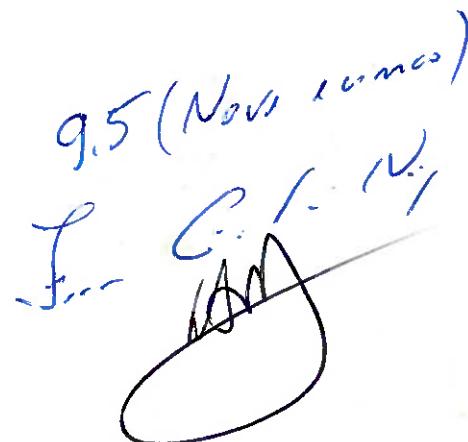


Sys 1965726

THIAGO THIMOTEO

**PROJETO DE UM ABSORVEDOR
DINÂMICO DE VIBRAÇÕES TORCIONAIS**

Trabalho de formatura
Dissertação apresentada à
Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para
obtenção de graduação em
Engenharia Mecatrônica

9.5 (Nov 10 mos)
F. C. I. - N.


SÃO PAULO
2000

THIAGO THIMOTEU

***PROJETO DE UM ABSORVEDOR
DINÂMICO DE VIBRAÇÕES TORCIONAIS***

Dissertação apresentada à
Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para
obtenção de graduação em
Engenharia Mecatrônica

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Prof. Dr. Francisco B. Nigro

São Paulo
2000

DEDICATÓRIA

Ao meu pai e à minha mãe, pelo apoio, compreensão, amor e dedicação.

AGRADECIMENTOS

Ao amigo e orientador, Prof. Dr. Francisco B. Nigro, que compartilhou parte do seu tempo, paciência e conhecimento, pela sempre, precisa e eficaz colaboração e por ter incentivado a elaboração deste trabalho.

Ao Eng. Paulo Campos, companheiro que tanto colaborou neste trabalho.

Principalmente, ao meu Senhor Jesus Cristo que me abençoou com saúde, me capacitou a chegar ao final do curso e me proporcionou vida em abundância.

RESUMO

O comportamento vibracional de um eixo de manivelas de um motor diesel de quatro cilindros é analisado neste trabalho. Conseqüentemente, as etapas para desenvolvimento de um absorvedor dinâmico de vibrações torcionais são também abordadas.

Foram coletados dados do motor com o fabricante e através de uma rotina matemática, calculou-se os principais parâmetros necessários para o projeto do absorvedor dinâmico. Em seguida, construiu-se um protótipo, testou-se o mesmo na aplicação e os resultados teóricos e experimentais foram comparados. Chegou-se a conclusão, que o software desenvolvido consegue prever o comportamento vibracional do motor.

ABSTRACT

The crankshaft vibrational behavior of a diesel engine made with four cylinders is analyzed in this paper. Though, all the steps for a torsional vibration damper development were also aborted. Engine data was collected and through a mathematical routine, the main necessary parameters for the damper project were calculated. Then, a prototype was manufactured, tested and the results were compared with the one obtained in theory. It showed that the software developed can simulate an original application.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Modelo Matemático do sistema.....	23
Figura 2 – Croquis de um Amortecedor Dinâmico Viscoso.....	30
Figura 3 – Absorvedor Dinâmico de Vibrações de Borracha.....	32
Figura 4 – Gráfico do Primeiro modo de Vibrar.....	38
Figura 5 – Gráfico do Segundo Modo de Vibrar.....	39
Figura 6 – Curva de Pressão de Combustão.....	42
Figura 7 – Curva de Torque em Baixa rotação.....	43
Figura 8 – Curva de Torque em alta rotação.....	43
Figura 9 – Curva de Torque em ordem 1.....	45
Figura 10 – Curva de ângulo de Vibração – ordem 1.....	46
Figura 11 – Curva de ângulo de vibração – ordem 2.....	47
Figura 12 – Curva de ângulo de vibração – ordem 3.....	47
Figura 13 – Curva de ângulo de vibração – ordem 4.....	48
Figura 14 – Curva de ângulo de vibração – ordem 5.....	48
Figura 15 – Curva de ângulo de vibração – ordem 6.....	49
Figura 16 – Gráfico de 267Hz – ordem 1.....	66
Figura 17 – Gráfico de 267Hz – ordem 2.....	67
Figura 18 – Gráfico de 267Hz – ordem 3.....	67
Figura 19 – Gráfico de 267Hz – ordem 4.....	68
Figura 20 – Gráfico de 267Hz – ordem 5.....	68
Figura 21 – Gráfico de 267Hz – ordem 6.....	69
Figura 22 – Gráfico de 267Hz – ordem 7.....	69

