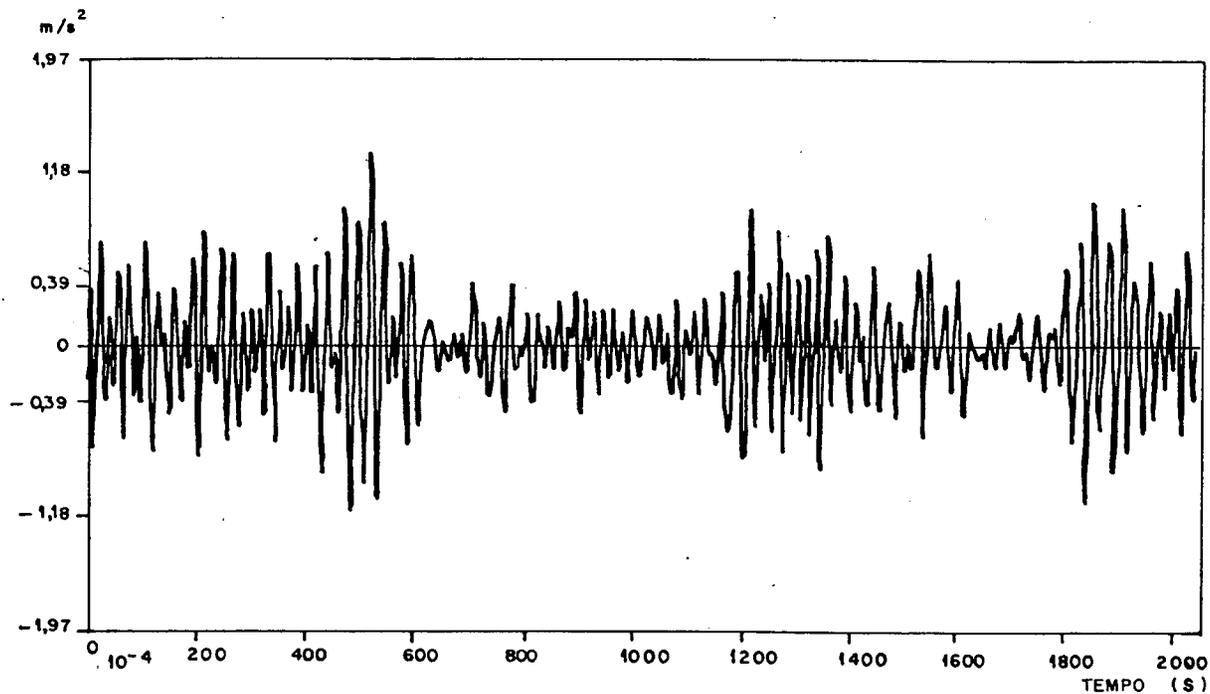


Figura 4.25 - Sinal no tempo para o dente parcialmente quebrado, número de pontos usados na conversão analógica digital $N = 1024$, frequência máxima $F_{\max} = 2500$ Hz, frequência de corte $f_c = 500$ Hz e número de médias $N' = 1$.

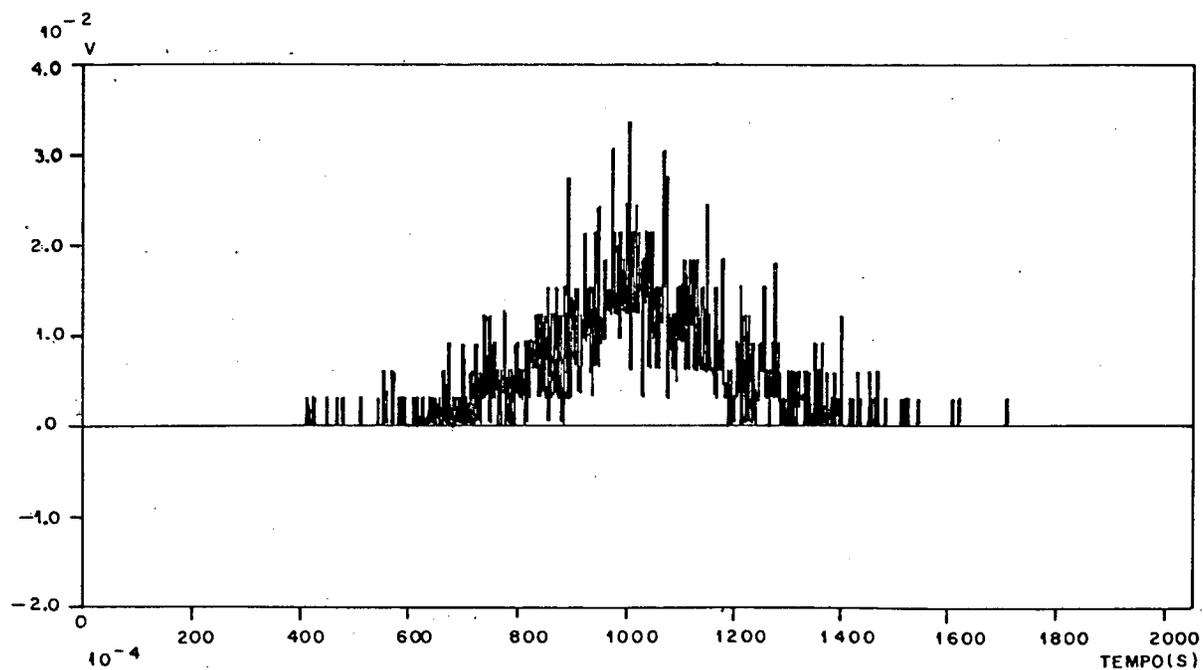


Figura 4.26 - Histograma para o sinal no tempo da figura 4.25.

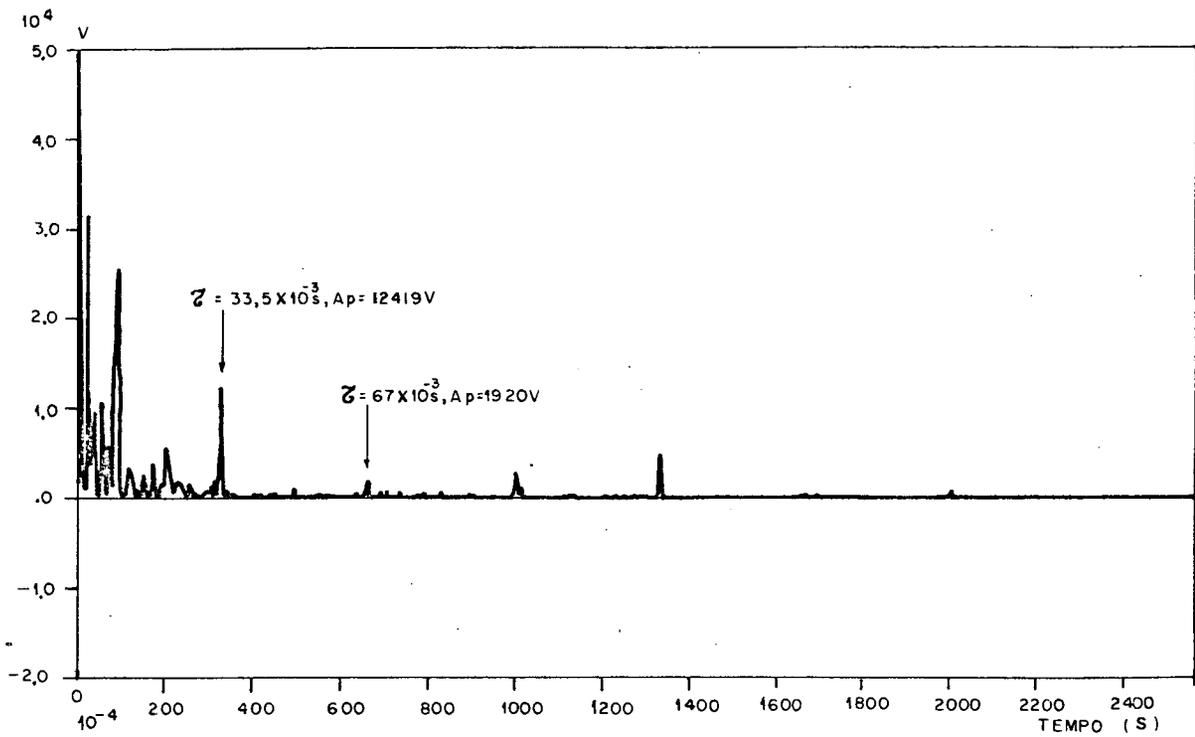


Figura 4.27 - "Cepstrum" para o dente parcialmente quebrado.

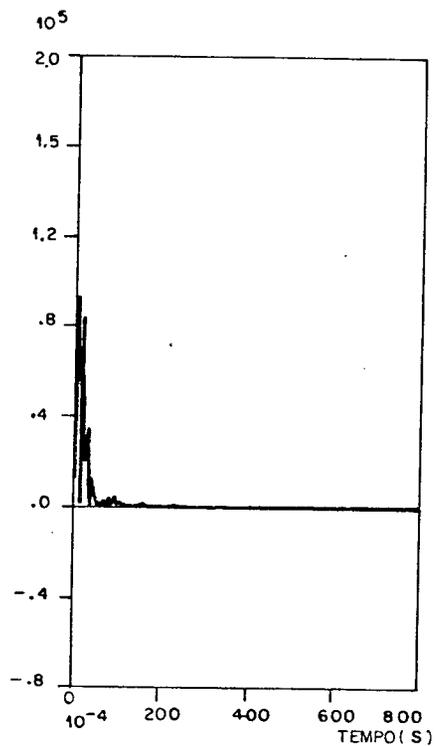


Figura 4.28 - "Cepstrum" para o dente parcialmente quebrado segundo Claessens [4.01].

Condições do engrenamento	Amplitude da frequência de rotação de entrada ω_1 [m/s ²]	Amplitude da frequência de engrenamento ω_0 [m/s ²]	Amplitude dos picos laterais [m/s ²]				Amplitude do primeiro pico do "cepstrum" [V]
			$\omega_0 - 2\omega_1$	$\omega_0 - \omega_1$	$\omega_0 + \omega_1$	$\omega_0 + 2\omega_1$	
Em boas condições	$8,8 \cdot 10^{-3}$	$2,9 \cdot 10^{-2}$	$3,9 \cdot 10^{-3}$	$3,6 \cdot 10^{-3}$	$3,4 \cdot 10^{-2}$	$3 \cdot 10^{-2}$	7778
Para o flanco em um engrenagem A	$3,1 \cdot 10^{-2}$	$3,9 \cdot 10^{-1}$	$1,3 \cdot 10^{-2}$	$3,4 \cdot 10^{-2}$	$1,3 \cdot 10^{-1}$	$1,1 \cdot 10^{-1}$	38411
Para o dente parcialmente quebrado	$1,1 \cdot 10^{-2}$	$1,4 \cdot 10^{-1}$	$1,8 \cdot 10^{-2}$	$2,9 \cdot 10^{-2}$	$1,2 \cdot 10^{-1}$	$1,3 \cdot 10^{-1}$	12419

Tabela 4.2 - Amplitudes das principais frequências.