Figura 23 – Gráfico de 267Hz – ordem 8.....	70
Figura 24 – Gráfico de 267Hz – ordem 9.....	70
Figura 25 – Gráfico de 267Hz – ordem 10.....	71
Figura 26 – Gráfico de 267Hz – ordem 11.....	71
Figura 27 – Gráfico de 267Hz – ordem 12.....	72
Figura 28 – Gráfico de 267Hz – ordem 13.....	72
Figura 29 – Gráfico de 267Hz – ordem 14.....	73
Figura 30 – Gráfico de 267Hz – ordem 15.....	73
Figura 31 – Gráfico de 267Hz – ordem 16.....	74
Figura 32 – Gráfico de vibração da peça Protótipo.....	78
Figura 33 – Gráfico de ângulo de vibração da Peça Protótipo c/ cilindro de aço acoplado.....	79
Figura 34 – Gráfico de ângulo global de vibração (cubo – cilindro 1).....	80

Índice:

1. INTRODUÇÃO.....	3
2. ANÁLISE DA NECESSIDADE	4
3. DESCRIÇÃO DA NECESSIDADE	5
4. ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO MOTOR	6
5. REQUISITOS DE AVALIAÇÃO DO PROJETO.....	9
5.1. DESEMPENHO NO MOTOR (PERFORMANCE)	9
5.2. PESO.....	9
5.3. INVESTIMENTOS PARA MANUFATURA.....	10
5.4. CUSTO DA MATÉRIA-PRIMA	10
5.5. SEGURANÇA.....	11
5.6. DURABILIDADE	11
5.7. CONFIABILIDADE	12
5.8. ACEITAÇÃO DO MERCADO AUTOMOBILÍSTICO	13
6. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	14
6.1. DETERMINAÇÃO DAS CURVAS DE PRESSÃO DE COMBUSTÃO.....	14
6.2. TORQUE SOBRE O VIRABREQUIM PARA CADA CILINDRO.....	16
6.3. MODELO MATEMÁTICO DO VIRABREQUIM.....	18
6.4. DETERMINAÇÃO DA FREQUÊNCIA NATURAL E MODOS DE VIBRAR	21
6.5. SOLUÇÃO DO SISTEMA EXCITADO NÃO AMORTECIDO	21
6.6. SOLUÇÃO DO SISTEMA EXCITADO AMORTECIDO.....	23
6.7. ETAPAS PARA DETERMINAR AS CARACTERÍSTICAS DO ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES TORCIONAIS.....	27
6.8. CÁLCULO DE FREQUÊNCIA NATURAL DO ABSORVEDOR DINÂMICO	28
7. SOLUÇÕES PARA O PROBLEMA.....	29
7.1. AMORTECEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES VISCOSO	29
7.2. AMORTECEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES VISCOSO / ELETRÔNICO	30
7.3. ABSORVEDOR DINÂMICO DE BORRACHA.....	31
8. ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO.....	33
9. ANÁLISE DAS VARIÁVEIS CRÍTICAS	36
10. DETERMINAÇÃO ANALÍTICA DOS PARÂMETROS DO VIRABREQUIM	38
10.1. DETERMINAÇÃO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS E RESPECTIVOS MODOS DE VIBRAR	38
10.2. DETERMINAÇÃO DO TORQUE REFERENTE A CADA CILINDRO DE COMBUSTÃO.....	40
10.3. DETERMINAÇÃO DAS AMPLITUDES DO SINAL DE TORQUE APLICADO PARA CADA ORDEM PRINCIPAL	44

10.4 DETERMINAÇÃO DO ÂNGULO DE VIBRAÇÃO DO SISTEMA DO VIRABREQUIM SEM O ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES TORCIONAIS	45
11. DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DO ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES TORCIONAIS	50
11.1. COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO	50
11.2. MÉTODO DE RESOLUÇÃO	50
11.3. TENTATIVA PARA 389.7Hz	51
11.4. TENTATIVA PARA 295.8Hz	54
11.5. TENTATIVA PARA 267Hz	58
11.6. TENTATIVA PARA 232.8Hz	61
11.7. ANÁLISE DOS RESULTADOS	65
12. ANÁLISE DE ORDENS DO RESULTADO OBTIDO	66
13. ANÁLISE DO PROTÓTIPO.....	75
14. MEDIÇÃO DE VIBRAÇÃO TORCIONAL DA PEÇA PROTÓTIPO.....	77
15. CONCLUSÕES	81
16. BIBLIOGRAFIA.....	83
17. ANEXO 1.....	84
18. ANEXO 2.....	86
18.1. MÓDULO DE CÁLCULO EM MATLAB	86
18.2. CURVAS DE PRESSÃO DE COMBUSTÃO	89
18.3. CURVAS DE TORQUE.....	94
19. ANEXO 3.....	99
20. ANEXO 4.....	107
21. ANEXO 5.....	108
22. ANEXO 6.....	110
23. ANEXO 7.....	112

1. Introdução

O objetivo deste trabalho é fornecer dados técnicos e práticos para o projeto de um absorvedor dinâmico de vibrações torcionais. Este componente de motores de combustão interna é acoplado ao virabrequim para evitar a quebra do mesmo por causa das freqüências de ressonância que ocorrem durante o ciclo de combustão.

Portanto, após estudo deste trabalho, o leitor deve estar qualificado para entender quais as principais características no projeto de um absorvedor dinâmico de vibrações torcionais para motores ciclo Diesel, como se deve "sintonizar" a peça a fim de se obter um resultado ótimo; bem como os principais agentes causadores de ressonância em um virabrequim.