4.4.3- COMENTÁRIOS

As medições e análises dos sinais tomados no tempo, histograma, espectro e "cepstrum" para a engrenagem com um furo em um flanco de um dente e para o dente parcialmente quebrado, apresentaram as seguintes características:

a) o sinal tomado no tempo para a engrenagem A com um furo em um flanco de um dente (ver figura 4.20), apresenta pulsos igualmente espaçados por um intervalo $T' = 34 \cdot 10^{-3}$ s, que é igual ao período de rotação da engrenagem A; tais pulsos poderão ser originados pela falha no dente;

b) os histogramas devido às respectivas falhas, figuras 4.21 e 4.26, apresentam formas intermediárias entre a de um sinal senoidal e a de um sinal gaussiano, assemelhando-se mais à segunda. Desta forma, não indicam, também com clareza a presença de componentes discretas nos sinais tomados no tempo, figuras 4.20 e 4.25;

c) os espectros das figuras 4.19 e 4.24 assemelham-se aos das figuras 4.12 e 4.16 para os desbalanceamentos provocados pelas massas m_1 e m_2 e apresentam as três faixas de frequências citadas no item 4.3.3 letra c. Observa-se que o espectro para a engrenagem com um furo em um flanco do dente (ver figura 4.19) apresenta amplitudes na frequência de engrenamento, 359,3 Hz, e lóbulos laterais (299,8 Hz, 330 Hz, 388,6 Hz e 420 Hz) maiores do que as correspondentes no espectro para o dente parcialmente quebrado (ver figura 4.24). Conclui-se portanto, que em função da área do dente parcialmente quebrado ser maior do que a do corres

pondente ao furo em um flanco do dente, a pressão sobre o dente parcialmente quebrado é menor do que sobre o dente com o furo no flanco. Desta forma, a força transmitida até o ponto de aquisição do sinal é menor no primeiro caso, acarretando amplitudes menores nas frequências anteriormente referidas. Também observa-se que a diferença entre os lóbulos laterais é igual à velocidade de rotação da engrenagem A.

d) para o dente com um furo em um flanco do dente, o pico do "cepstrum" na frequência, $\tau = 33,5 \cdot 10^{-3}$ s, correspondente à velocidade de rotação da engrenagem A (ver figura 4.22) possui amplitude aproximadamente 3 vezes maior do que a amplitude do pico correspondente ao dente parcialmente quebrado (ver figura 4.27). Assim, a amplitude do pico no "cepstrum", correspondente à velocidade de rotação da engrenagem A, é maior para a primeira falha.

e) os "cepstra" obtidos segundo o procedimento referido em [4.01], que consiste em processar apenas a frequência de engrenamento e as correspondentes aos lóbulos laterais, não forneceram resultados satisfatórios (ver figuras 4.23 e 4.28), pois não apresentaram informações sobre picos.

4.5- CONCLUSÕES

As formas dos histogramas (ver figuras 4.5, 4.10, 4.15, 4.21 e 4.26) não indicam com clareza a presença de componentes discretas nos sinais tomados no tempo; as amplitudes na frequência de engrenamento, nas correspondentes aos lóbulos laterais e a diferença entre estes nos espectros (ver figuras 4.12, 4.16,

4.19 e 2.24) poderão ser usadas para dar indicação da condição funcional de engrenagens [4.05].

No "cepstrum" os valores da amplitude e frequência, τ , correspondentes à frequência de rotação da engrenagem em estudo, também poderão ser usados para dar indicação da condição de operação de engrenagens (ver figuras 4.7, 4.11, 4.17, 4.22 e 4.27), facilitando sensivelmente a identificação de falhas em engrenagens [4.06].

Os "cepstra" segundo o procedimento referido em [4.01], usando os programas computacionais desenvolvidos neste trabalho, não lograram resultados satisfatórios (ver figuras 4.8, 4.13, 4.18, 4.23 e 4.28), uma vez que não apresentaram informações sobre picos correspondentes à velocidade de rotação da engrenagem em estudo.

4.6 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS - CAPÍTULO 4

- [4.01] CLAESSENS, C. *Vibration Measurement in Predictive Maintenance*. Brüel & Kjaer, Application notes.
- [4.02] MARTINS, L.G. & GERGES, S.N.Y. *Detecção de Falhas em Rolamentos através de Monitoramento e Análise de Vibrações*. COBEM 82, Uberlândia, 13-16 de Dezembro de 1983.
- [4.03] MARTINS, L.G. *Detecção de Defeitos em Rolamentos através do Processamento e Análise de Sinais de Vibrações*. Dissertação de Mestrado, UFSC, 1985.
- [4.04] ——— & GERGES, S.N.Y. *Manutenção Preditiva: Um Estudo sobre o Método da Curtose*. COBEM 85, São José dos Campos, 13-16 de Dezembro de 1985.
- [4.05] RANDALL, R.B. *Advances in the Applications of Cepstrum Analysis to Gearbox Diagnosis*. Naerum, Denmark, Brüel & Kjaer, 1980, p. 169-74.
- [4.06] ———. *A New Method of Modeling Gear Faults*. An ASME Publication: New York, 1981, p. 1-9 (81-DET-10).

C A P Í T U L O 5

MODELO MATEMÁTICO DO SINAL DE VIBRAÇÃO GERADO
EM UM ENGRENAMENTO

5.1- INTRODUÇÃO

Uma das definições do "cepstrum" [5.01, 5.02, 5.03] é da
da por:

$$c(\tau) = \left| \text{T.F.} \{ \log F_{XX}(f) \} \right|^2 \quad (5.1)$$

onde $F_{XX}(f)$ é o espectro de potência do sinal no tempo $f_X(t)$
e T.F. é a transformada de Fourier,

isto é:
$$F_{XX}(f) = \left| \text{T.F.}\{f_X(t)\} \right|^2$$

A variável independente, τ , do "cepstrum" possui a mesma dimensão do tempo, mas é conhecida como quefrença (quefrença). Alta e baixa quefrenças, significam respectivamente pequeno e grande espaçamento entre os picos no domínio de frequência. A quefrença do primeiro pico do "cepstrum" resultante de uma família de lóbulos laterais, é igual ao período do sinal modulado, e o seu inverso, $\frac{1}{\tau}$, será igual ao espaçamento entre as frequências dos picos dos lóbulos laterais do espectro, incluindo entre estas a frequência de rotação da engrenagem em estudo.

5.2- MODELO MATEMÁTICO

O sinal de vibração gerado no engrenamento [5.04,5.05] pode ser representado em forma matemática por:

$$f_X(t) = A_0 \cos [\omega_0 t + \beta \sin (\omega_1 t)] \quad (5.2)$$

onde A_0 é a amplitude do sinal;

ω_0 é a frequência de engrenamento (ver Capítulo 2, item 2.11);

ω_1 é a frequência de rotação da engrenagem em estudo;

β é o índice de modulação dado por: $\beta = \epsilon \cdot Z$

sendo:

ϵ a variação da velocidade relativa da engrenagem e

Z é o número de dentes da engrenagem.

A equação (5.2) pode ser escrita, utilizando a relação $\cos(a+b)$, em termos das funções de Bessel de primeira espécie $J_n(\beta)$, separando os termos que contêm β , ω_0 e ω_1 [5.06]:

$$\begin{aligned}
 f_x(t) = A_0 \{ & \cos(\omega_0 t) \left[J_0(\beta) + 2J_2(\beta) \cos(2\omega_1 t) + \right. \\
 & \left. + 2J_4(\beta) \cos(4\omega_1 t) + \dots \right] \\
 & - \sin(\omega_0 t) \left[2J_1(\beta) \sin(\omega_1 t) + 2J_3(\beta) \sin(3\omega_1 t) + \right. \\
 & \left. + 2J_5(\beta) \sin(5\omega_1 t) + \dots \right] \} \quad (5.3)
 \end{aligned}$$

onde $J_0(\beta)$ é a amplitude relativa da frequência de engrenamento e

$J_1(\beta)$, $J_2(\beta)$, ... $J_n(\beta)$ são as amplitudes relativas dos lóbulos laterais.

Substituindo na equação (5.3) as seguintes igualdades:

$$\sin a \cdot \sin b = \frac{1}{2} \{ \cos(a-b) - \cos(a+b) \}$$

$$\cos a \cdot \cos b = \frac{1}{2} \{ \cos (a - b) + \cos (a + b) \}$$

tem-se:

$$f_x(t) = A_0 \left\{ J_0(\beta) \cos(\omega_0 t) + \left[J_1(\beta) \cos(\omega_0 t + \omega_1 t) - J_1(\beta) \cos(\omega_0 t - \omega_1 t) \right] + \right. \\ \left. + \left[J_2(\beta) \cos(\omega_0 t + 2\omega_1 t) + J_2(\beta) \cos(\omega_0 t - 2\omega_1 t) \right] + \right. \\ \left. + \left[J_3(\beta) \cos(\omega_0 t + 3\omega_1 t) - J_3(\beta) \cos(\omega_0 t - 3\omega_1 t) \right] + \dots \right\} \quad (5.4)$$

A transformada de Fourier de $f_x(t)$ [5.07, 5.08] é dada

por:

$$F_x(\omega) = A_0 J_0(\beta) \int_{-\infty}^{\infty} \cos(\omega_0 t) e^{-i\omega t} dt + A_0 J_1(\beta) \int_{-\infty}^{\infty} \cos[(\omega_0 t + \omega_1 t)] e^{-i\omega t} dt - \\ - A_0 J_1(\beta) \int_{-\infty}^{\infty} \cos[(\omega_0 t - \omega_1 t)] e^{-i\omega t} dt + A_0 J_2(\beta) \int_{-\infty}^{\infty} \cos[(\omega_0 t + 2\omega_1 t)] e^{-i\omega t} dt +$$

$$\begin{aligned}
& + A_0 J_2(\beta) \int_{-\infty}^{\infty} \cos[(\omega_0 t - 2\omega_1 t)] e^{-i\omega t} dt + A_0 J_3(\beta) \int_{-\infty}^{\infty} \cos[(\omega_0 t + 3\omega_1 t)] e^{-i\omega t} dt - \\
& - A_0 J_3(\beta) \int_{-\infty}^{\infty} \cos[(\omega_0 t - 3\omega_1 t)] e^{-i\omega t} dt + \dots \quad (5.5)
\end{aligned}$$

$$\text{ou} \quad F_X(\omega) = A + B + C + D + E + F + G + \dots \quad (5.6)$$

Resolvendo os termos A, B, C, D, E, F e G na equação (5.6) correspondentes às primeiras integrais da equação (5.5), tem-se

$$A = A_0 J_0(\beta) \int_{-\infty}^{\infty} \cos(\omega_0 t) e^{-i\omega t} dt = A_0 J_0(\beta) \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ \frac{1}{2} [e^{i\omega_0 t} + e^{-i\omega_0 t}] \right\} e^{-i\omega t} dt$$

$$A = A_0 J_0(\beta) \pi \delta(\omega - \omega_0) + A_0 J_0(\beta) \pi \delta(\omega + \omega_0)$$

onde δ é a função Delta de Dirac.

Analogamente, o segundo, terceiro, quarto, quinto, sexto e sétimo, termos da equação (5.5) serão dados por:

$$B = A_0 J_1(\beta) \int_{-\infty}^{\infty} \cos[(\omega_0 + \omega_1)t] e^{-i\omega t} dt$$

$$B = \frac{A_0 J_1(\beta) \pi}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-i[\omega - (\omega_0 + \omega_1)]t} dt + \frac{A_0 J_1(\beta) \pi}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-i[\omega + (\omega_0 + \omega_1)]t} dt$$

$$B = A_0 J_1(\beta) \pi \delta[\omega - (\omega_0 + \omega_1)] + A_0 J_1(\beta) \pi \delta[\omega + (\omega_0 + \omega_1)]$$

$$C = -A_0 J_1(\beta) \int_{-\infty}^{\infty} \cos[(\omega_0 - \omega_1)t] e^{-i\omega t} dt$$

$$C = \frac{-A_0 J_1(\beta) \pi}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-i[\omega - (\omega_0 - \omega_1)]t} dt - \frac{A_0 J_1(\beta) \pi}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-i[\omega + (\omega_0 - \omega_1)]t} dt$$

$$C = -A_0 J_1(\beta) \pi \delta[\omega - (\omega_0 - \omega_1)] - A_0 J_1(\beta) \pi \delta[\omega + (\omega_0 - \omega_1)]$$

$$D = A_0 J_2(\beta) \int_{-\infty}^{\infty} \cos[(\omega_0 t + 2\omega_1 t)] e^{-i\omega t} dt$$

$$D = \frac{A_0 J_2(\beta) \pi}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-i[\omega - (\omega_0 + 2\omega_1)]t} dt + \frac{A_0 J_2(\beta) \pi}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-i[\omega + (\omega_0 + 2\omega_1)]t} dt$$

$$D = A_0 J_2(\beta) \pi \delta[\omega - (\omega_0 + 2\omega_1)] + A_0 J_2(\beta) \pi \delta[\omega + (\omega_0 + 2\omega_1)]$$

$$E = A_0 J_2(\beta) \int_{-\infty}^{\infty} \cos[(\omega_0 t - 2\omega_1 t)] e^{-i\omega t} dt$$

$$E = \frac{A_0 J_2(\beta) \pi}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-i[\omega - (\omega_0 - 2\omega_1)]t} dt + \frac{A_0 J_2(\beta) \pi}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-i[\omega + (\omega_0 - 2\omega_1)]t} dt$$

$$E = A_0 J_2(\beta) \pi \delta[\omega - (\omega_0 - 2\omega_1)] + A_0 J_2(\beta) \pi \delta[\omega + (\omega_0 - 2\omega_1)]$$

$$F = A_0 J_3(\beta) \int_{-\infty}^{\infty} \cos[(\omega_0 t + 3\omega_1 t)] e^{-i\omega t} dt$$

$$F = \frac{A_0 J_3(\beta) \pi}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-i[\omega - (\omega_0 + 3\omega_1)]t} dt + \frac{A_0 J_3(\beta) \pi}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-i[\omega + (\omega_0 + 3\omega_1)]t} dt$$

$$F = A_0 J_3(\beta) \pi \delta[\omega - (\omega_0 + 3\omega_1)] + A_0 J_3(\beta) \pi \delta[\omega + (\omega_0 + 3\omega_1)] \quad e$$

$$G = - A_0 J_3(\beta) \int_{-\infty}^{\infty} \cos[(\omega_0 t - 3\omega_1 t)] e^{-i\omega t} dt$$

$$G = - \frac{A_0 J_3(\beta) \pi}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-i[\omega - (\omega_0 - 3\omega_1)]t} dt - \frac{A_0 J_3(\beta) \pi}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-i[\omega + (\omega_0 - 3\omega_1)]t} dt$$

$$G = - A_0 J_3(\beta) \pi \delta[\omega - (\omega_0 - 3\omega_1)] - A_0 J_3(\beta) \pi \delta[\omega + (\omega_0 - 3\omega_1)]$$

Portanto, a solução da equação (5.5) é dada por:

$$F_X(\omega) = \left\{ A_0 J_0(\beta) \pi \delta(\omega - \omega_0) + A_0 J_1(\beta) \pi \delta[\omega - (\omega_0 + \omega_1)] - A_0 J_1(\beta) \pi \delta[\omega - (\omega_0 - \omega_1)] + \right. \\ \left. + A_0 J_2(\beta) \pi \delta[\omega - (\omega_0 + 2\omega_1)] + A_0 J_2(\beta) \pi \delta[\omega - (\omega_0 - 2\omega_1)] + \right. \\ \left. + A_0 J_3(\beta) \pi \delta[\omega - (\omega_0 + 3\omega_1)] - A_0 J_3(\beta) \pi \delta[\omega - (\omega_0 - 3\omega_1)] + \dots \right\} + \\ + \left\{ A_0 J_0(\beta) \pi \delta(\omega + \omega_0) + A_0 J_1(\beta) \pi \delta[\omega + (\omega_0 + \omega_1)] - A_0 J_1(\beta) \pi \delta[\omega + (\omega_0 - \omega_1)] + \right.$$

$$\begin{aligned}
& + A_0 J_2(\beta) \pi \delta \left[\omega + (\omega_0 + 2\omega_1) \right] + A_0 J_2(\beta) \pi \delta \left[\omega + (\omega_0 - 2\omega_1) \right] + \\
& + A_0 J_3(\beta) \pi \delta \left[\omega + (\omega_0 + 3\omega_1) \right] - A_0 J_3(\beta) \pi \delta \left[\omega + (\omega_0 - 3\omega_1) \right] + \dots \left. \right\} \quad (5.7)
\end{aligned}$$

Para $\beta < 1$ a maioria das informações [5.04] estarão contidas nos dois primeiros pares de lóbulos laterais, os quais têm amplitudes menores do que a componente de engrenamento. Para $\beta \ll 1$ as informações estarão contidas no primeiro par de lóbulos laterais, enquanto para $\beta > 1$ as informações estarão contidas em mais de dois pares de lóbulos laterais [5.04].

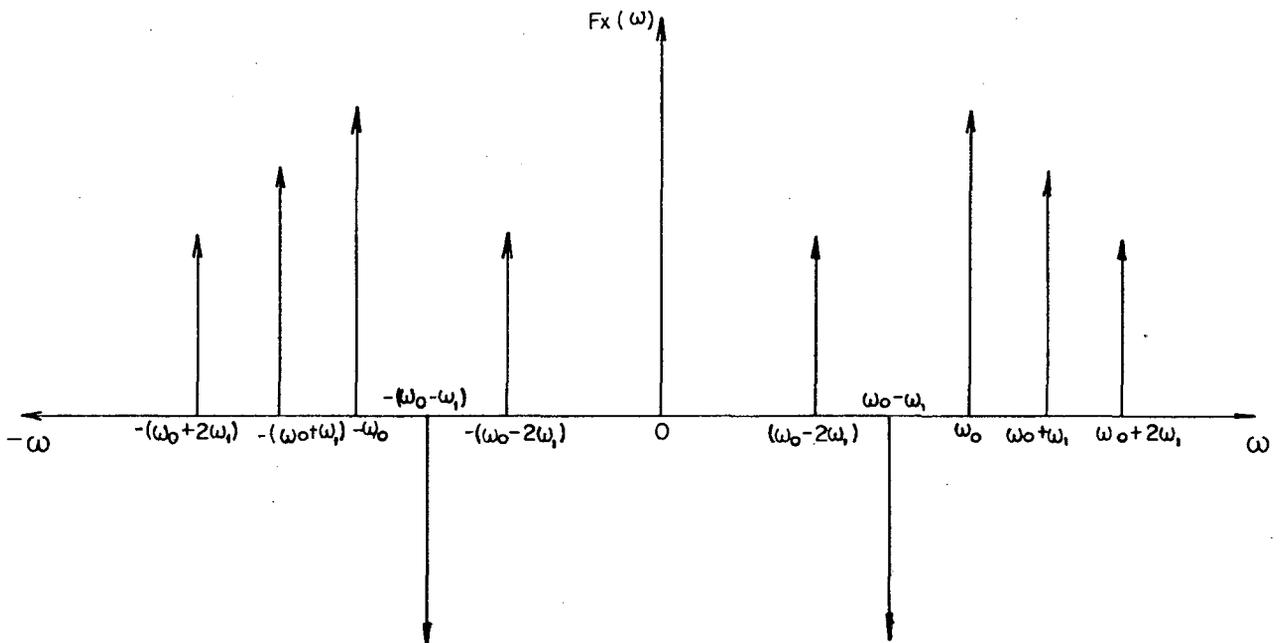


Figura 5.1 - Representação gráfica da equação (5.7) para dois pares de lóbulos laterais, $\beta < 1$.

Os primeiros termos da equação (5.7) representam as frequências positivas, os quais são considerados (ver figura 5.2). Os outros termos, que representam as frequências negativas, são desprezados, uma vez que, fisicamente, as frequências negativas não fazem sentido.