Lembra-se porém, que para cada caso, é necessária uma análise precisa dos dados, bem como das características do motor. Logo o objetivo geral é manter o leitor atento às principais características de um projeto.

2. Análise da Necessidade

Para os motores de caminhões ou até mesmos veículos de médio porte (Vans, caminhonetes, etc.) uma das empresas mais bem qualificadas atualmente em território brasileiro é a M.W.M – Motores Diesel, a qual fornece motores para montadoras de renome como: General Motors, Volkswagen, Agrale, etc.

O motor em estudo neste trabalho é chamado de "SPRINT4". Consiste de um motor Diesel com 4 cilindros acionado por comando eletrônico de injeção de combustível e controle de exaustão. A aplicação mais recente deste projeto é no motor do veículo de médio porte chamado "EURO 3" que circulará na Alemanha a partir de Setembro deste ano (2000) e provavelmente será distribuído no Brasil em meados de 2001.

Logo, para evitar a quebra do virabrequim devido ao excesso de vibração torcional causado pelo trabalho de combustão, a empresa utiliza um absorvedor de vibrações torcionais na extremidade traseira do motor acoplado ao eixo de manivelas (virabrequim).

O volume mensal de motores entregues atualmente para a versão original do motor é de 6000 / mês, sendo que a expectativa do cliente é de alcançar 8000 / mês em Novembro deste ano.

Portanto, deve-se analisar o motor e projetar um absorvedor dinâmico de vibrações torcionais através de ferramentas práticas e gerais que possam atender às especificações da empresa.

3. Descrição da Necessidade

Atualmente, no projeto de absorvedores dinâmicos de vibrações, as empresas utilizam softwares especializados que não garantem cálculos precisos e análises intermediárias do fenômeno, gastando muito tempo no desenvolvimento do projeto das peças e na análise das freqüências naturais que possam acarretar falhas no motor.

Além de conhecer dados relevantes ao projeto do absorvedor dinâmico de vibrações, o engenheiro deve saber o aspecto crítico do motor, para que no projeto físico possa ser realizado de forma mais eficiente e exequível com os recursos tecnológicos atuais. Logo, este trabalho deve fornecer dados relevantes do motor, como freqüências naturais, modos de vibrar, freqüências críticas de funcionamento, etc.

Com estes dados em mãos, o engenheiro pode realizar o projeto físico do absorvedor de vibrações, considerando as possíveis variáveis críticas do sistema e então otimizar o projeto inicial, diminuindo o tempo de testes e aperfeiçoamento.

Assim, o absorvedor dinâmico de vibrações torcionais pode atuar nas características mais críticas (rotações críticas e ordens de vibração mais importantes) e também atenuar os efeitos de menor intensidade (rotações em que a vibração torcional é pequena, porém que causam problemas de durabilidade).

4. Especificações Técnicas do Motor

O motor a ser analisado neste trabalho tem como nome comercial "Sprint 4". É um motor de combustão interna de ciclo diesel com 4 cilindros e potência máxima de aproximadamente 210CV.

A grande inovação deste motor consiste na injeção eletrônica de combustível e respectivo controle de fluxo de escape e pressão de injeção realizados eletronicamente. Como dito anteriormente, o motor pode ser destinado a aplicações de veículos de médio porte (Caminhonetas, Vans, etc.).

De acordo com o fabricante M.W.M. – Motores Diesel, este motor possui as seguintes características:

- Massa do pistão de 825g;
- Massa do pino do pistão de 440g;
- Massa dos anéis do pistão de 42.58g;
- 1.900913Kg (considerando a massa de 1/3 da biela)
- Comprimento entre centros da biela de 170mm;
- Massa da biela de 1.78kg;
- Diâmetro do pistão de 103mm;
- Raio do Virabrequim (eixo de manivelas) no local de encaixe da biela de 51.5mm;
- Espaço axial disponível para acoplamento do absorvedor dinâmico de vibrações torcionais no virabrequim de 65mm;
- Espaço radial disponível a partir do centro do virabrequim para acoplamento do absorvedor dinâmico de vibrações de 100mm;

- O absorvedor dinâmico de vibrações também deverá suportar uma correia de 5 dentes que será utilizada para movimentação do ar condicionado, logo, o absorvedor também deverá funcionar como polia motora.
- O ângulo máximo de vibração especificado pelo fabricante do motor, medido na extremidade frontal do virabrequim (local de acoplamento do absorvedor dinâmico) para bom funcionamento e segurança do motor é de 0.25° .
- Rotação de marcha lenta do motor de aproximadamente 1000rpm;
- Rotação máxima do motor de 4000rpm.

Além do exposto acima foram fornecidas as curvas de pressão de combustão (em bar) x ângulo do virabrequim (em graus) para diferentes rotações em intervalos de 400 rpm.

As inércias relativas ao virabrequim e as respectivas rigidezes estão abaixo relacionadas:

Número de massas	Denominação	unidade	Inércia
I1	Bomba de óleo	Kg.m ² x E-03	8.15
I2	1º Cilindro	Kg.m ² x E-03	12.85
I3	2º Cilindro	Kg.m ² x E-03	12.91
I4	3º Cilindro	Kg.m ² x E-03	12.92
I5	4º Cilindro	Kg.m ² x E-03	12.77
I6	Volante	Kg.m ²	0.152

Número de rigidezes	Denominação	unidade	Rigidez
R1	1° Mancal	Nm/rad x E06	2.48
R2	2° Mancal	Nm/rad x E06	0.5152
R3	3° Mancal	Nm/rad x E06	0.5152
R4	4° Mancal	Nm/rad x E06	0.5152
R5	5° Mancal	Nm/rad x E06	0.9172

Com estes dados, pode-se modelar matematicamente o motor e analisar a faixa de freqüência que o absorvedor dinâmico de vibrações deverá atuar para otimizar o desempenho do virabrequim no motor.

5. Requisitos de Avaliação do Projeto

5.1. Desempenho no Motor (performance)

O desempenho do absorvedor dinâmico de vibrações no motor é o requisito de projeto de maior importância. Consequentemente, o absorvedor dinâmico de vibrações torcionais deve garantir que o máximo ângulo de vibração na extremidade superior do virabrequim seja o menor possível e dentro das especificações de tolerância geradas pelo fabricante.

A peça deve garantir o bom amortecimento de vibrações na maior faixa de rotação do motor possível, sendo que o ideal seria o amortecimento máximo em todas as rotações possíveis que o motor possa ser solicitado.

No entanto, o amortecimento necessário é aquele que atua na região chamada crítica, ou seja, a região em que o ângulo de vibração alcança valores máximos. Deve-se levar em conta também a região de maior esforço no virabrequim, ou seja, a região em que a diferença de ângulo de torção no virabrequim é máxima.

5.2. Peso

Atualmente, as montadoras procuram desenvolver produtos mais “leves” para otimizar o desempenho do carro e diminuir o consumo de combustível de uma forma geral.

De acordo com esta regra, o absorvedor dinâmico de vibrações torcionais deve apresentar o menor peso possível a fim de superar as expectativas do cliente.

Porém, sabe-se que a inércia das massas utilizadas no absorvedor dinâmico de vibrações é de fundamental importância, pois consiste em um dos fatores fundamentais para a sintonia da peça na freqüência crítica do motor.

Logo, é necessário projetar a peça de maneira a utilizar da melhor maneira o espaço disponível e materiais que apresentem características ótimas para a aplicação.

5.3. Investimentos para Manufatura

No projeto inicial do absorvedor dinâmico de vibrações deve se levar em conta o processo de fabricação do mesmo. Quanto mais simples e eficiente for o processo de fabricação, melhor será a qualidade do produto e o lucro da empresa será maior. Os prazos de atendimento serão mais apertados e precisos e o custo geral da produção será menor.

Portanto, o absorvedor dinâmico de vibrações deve possuir fácil exeqüibilidade e ferramental apropriado para sua respectiva manufatura. Então, deve-se projetar o absorvedor dinâmico de vibrações de forma a garantir a sua facilidade de manufatura e a utilização de ferramentas de produção simples, rápidas, precisas e eficazes.

5.4. Custo da Matéria-Prima

Para otimizar o preço final do absorvedor dinâmico de vibrações, deve-se considerar materiais e dimensões, cujos preços sejam os menores possíveis no

mercado. Portanto, deve-se realizar uma pesquisa de mercado, ou seja, orçamentos em diversos fornecedores a fim de adquirir os melhores preços e os melhores fornecimentos (data de entrega e qualidade).

Portanto, o projeto do absorvedor de vibrações deve considerar materiais de menor custo nas respectivas características necessárias para o projeto.

5.5. Segurança

O absorvedor dinâmico de vibrações deve apresentar fácil detecção de falhas para que a sua manutenção seja fácil e precisa. Por se tratar de uma peça que evita com que o desempenho do motor seja reduzido e o virabrequim não quebre com o passar do tempo através de fadiga, a detecção da possível falha do absorvedor dinâmico de vibrações deve ocorrer da maneira mais rápida possível. Assim, a peça deve possibilitar fácil análise visual e não ser uma "caixa preta" que apenas um especialista no assunto possa detectar qualquer tipo de problema ocorrido.

5.6. Durabilidade

De acordo com o fabricante M.W.M. , o motor deve passar por um teste de durabilidade para poder ser utilizado no mercado. Consequentemente, todos os componentes periféricos do motor devem ser submetidos e aprovados pelos mesmos testes.

Basicamente, os testes feitos pelo fabricante e pela maioria dos fabricantes de motores a Diesel são:

- Teste de Rotação Máxima em carga livre – o motor é colocado em rotação máxima pelo período de 1000 horas seguidas sem qualquer tipo de carga sobre o volante. Neste caso, o absorvedor dinâmico de vibrações torcionais deve permanecer em boas condições de uso do começo ao término do teste;
- Teste cíclico de carga e rotação – o motor é colocado sob uma carga máxima de esforço sobre o volante por um período determinado. Então, a carga é retirada gradativamente ou de maneira brusca por diversas vezes, variando consequentemente a rotação do motor. Este teste tem a duração de 500 horas seguidas;
- Teste de choque térmico – neste teste o motor é colocado sob rotação mínima por um determinado período de tempo, em seguida a sua rotação é aumentada bruscamente até o valor máximo e plena carga é colocada sobre o volante simultaneamente. Repete-se o ciclo por diversas vezes até alcançar 250 horas seguidas.