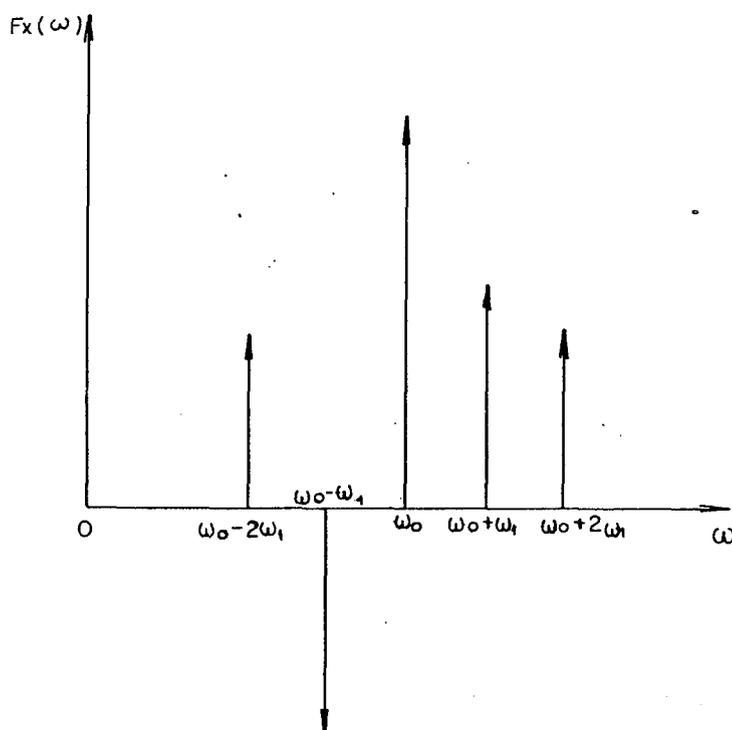


Figura 5.2 - Representação gráfica da equação (5.7) considerando as frequências positivas, $\beta < 1$.

Por dificuldades na obtenção de uma expressão fechada para o "cepstrum", a equação (5.7) será modelada no "Analisador de Frequências" HP 5451 C para dois valores típicos, $\beta = 0,8$ e $\beta = 2,0$. Para o caso de $\beta = 2 > 1$, deve ser considerado um número de pares de lóbulos laterais superior a dois [5.04].

A modelagem da equação (5.7), será feita usando os valo

res do redutor em estudo (ver figura 3.1):

$\omega_0 = 2\pi \cdot 348 \text{ rad/s}$ - frequência de engrenamento e

$\omega_1 = 2\pi \cdot 29 \text{ rad/s}$ - frequência de rotação da engrenagem em estudo.

Para $\beta = 0,8$ tem-se $J_0(\beta) = 0,8462$; $J_1(\beta) = 0,3688$; $J_2(\beta) = 0,0758$. Para $\beta = 2,0$ tem-se $J_0(\beta) = 0,2238$; $J_1(\beta) = 0,5767$; $J_2(\beta) = 0,3528$; $J_3(\beta) = 0,1289$. Assim, obtêm-se o sinal na frequência, tempo, histograma e "cepstrum".

5.2.1- SINAL NA FREQUÊNCIA

Os espectros mostrados nas figuras 5.3 e 5.4 representam as modelagens da equação (5.7) para $\beta = 0,8$ e $\beta = 2$ respectivamente.

O espectro apresentado na figura 5.3, possui picos com amplitudes diferentes. O pico central e de maior amplitude representa a frequência de engrenamento. Nota-se que o espectro figura 5.4 também apresenta número de picos e amplitudes diferentes. Porém, o pico central não tem a maior amplitude [5.04].

Em ambos os espectros, os picos em torno da frequência de engrenamento (pico central), são chamados lóbulos laterais, cuja diferença de frequência ($\Delta\omega = 29 \cdot 2\pi \text{ rad/s}$) é igual à velocidade de rotação da engrenagem em estudo.

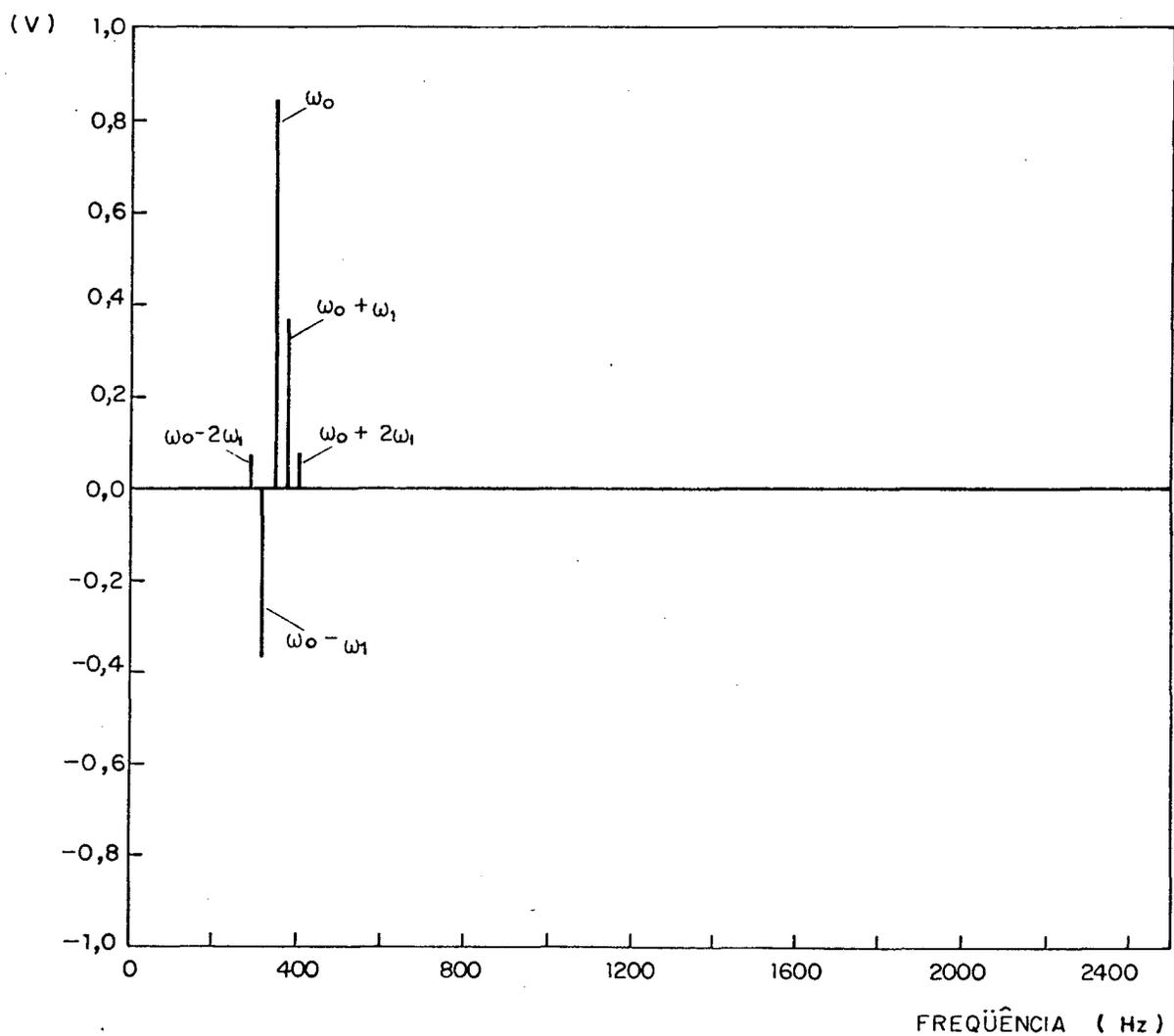


Figura 5.3 - Sinal na freqüência para $\beta = 0,8$,
 $\omega_0 = 348.2\pi \text{ rad/s}$, $\omega_1 = 29.2\pi \text{ rad/s}$,
 $J_0(\beta) = 0,8462$, $J_1(\beta) = 0,3688$ e
 $J_2(\beta) = 0,0758$.

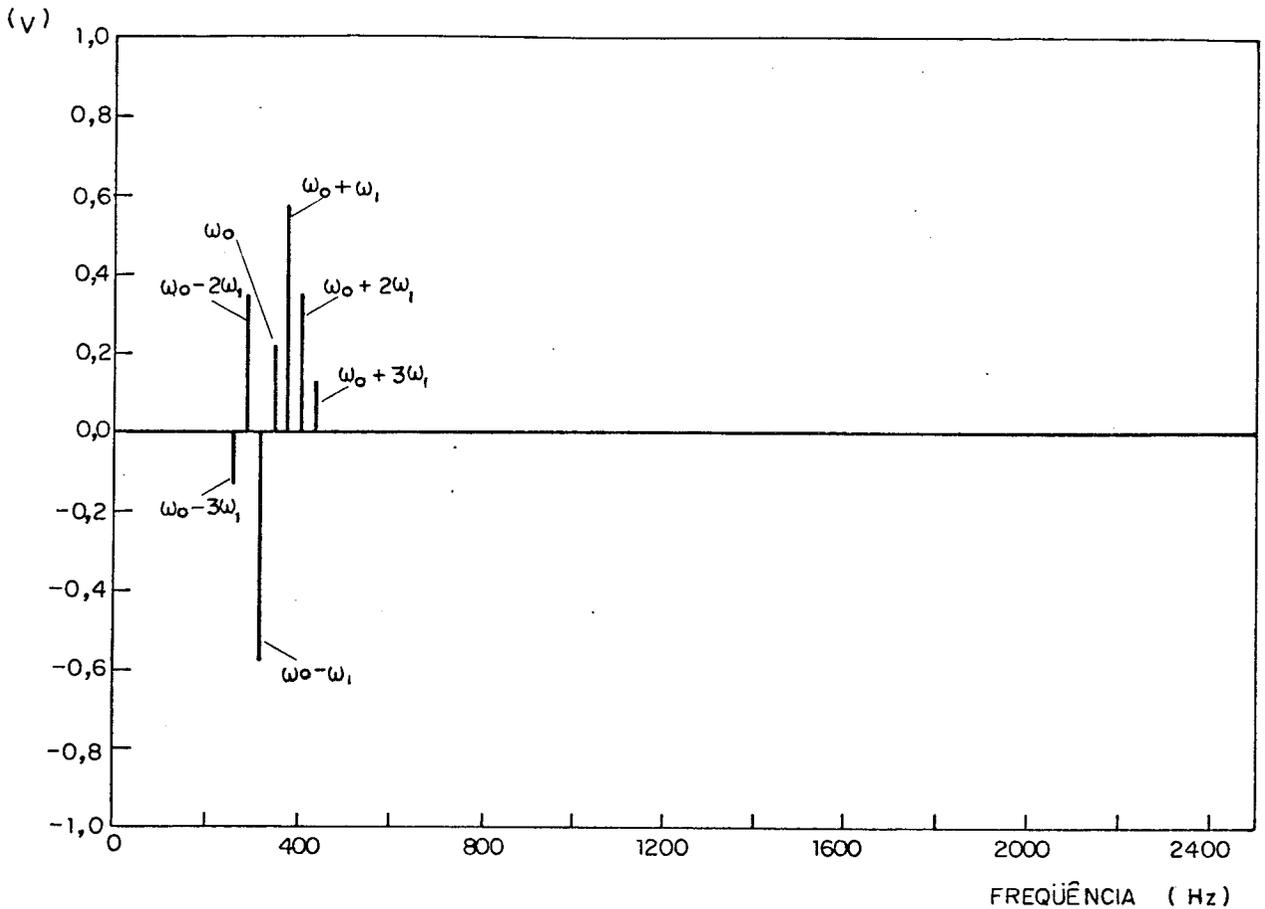


Figura 5.4 - Sinal na frequência para $\beta = 2$, $\omega_0 = 348 \cdot 2\pi \text{ rad/s}$, $\omega_1 = 29 \cdot 2\pi \text{ rad/s}$, $J_0(\beta) = 0,2238$, $J_1(\beta) = 0,5767$ e $J_2(\beta) = 0,3528$, $J_3(\beta) = 0,1289$.

5.2.2- SINAL NO TEMPO

Os sinais no tempo vistos nas figuras 5.5 e 5.6 foram obtidos através da T.F.I. (transformada de Fourier inversa) dos espectros mostrados nas figuras 5.3 e 5.4.

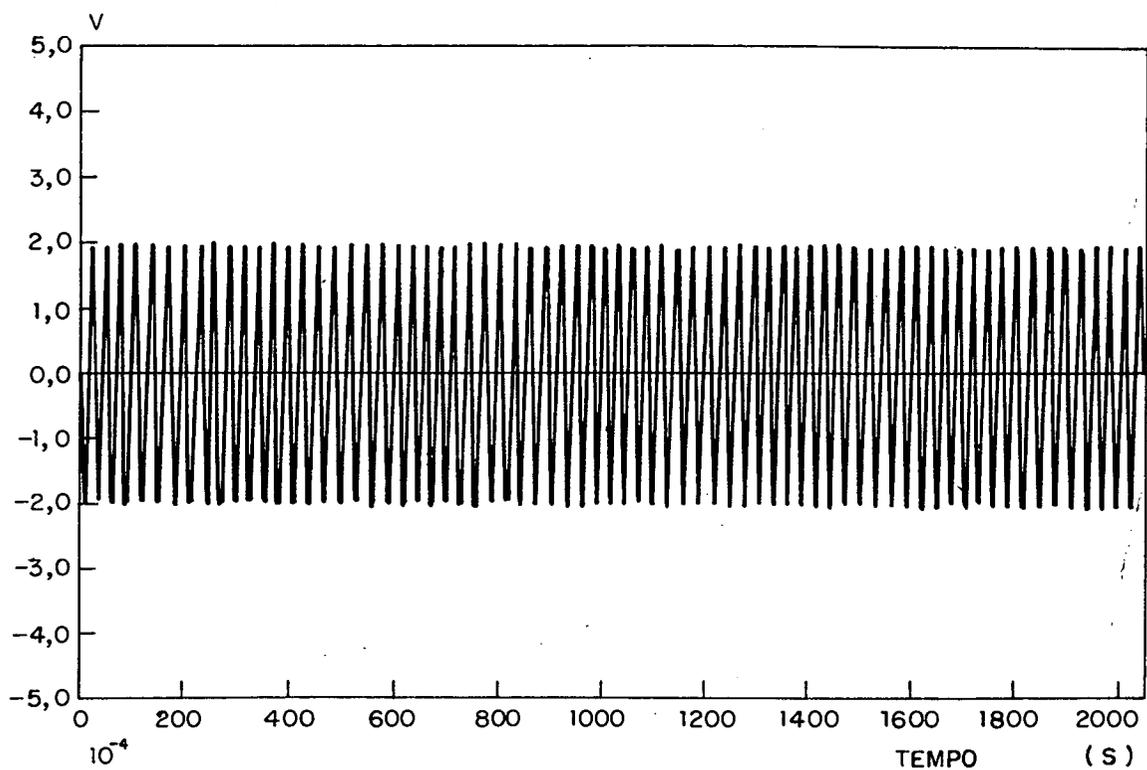


Figura 5.5 - Sinal no tempo para $\beta = 0,8$.

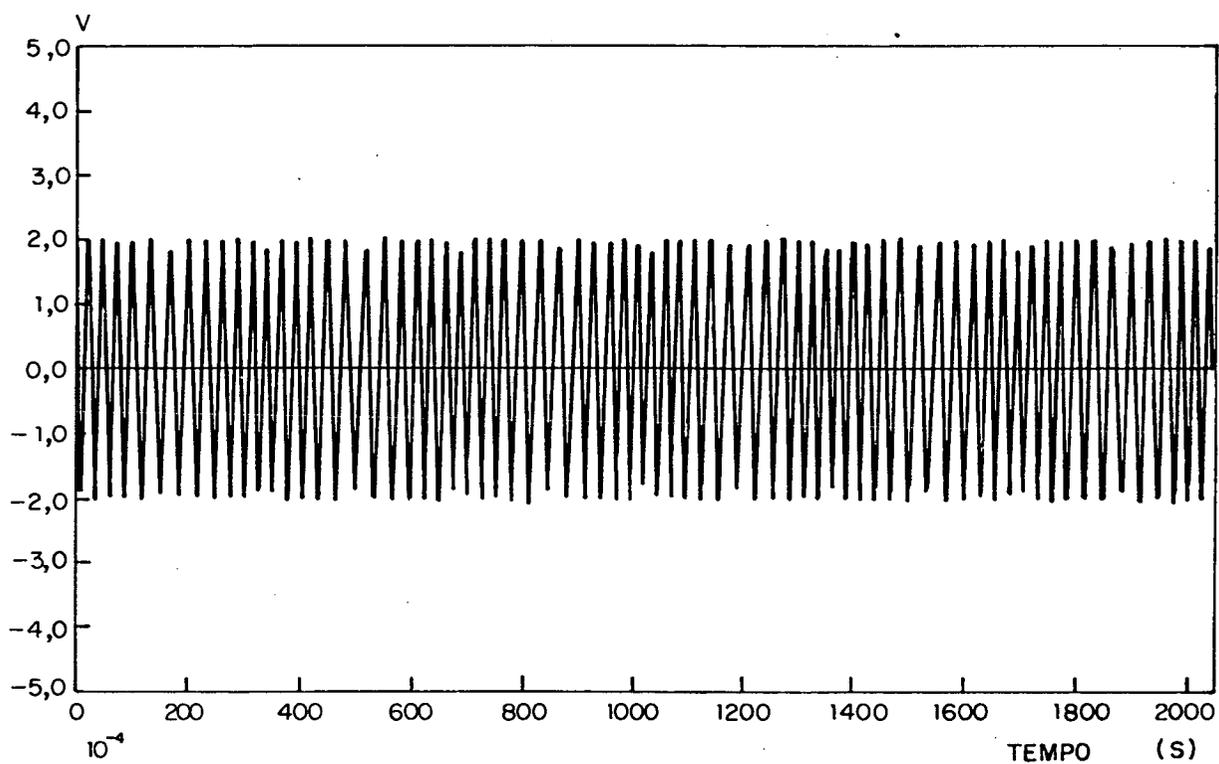


Figura 5.6 - Sinal no tempo para $\beta = 2$.

Nota-se que ambos apresentam períodos iguais. Porém, formas e amplitudes ligeiramente diferentes.

5.2.3- HISTOGRAMA

Os histogramas mostrados nas figuras 5.7 e 5.8, foram

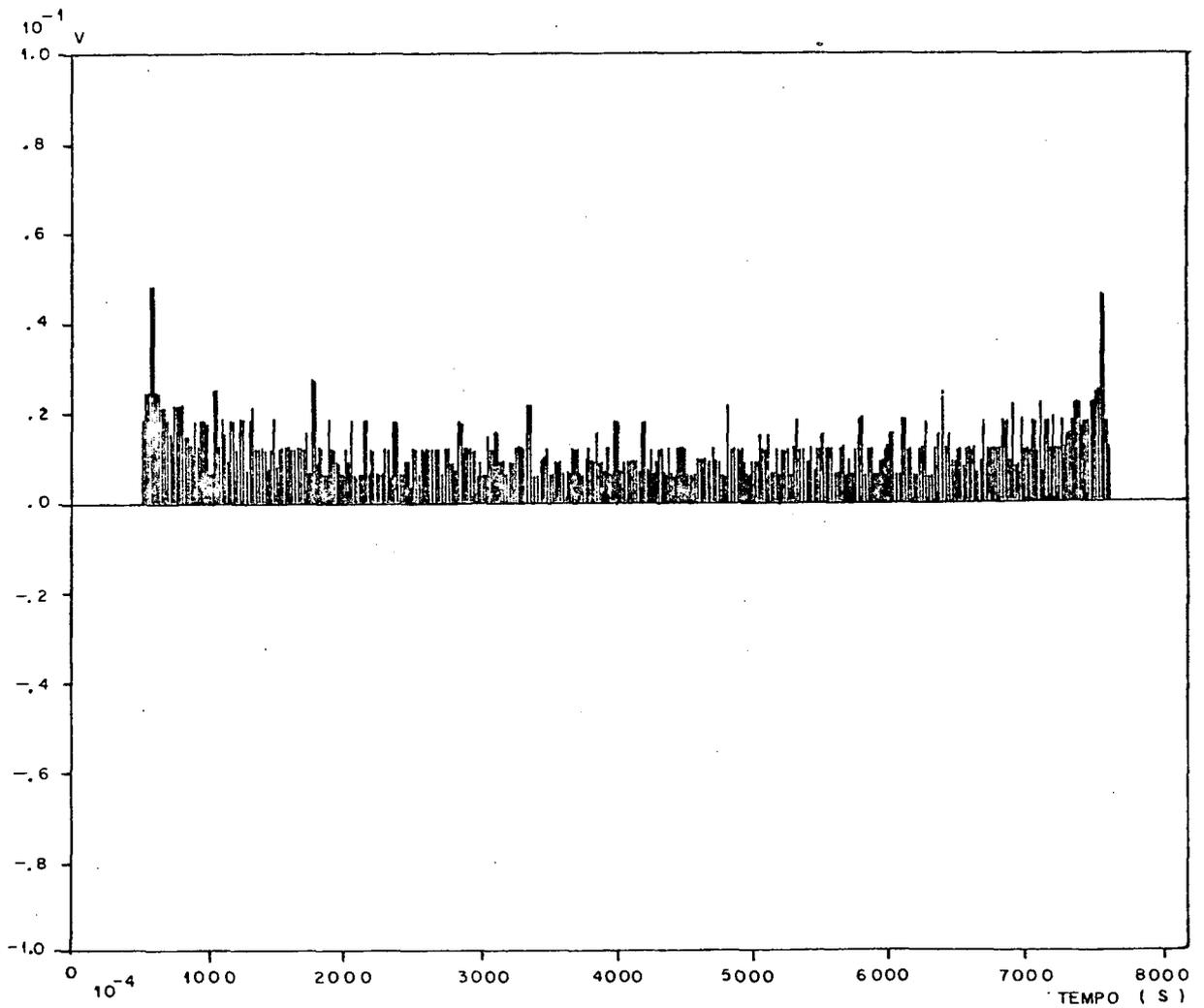


Figura 5.7 - Histograma do sinal no tempo para $\beta = 0,8$, figura 5.5.