O absorvedor de vibrações torcionais deve ser aprovado nos 3 (três) testes separadamente, ou seja, 1 (uma) peça para cada teste, o que garante o bom funcionamento do motor no prazo de garantia fornecido pela M.W.M. ou consumidor comum. Além disto, o motor é testado em campo até alcançar 120.000km em condições extremas de uso.

5.7. Confiabilidade

O absorvedor dinâmico de vibrações é um componente veicular que garante o bom funcionamento do motor ao longo do tempo. Portanto, não pode ser uma peça

frágil e sensível. Logo, o absorvedor dinâmico deve ser robusto para suportar as condições mais críticas a que um veículo possa sofrer.

Entende-se que os testes realizados pelo fabricante do motor simulam condições extremas e críticas nas quais um motor poderá ser solicitado, no entanto, ninguém gosta de uma peça que apresente qualquer tipo de falha um pouco antes ou um pouco depois do prazo de garantia.

Baseado neste conceito, pode-se afirmar que o absorvedor dinâmico de vibrações deve ser confiável a ponto de durar um pouco mais que a durabilidade solicitada pelo fabricante. Portanto, seus componentes devem ser fabricados de forma a garantir a confiabilidade necessária ao cliente. Segundo experiências anteriores do cliente, os absorvedores dinâmicos suportam até 20.000km a mais do que o prazo de durabilidade especificado.

5.8. Aceitação do Mercado Automobilístico

O mercado automobilístico no Brasil é formado por diversas multinacionais que competem arduamente entre si. A tecnologia envolvida na manufatura e desenvolvimento de veículos é na grande maioria estrangeira. Os engenheiros e técnicos empregados nas montadoras apenas melhoraram um dado projeto proveniente do exterior. Contudo, a fabricação de motores de combustão têm se desenvolvido rapidamente no Brasil e consequentemente profissionais experientes e capazes conseguem distinguir erros e projetar novas formas de aplicação. Logo, a aceitação de novas técnicas é muito mais difícil do que a utilização de tecnologia já consagrada devido à tradição do mercado.

6. Fundamentação Teórica

6.1. Determinação das Curvas de Pressão de Combustão

As curvas de pressão de combustão do motor diesel são válidas para cada rotação do motor, ou seja, para cada rotação do motor existe uma curva diferente.

Deve-se portanto, para cada rotação do motor, determinar experimentalmente e registrar os valores da pressão de combustão, pelo menos a cada grau de virabrequim, para utilizá-los como entrada do programa. Neste caso, por dificuldades em se obter os registros dos valores em forma digital que facilitasse o processamento, foi necessário ajustar curvas médias pelos pontos medidos apresentados em forma gráfica. Assim, foi desenvolvido e utilizado o procedimento abaixo descrito.

Cada curva de pressão de combustão foi dividida em 5 curvas distintas:

- a) curva de compressão adiabática: no começo do ciclo do virabrequim, ou seja, no movimento do ponto morto inferior (PMI) até o instante da explosão, o cilindro executa um processo de compressão da mistura ar – combustível que podemos considerar quase adiabático. A pressão varia de acordo com o volume da seguinte maneira:

$$P.V^c = K_c \quad (\text{eq. 6.1.1})$$

onde: P = pressão (depende do ângulo α);

V = volume disponível no cilindro, dado pela seguinte equação:

$$Vol(\alpha) = 1 - \left(\frac{R_c - 1}{2.R_c} \right) \cdot \left[1 - \cos\left(\frac{\pi\alpha}{180}\right) + \frac{1}{\lambda} \cdot \left(\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\left(\frac{\pi\alpha}{180}\right)} - 1 \right) \right] \quad (\text{eq. 6.1.2})$$

C = constante;

K_c = constante;

R_c = raio da manivela

$\lambda = r / L$;

- b) Curva de expansão adiabática: após a combustão o pistão realiza um movimento do ponto de máximo, ou seja, ponto superior, até o início de abertura do escape. Este movimento também pode ser descrito como quase adiabático, porém com coeficientes diferentes do ciclo de compressão;
- c) Curva de combustão: para interligar as duas curvas descritas anteriormente, ou seja, no processo de combustão, pode-se considerar que a variação de pressão com o ângulo do virabrequim passa da curva de compressão para a de expansão através de uma curva suave baseada na equação de combustão de Wiebe, descrita pela seguinte equação:

$$f(\theta) = 1 - e^{-ac \cdot \theta^{mc+1}} \quad (\text{eq. 6.1.3})$$

onde: $f(\theta)$ = curva de pressão no momento da combustão;

ac = constante;

mc = constante;

θ = ângulo do virabrequim.