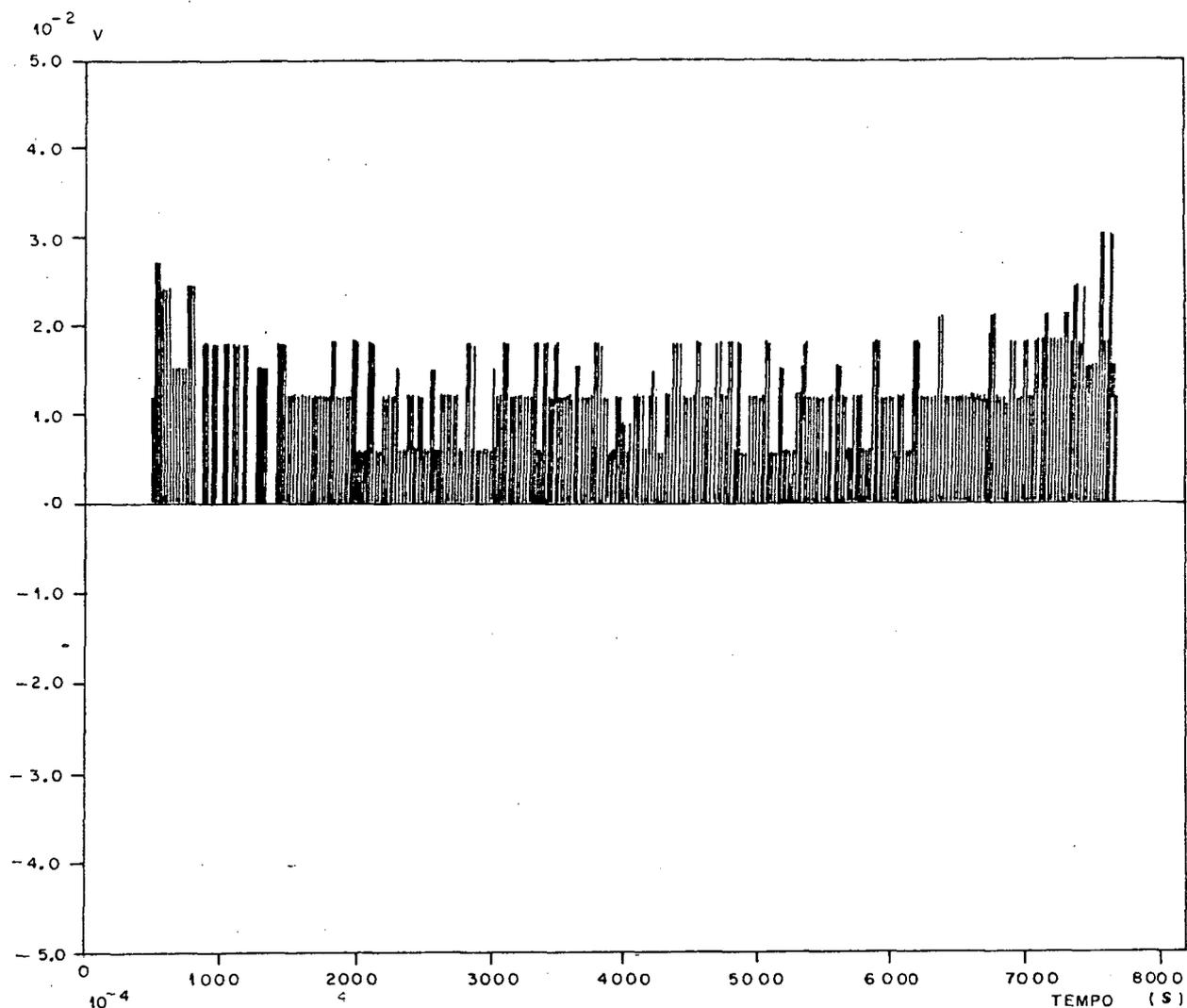


Figura 5.8 - Histograma do sinal no tempo para $\beta = 2$, figura 5.6.

calculados com a finalidade de serem observadas as formas das distribuições estatísticas das amplitudes dos sinais no tempo, das figuras 5.5 e 5.6 respectivamente. Tais formas, poderão ser usadas para revelar um determinado tipo de falha. Por exemplo, se um sinal tem uma componente forte, em uma frequência discreta, o histograma terá a forma mostrada na figura 5.9 [5.02].

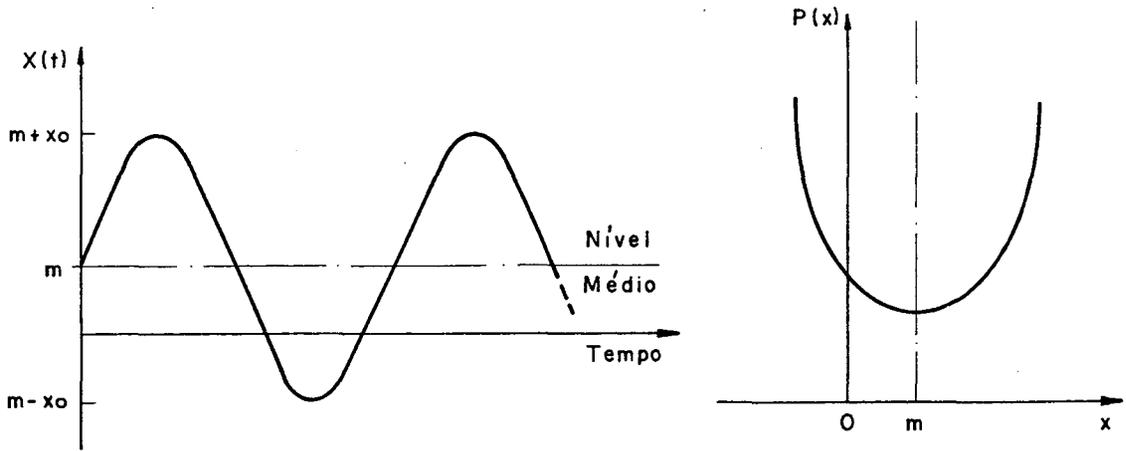


Figura 5.9 - Sinal senoidal com sua respectiva função densidade de probabilidade.

Por outro lado, se o sinal for gaussiano, o histograma terá a forma mostrada na figura 5.10.

Para os histogramas das figuras 5.7 e 5.8, observa-se que as suas formas assemelham-se mais à da figura 5.9 (histograma de uma onda senoidal).

Conclui-se, portanto, que existem componentes discretas superpostas a um nível pequeno de ruído branco.

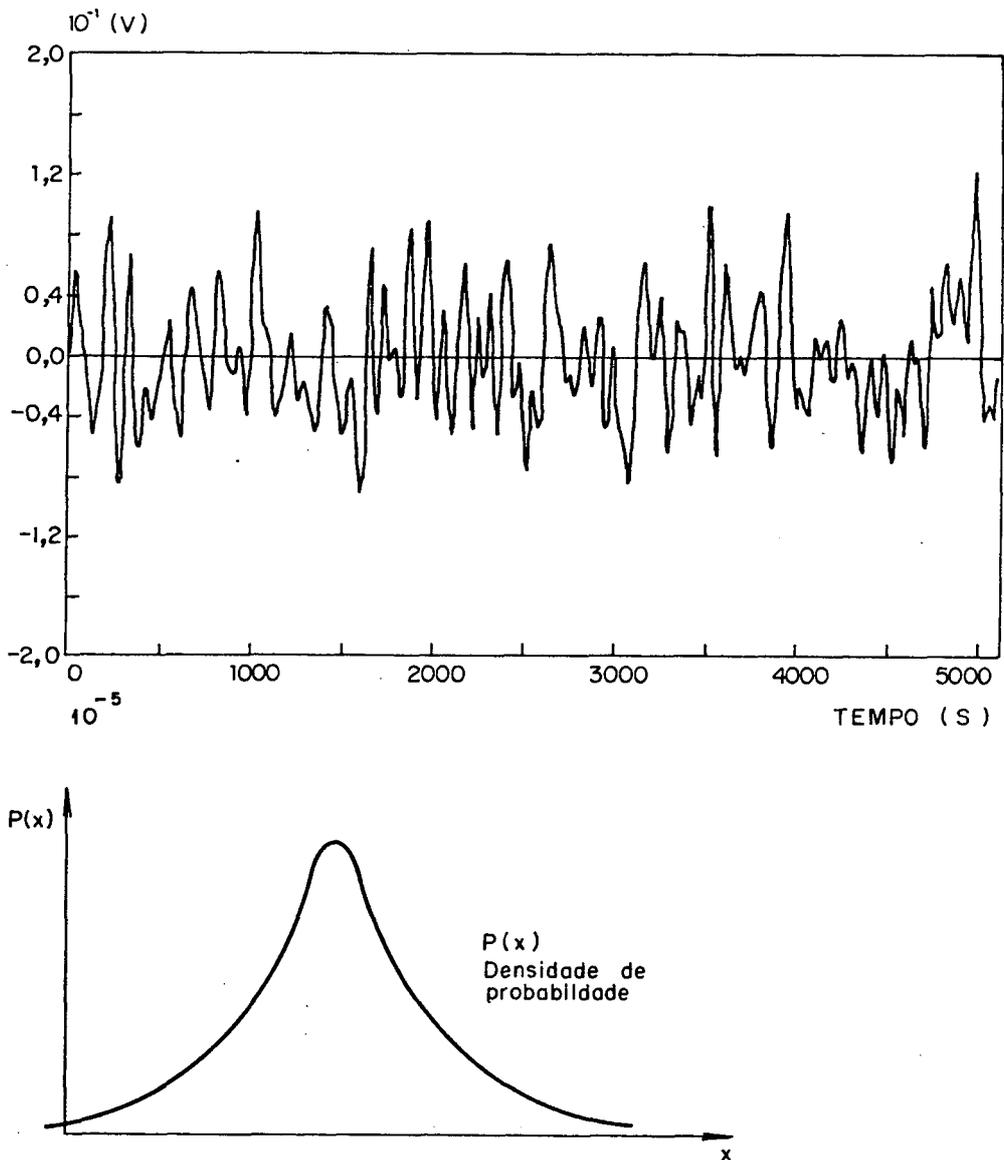


Figura 5.10 - Sinal aleatório com sua respectiva função densidade de probabilidade.