- d) Curva de exaustão: para abordar a fase de queda de pressão correspondente à abertura da válvula de escapamento utilizou-se a mesma expressão de Wiebe já apresentada.
- e) Durante a etapa de eliminação dos gases residuais e admissão do ar fresco, admitiu-se simplesmente pressão constante.

Como a curva de pressão depende das características da combustão, principalmente do ângulo de avanço e razão de queima, os diversos parâmetros dos 5 trechos de curva foram ajustados com base nos dados experimentais. De forma a obter uma curva similar à curva medida no próprio motor.

Portanto, a curva de pressão de combustão x ângulo do virabrequim pode ser descrita pela seguinte equação:

$$P(\alpha) = p_{0K} \cdot pc(\alpha) + (pf_k \cdot pex(\alpha) - p_{0K} \cdot pc(\alpha)) \cdot f_{comb} \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_{0K}}{\Delta \theta c_K} \right) \cdot f_{esc} \left(\frac{\alpha - 320}{\Delta \theta e} \right)$$

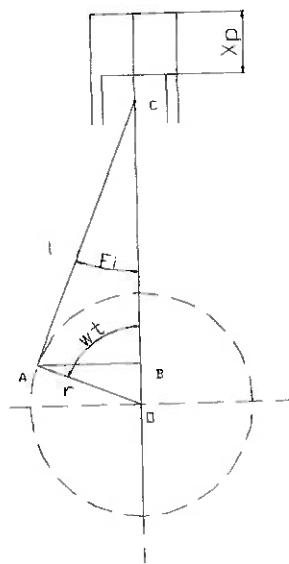
(eq. 6.1.4)

onde:

p_{0K} , pf_k , $\Delta \theta c_K$, α_{0K} e $\Delta \theta e$ são constantes para cada rotação.

6.2. Torque sobre o virabrequim para cada cilindro

Primeiramente, será feita uma análise sobre o sistema pistão - biela - manivela.



onde $X_p = r \cdot \cos(wt) + l \cdot \cos(F_l)$

Porém: $\sin(F_l) / r = \sin(wt) / l$

Donde vem que: $Xp = r \cdot \cos(wt) + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2(wt)}$ (eq. 6.2.1)

Onde, denominar-se-á $wt = \theta$ = ângulo de rotação da árvore de manivelas.

A velocidade da massa alternativa (pistão + pino + anéis) pode ser expressa pela derivada da equação acima em relação a wt , então:

$$\frac{dx}{d\theta} = r \left[\sin\left(\frac{\pi \cdot \theta}{180}\right) - \lambda \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot \theta}{180}\right) \cdot \cos\left(\frac{\pi}{180} \cdot \theta\right) \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\left(\frac{\pi \cdot \theta}{180}\right)}} \right] \quad (\text{eq. 6.2.4})$$

$$\frac{d^2x}{d\theta^2} = r \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot \theta}{180}\right) - r \cdot \lambda \cdot \frac{\cos\left(\frac{\pi}{180} \cdot \theta\right)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\left(\frac{\pi \cdot \theta}{180}\right)}} - \frac{r}{4} \cdot \lambda^3 \cdot \frac{\sin\left(\frac{\pi \cdot \theta}{90}\right)^2}{\left(\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\left(\frac{\pi \cdot \theta}{180}\right)}\right)^3} \quad (\text{eq. 6.2.5})$$

Sabe-se que o torque sobre o virabrequim é constituído por 2 (duas) componentes, a saber: a componente devida à pressão de combustão e a componente devida à inércia das massas do pistão e da biela. De acordo com [1], a componente de torque sobre o virabrequim em cada cilindro (força tangencial atuando no pino do virabrequim) pode ser descrita como:

$$T(\theta) = [P(\theta) \cdot Ap - Mp \cdot Xp] \cdot \dot{Xp}^* \quad (\text{eq. 6.2.6})$$

Fazendo-se a transformada de Fourier sobre o sinal de torque em cada cilindro, tem-se o desmembramento da função de torque nas diversas ordens de solicitação sobre o virabrequim, ou seja, $\frac{1}{2}^a$, 1^a , $1\frac{1}{2}^a$, 2^a , $2\frac{1}{2}^a$, 3^a ordem, etc.; que significam a quantidade de solicitações sobre o virabrequim a cada volta, pois se trata de um motor de 4 cilindros e a curva de torque x ângulo de rotação do virabrequim é dada de 0° a 720° . Logo, o torque é descrito como:

$$\begin{aligned}
 T(w) = & A1 \cdot \cos\left(\frac{w}{2}t\right) + B1 \cdot \sin\left(\frac{w}{2}t\right) + A2 \cdot \cos(wt) + B2 \cdot \sin(wt) + A3 \cdot \cos\left(\frac{3w}{2}t\right) + \\
 & + B3 \cdot \sin\left(\frac{3w}{2}t\right) + \dots
 \end{aligned}$$

(eq. 6.2.7)