5.2.4- "CEPSTRUM"

Os "cepstra" mostrados nas figuras 5.11 e 5.12 são obtidos a partir dos espectros apresentados nas figuras 5.3 e 5.4 através dos seguintes passos:

- a) entra-se com o espectro como dado de entrada $F_x(\omega)$;
- b) multiplica-se por seu conjugado obtendo-se o espectro de potência $|F_x(\omega)|^2$;
- c) executa-se 10 vezes o logarítmo do módulo ao quadrado da transformada de Fourier, obtendo-se o espectro em dB. Neste passo surge problema, uma vez que, as amplitudes dos picos do "cepstrum", obtidas através da T.F. do espectro em dB, não apresentam valores crescentes, a medida que a amplitude na freqüência de engrenamento aumenta. Para contornar tal problema, o espectro (item "a") deverá ser multiplicado por uma constante empírica $P = 10^6$, de sorte que, os valores das amplitudes dos picos no espectro de potência (item "b") se tornem maiores do que 1, e conseqüentemente o $\log F_{xx}(f) > 0$. Após executada tal operação o espectro em dB obtido deverá ser dividido por 10 e entrado novamente em valores absolutos mantendo o domínio de freqüência;
- d) aplica-se então a transformada de Fourier e
- e) multiplica-se por seu conjugado obtendo-se o "cepstrum".

Usando tal procedimento a amplitude do "cepstrum" aumenta ou diminui à medida que a amplitude na freqüência de engrenamento venha a aumentar ou diminuir.

O gráfico da figura 5.13 mostra a variação da amplitude do primeiro pico do "cepstrum" com a variação da amplitude do pico na freqüência de engrenamento para $\beta = 0,8$; $5 \cdot 10^{-4} \leq J_0(\beta) \leq 1,6 \cdot 10^{-2}$; $\omega_0 = 351,59 \cdot 2 \pi \text{ rad/s}$, $\omega_1 = 29,3 \cdot 2 \pi \text{ rad/s}$, $N = 1024$ e $F_{\text{max}} = 2500 \text{ Hz}$.

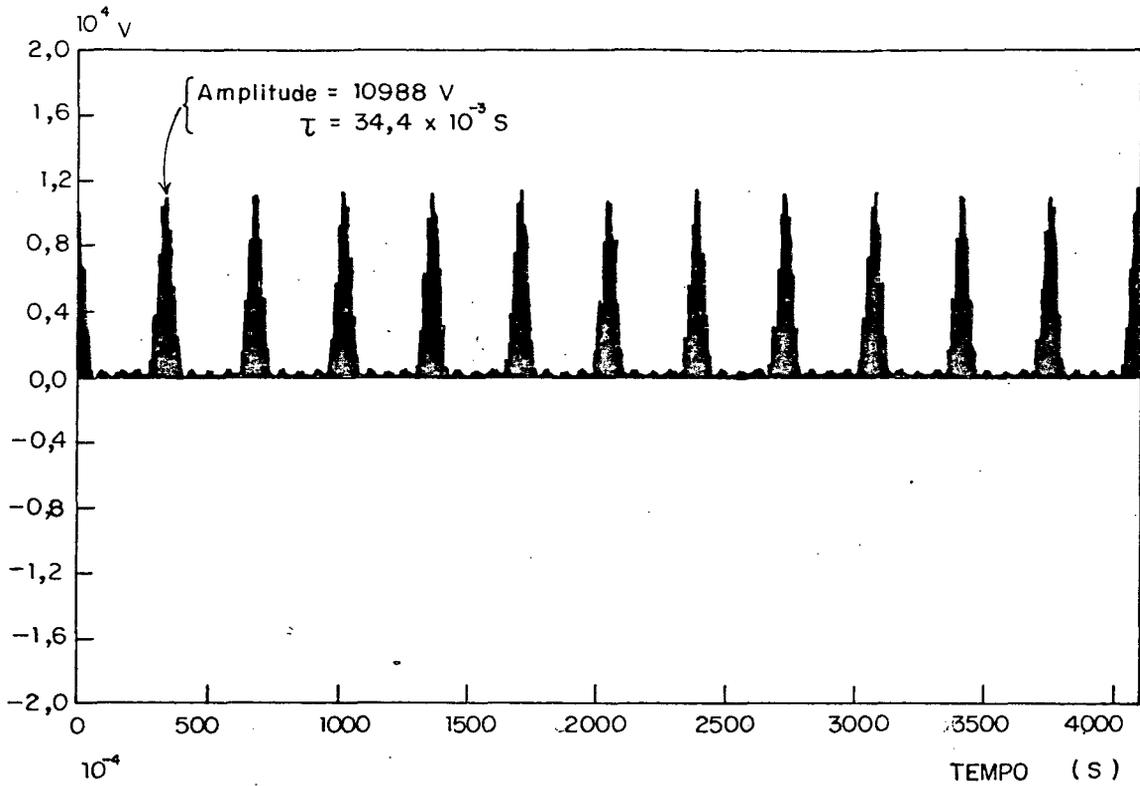


Figura 5.11 - "Cepstrum" para $\beta = 0,8$.

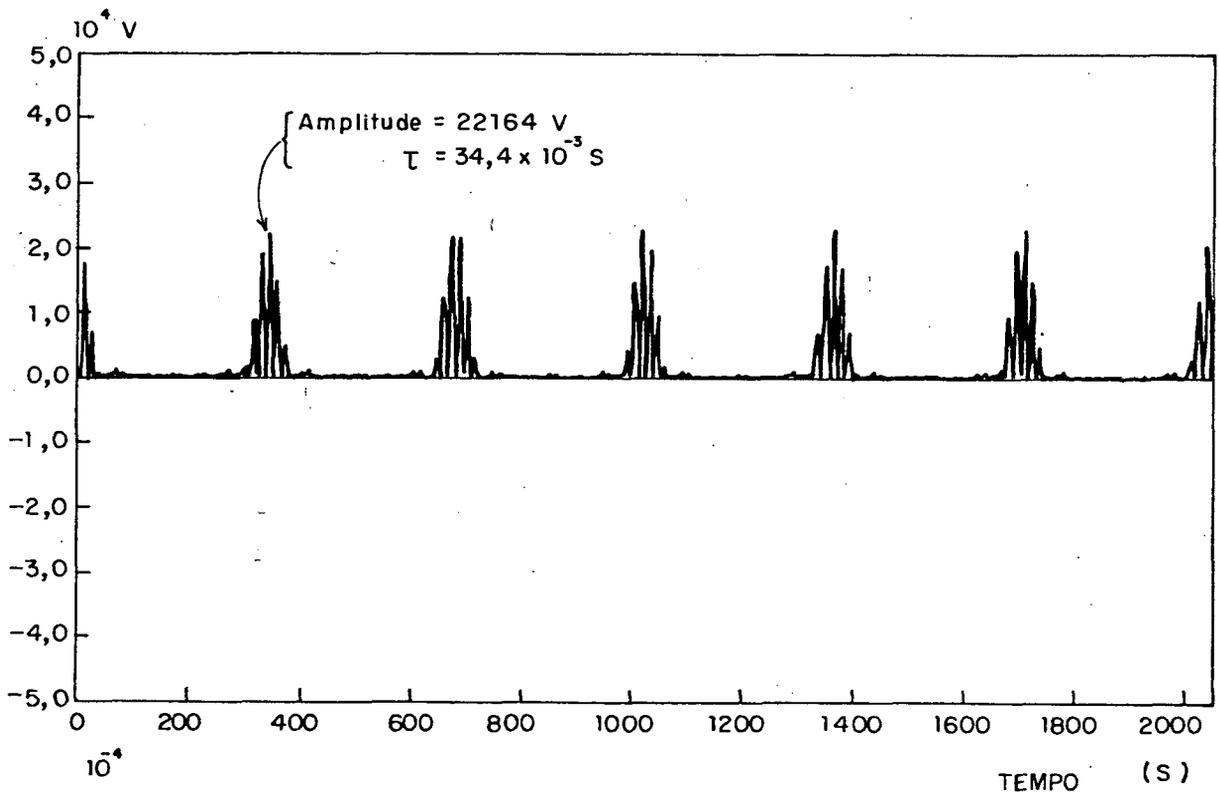


Figura 5.12 - "Cepstrum" para $\beta = 2$.

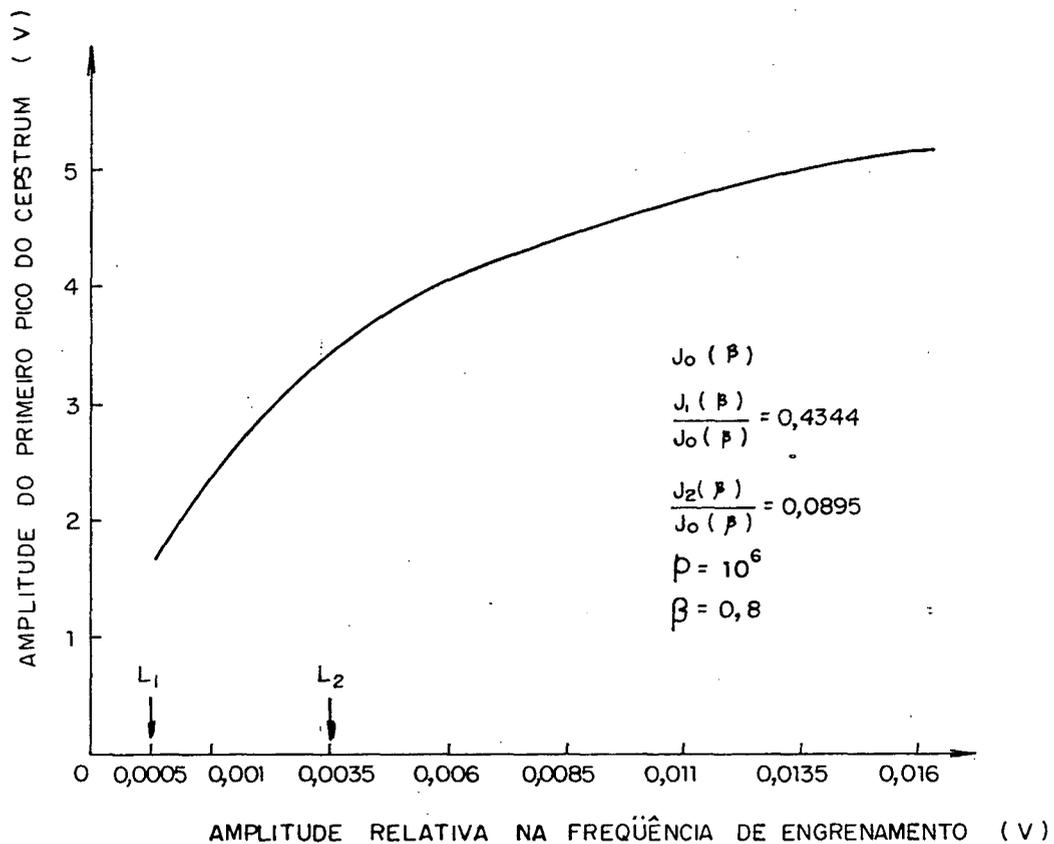


Figura 5.13 - Amplitude do primeiro pico do "cepstrum" X amplitude do pico na frequência de engrenamento.