Portanto, realizando-se a série de Fourier do sinal de torque, determina-se os valores dos índices A1, B1, A2, B2, A3, etc. Utiliza-se a seguinte equação:

$$A_{j,k} = \frac{1}{360} \cdot \left(\sum_{\alpha=1}^{720} T(\alpha) \cdot e^{i \cdot \frac{\alpha}{360} \cdot j} \right) \quad (\text{eq. 6.2.8})$$

Onde:

j = ordem de freqüência de vibração;

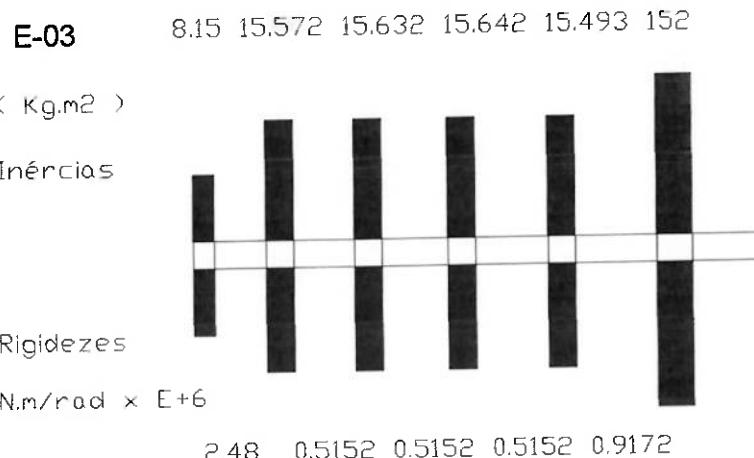
α = ângulo do virabrequim;

$T(\alpha)$ = função do torque x ângulo dada pela equação 6.2.6,

K = inércia sobre o virabrequim (anel, cubo, cilindro 1, ...).

6.3. *Modelo Matemático do Virabrequim*

Com os dados de inércia calculados e os valores de rigidez e inércia do virabrequim fornecidos pelo cliente, obtém-se o seguinte modelo matemático para o virabrequim:



Portanto, a equação que rege a vibração do virabrequim pode ser descrita como:

$$[M] \cdot \{\ddot{\phi}\} + [K] \cdot \{\phi\} = T(\phi) \text{ (eq. 6.4.1)}$$

Onde:

$[M]$ – é a matriz de inércia do sistema;

$[K]$ – é a matriz de rigidez do sistema;

$\{\phi\}$ – é a matriz de ângulo de resposta das massas do sistema;

$T(\phi)$ – é o torque aplicado sobre cada região do virabrequim (no volante e no cubo $T = 0$)

A matriz de inércia é dada por:

$$[M] = \begin{bmatrix} I1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I6 \end{bmatrix}$$

A matriz de rigidez é dada por:

$$[K] = \begin{bmatrix} K1 & -K1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -K1 & K1+K2 & -K2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K2 & K2+K3 & -K3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -K3 & K3+K4 & -K4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K4 & K4+K5 & -K5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -K5 & K5 \end{bmatrix}$$

A matriz de ângulo é dada por:

$$\{\phi\} = \begin{bmatrix} \phi1 \\ \phi2 \\ \phi3 \\ \phi4 \\ \phi5 \\ \phi6 \end{bmatrix}$$

6.4. Determinação da Freqüência Natural e Modos de Vibrar

Para o sistema livre de carregamento, ou seja:

$$[M] \cdot \ddot{\{\phi\}} + [K] \cdot \{\phi\} = 0 \quad (\text{eq. 6.5.1})$$

temos que $\{\phi(t)\} = \{\phi\} \cdot \exp(ipt)$, então a equação acima torna-se:

$$[[K] - p^2 \cdot [M]] \cdot \{\phi\} = 0 \quad (\text{eq. 6.5.2})$$

a qual é um típico problema de autovalores e autovetores, onde os autovalores são as freqüências naturais do sistema e os autovetores são os respectivos modos de vibrar do sistema.

6.5. Solução do sistema excitado não amortecido

A solução do sistema não amortecido, ou seja, sem considerar as características de amortecimento do vibrabrequim podem ser descritas pela solução de uma equação diferencial com uma excitação periódica.

A equação que rege a vibração sobre cada massa considerada do vibrabrequim é descrita por:

$$[M] \cdot \ddot{\{\phi\}} + [K] \cdot \{\phi\} = \{T\} \quad (\text{eq. 6.6.1})$$

$$\{\phi\} = [x].\{q\}$$

Se considerarmos que $\{\ddot{\phi}\} = [x].\{\ddot{q}\}$, e multiplicando ambos os lados,

pode-se modificar a equação 5.5.1 de forma a se obter o seguinte resultado:

$$[x]^T.[M].[x].\{\ddot{q}\} + [x]^T.[K].[x].\{q\} = [x]^T.\{T\} \text{ (eq. 6.6.2)}$$

onde: $[x]$ = é a matriz dos modos de vibrar do virabrequim.