Nota-se que, no intervalo dos valores da amplitude na frequência de engrenamento entre L_1 e L_2 (no presente caso $L_1 = 0,5 \cdot 10^{-3}$ e $L_2 = 3,5 \cdot 10^{-3}$), o aumento na amplitude do "cepstrum" é maior do que o aumento na amplitude do espectro, enquanto que, acima desta faixa, o aumento da amplitude do espectro é maior de que o do "cepstrum". Portanto, o "cepstrum" pode ser considerado um parâmetro sensível dentro do intervalo L_1 e L_2 para a

detecção de falhas.

Os "cepstra" assim obtidos são caracterizados por apresentarem espaçamentos equidistantes entre os picos com amplitudes aproximadamente iguais.

5.3- CONCLUSÕES

O modelo matemático desenvolvido apresenta o sinal de vibração no tempo, na frequência, histograma e "cepstrum".

Os espectros em frequência têm mostrado lóbulos laterais igualmente espaçados em torno da frequência de engrenamento, cuja diferença entre estes é igual à velocidade de rotação da engrenagem em estudo. Assim, a amplitude na frequência de engrenamento e nos lóbulos laterais, bem como a diferença de frequência entre estes, poderão ser usados para dar indicação da condição funcional de engrenagens [5.09].

A forma dos histogramas (figuras 5.7 e 5.8) revelam a presença de componentes discretas nos sinais de tempo [5.02].

No "cepstrum", os valores da amplitude do primeiro pico e o valor da frequência, τ , poderão ser usados para indicar a condição de operação de engrenagens [5.04]. Em geral, o espectro possui famílias de lóbulos laterais em torno da frequência de engrenamento, enquanto o "cepstrum" do sinal apresenta um pico para cada família de lóbulos laterais, conseqüentemente, resume as informações e simplifica a identificação da falha. É assim considerado uma ferramenta poderosa para o monitoramento de engrenagens.

5.4 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS - CAPÍTULO 5

- [5.01] RANDALL, R.B. & HEE, J. *Cepstrum Analysis*, Brüel & Kjaer, Technical Review. nº 3, 1981.
- [5.02] GERGES, S.N.Y. *Um curso intensivo sobre Processamento e Análise de Sinais*. Brüel & Kjaer do Brasil, São Paulo, 1983.
- [5.03] RANDALL, R.B. *Cepstrum Analysis and Gearbox Fault Diagnosis*. Brüel & Kjaer, Application notes.
- [5.04] ———— *A new Method of Modeling Gear Faults*. New York, ASME, nov. 1981, (81-DET-10).
- [5.05] BROCH, J.T. *FM Magnetic Tape Recording*, Brüel & Kjaer, Technical Review, 1967.
- [5.06] ABRAMOWITZ, M. & STEGUN, I.A. *Handbook of Mathematical Functions*. New York, Dover Publications, INC.
- [5.07] HWEI, P.H. *Análise de Fourier*. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda, 1973.
- [5.08] MEIROVITCH, L. *Analytical Methods in Vibrations*. London, The Macmillan Company Collier - Macmillan Limited.
- [5.09] RANDALL, R.B. *Advances in the Applications of Cepstrum Analysis to Gearbox Diagnosis*. Second International Conference Vibration in Rotating Machinery, p.169-74 (1980). Tampa, Florida.

C A P Í T U L O 6

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

6.1- CONCLUSÕES GERAIS

Durante o desenvolvimento deste trabalho, nos Capítulos anteriores, foram feitos diversos comentários quando das conclusões por Capítulo. Assim, serão apresentadas algumas considerações finais dos resultados.

A medição e análise de sinais de vibração podem possibilitar a prevenção de falhas bem antes da quebra do equipamento.

Desta forma condições de funcionamento de máquinas poderão ser determinadas antecipadamente, possibilitando a implantação de um programa eficiente de manutenção preventiva e/ou preditiva.

No Capítulo 2 deste estudo foram identificadas as características de vibração do redutor de velocidades e observaram-se algumas aproximações entre certas frequências de excitação e as frequências naturais dos componentes do redutor. Este fato foi comprovado quando da verificação da montagem do sistema (Capítulo 3) através de medições de sinais no tempo (valor de pico e RMS) e obtenção dos seus espectros, onde notaram-se níveis relativamente altos de vibração na tampa do redutor. Isto acontece, principalmente, devido à proximidade da frequência de rotação de entrada (29,9 Hz) com a primeira frequência natural da carcaça, 25 Hz.

A análise dos sinais de vibração gerados pelas falhas introduzidas propositalmente (Capítulo 4), mostram uma certa concordância com os resultados do modelo matemático desenvolvido no Capítulo 5. As formas dos histogramas adquiridos através do modelo matemático, as quais revelam a presença de componentes discretas nos sinais tomados no tempo, não se assemelham às formas dos histogramas obtidos para as falhas propositais. Isto, possivelmente, em virtude dos sinais de vibração dos rolamentos mascararem os originados pelo engrenamento.

O uso do "cepstrum" em termos da amplitude e frequência, τ , do primeiro pico correspondente à frequência de rotação do componente em estudo e também à diferença entre as frequências correspondentes aos lóbulos laterais, destaca-se revelando

a sua capacidade de síntese, resumindo famílias de harmônicos e informações destes, no espectro, em apenas um pico, portanto, sendo considerado uma ferramenta eficaz para a detecção de falhas em engrenagens.

6.2- SUGESTÕES PARA CONTINUAÇÃO DO TRABALHO

Para continuação deste trabalho serão feitas algumas sugestões:

- Desenvolver mais o modelo matemático para obter-se uma expressão fechada para o tipo de "cepstrum" usado neste trabalho;
- Investigar o uso do "cepstrum" complexo para a detecção de falhas em engrenagens;
- Desenvolver um programa computacional para a obtenção do "cepstrum", apenas da frequência de engrenamento e das correspondentes aos lóbulos laterais.

A P Ê N D I C E I

PROGRAMAS PARA O CÁLCULO DE:
HISTOGRAMA, ESPECTRO E "CEPSTRUM"

Neste apêndice, são relacionados os programas, usando-se sub-rotinas do HP5451 C, para o cálculo de histograma, espectro de potência em dB e "cepstrum". O programa 1 avalia histogramas; o programa 2 avalia o espectro de potência com amplitudes em dB; o programa 3, que se encontra dividido em três partes (a, b e c), será usado para o cálculo do "cepstrum".

PROGRAMA 1

```

1 L          1
5 CL        2
9 Y        3010      4
14 L        5
18 X<       4
22 RH       2
26 #        5      100      0
32 Y        3010
36 .
    
```

PROGRAMA 2

```

1 CL        0
5 CL        1
9 Y        100      500      1
15 L        1
19 RA
22 H1
25 F
28 *-
31 A+       1
35 CL        1
39 X>       1
43 CL        0
47 #        1      100      0
53 :        1      100
58 CL        0
62 X<       1
66 TL
69 .
    
```

PROGRAMA 1

— Neste programa, o sinal no tempo deverá ser colocado no bloco 4.

— Na linha 26 deve-se definir quantos histogramas deverão ser somados. Neste trabalho, foram somados 100.

— Comando usado para processamento deste programa:

J O Δ 6 E

PROGRAMA 2

— Este programa deve ser programado pelo operador.

— O sinal deve estar disponível na entrada do HP 5451 C, já ajustado para os níveis de OVERLOAD e F_{max} .

— Deve ser definido o número de médias N' a serem tomadas nas linhas 47 e 53.

— Comando utilizado para processamento deste programa:

POINT 0 E CONTINUE

PROGRAMA 3

(Parte a)

1	CL	0		
5	CL	1		
9	Y	100	500	1
15	L	1		
19	RA			
22	H1			
25	F			
28	*-			
31	A+	1		
35	CL	1		
39	X>	1		
43	CL	0		
47	#	1	100	0
53	:	1	100	
58	CL	0		
62	X<	1		
66	*	0	10000	
71	*	0	10000	
76	*	0	10000	
81	.			

PROGRAMA 3

(Parte a)

- Este programa deve ser programado pelo operador.
- O sinal deve estar disponível na entrada do HP 5451 C, já ajustado para os níveis de OVERLOAD e F_{max} .
- Deve ser definido o número de médias N' a serem tomadas nas linhas 47 e 53.
- Comando usado no processamento deste programa:

POINT 0 E CONTINUE

PROGRAMA 3 (Parte b)

```

1 L          11
5 X>        1
9 RA
12 F
15 Y -      2      0
21 Y -     2005    1    -8
28 Y -      1      0
34 Y BS     0
39 Y :      0      0D
45 Y -     2000    4343    -4
52 L        2
56 Y X<    2001      1      1D
63 Y IF    2001    2005D    4
71 Y      1052    2002    2001
77 Y *     2004    2002D    2000D
84 Y X>    2004      0      1D
91 J        3
95 Y X>    2      0      1D
102 L       3
106 Y A+    1      1D
112 #       2      0D    0
118 Y -     1      0D
124 Y -
130 .

```

- Neste programa, passa o espectro processado no programa 3 - parte a - do modo linear para logarítmico e o converte em valores absolutos no domínio de frequência.

-2

- Comando usado para processar este programa:

```
J 1 V 115 E
```

- Obs. Todas as variáveis estão definidas dentro do programa.

PROGRAMA 3 (Parte c)

Estes passos restantes deverão ser executados pelo operador:

— No sinal obtido anteriormente, através do programa 3 - parte b -, em valores absolutos no domínio de frequência, deverá ser tirada a média, com a finalidade de evitar problemas com a componente DC do sinal, que prejudica a faixa dinâmica do computador;

— Aplica-se a transformada de Fourier e multiplica-se pelo conjugado, obtendo-se o "cepstrum".