Portanto, chega-se a um sistema de equações diferenciais desacopladas entre si, onde para cada seção do virabrequim considerada, pode-se escrever a seguinte equação:

$$\overline{m}_K \cdot \ddot{q}_K + \overline{K}_K \cdot q_K = \overline{f}_K \text{ (eq. 6.6.3)}$$

onde: K =índice das inércias “acopladas” sobre o virabrequim;

$$\overline{m}_K = \sum_{i=1}^N I_i \cdot x_{ik}^2, \text{ onde } N \text{ é o número total de inércias}$$

$$\overline{K}_K = p_k^2 \cdot \overline{m}_K, \text{ onde } p_k \text{ é a freqüência natural do sistema;}$$

$$\overline{f}_K = [x]^T.\{T\}$$

A solução particular da equação diferencial 6.6.3 é:

$$q_p = \frac{\overline{f}_K}{m_K \cdot (w_N^2 - w^2)} \cdot \sin(wt - \psi_K) \text{ (eq. 6.6.4)}$$

onde: w é a rotação do motor em rad/s

w_N = rotação crítica (freqüência natural);

ψ é o ângulo de fase entre a parte real e imaginária do sinal de Fourier do torque.

Porém, o objetivo é determinar o valor de ϕ , logo, segundo a transformação $\phi = [x] \cdot \{q\}$, obtém-se o valor de ϕ para cada inércia acoplada ao virabrequim.

Para determinar o esforço sobre cada segmento entre as respectivas inércias no virabrequim, basta realizar o seguinte cálculo:

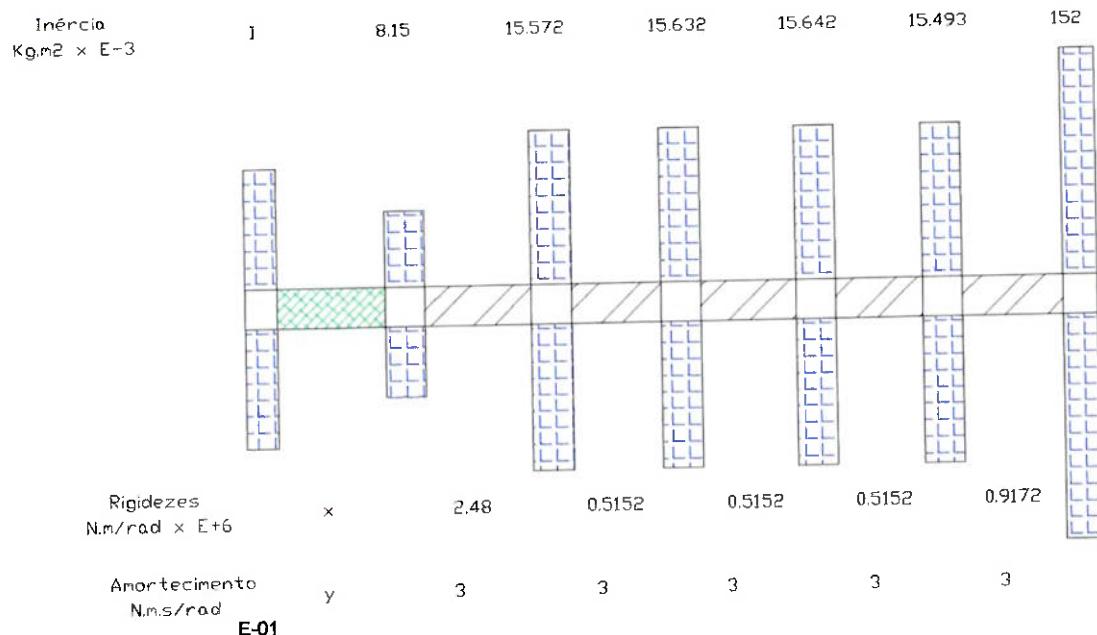
$$T_i = K_i \cdot (\phi_{i+1} - \phi_i) \quad (\text{eq. 6.6.5})$$

onde: i é a inércia considerada no virabrequim.

6.6. Solução do sistema excitado amortecido

6.7.1 Modelo Matemático

Para o sistema do motor, considerando o amortecimento das partes do virabrequim, com absorvedor dinâmico de vibrações acoplado ao mesmo, tem-se o seguinte modelo matemático do sistema:



Onde:

- **Parte Verde:** material borracha;
- **Parte Azul:** inércia dos pistões + biela + pinos + virabrequim ou anel de inércia do absorvedor;
- I = inércia requerida do absorvedor dinâmico de vibrações torcionais;
- X = Rrigidez da borracha do absorvedor dinâmico de vibrações torcionais;
- Y = Amortecimento da borracha do absorvedor dinâmico de vibrações torcionais.

6.7.2 Coeficiente de Amortecimento

Como descrito anteriormente, o amortecimento das partes do virabrequim já foi previamente fornecido pelo fabricante MWM. Porém, deve-se calcular o coeficiente crítico de amortecimento do absorvedor dinâmico de vibrações, utilizando a seguinte expressão:

$$C_{Critico} = 2 \cdot \sqrt{K \cdot J} \quad (\text{N.m.s/rad}) \quad (\text{eq. 6.7.2.1})$$

Onde:

- K = Rrigidez da parte de borracha do absorvedor dinâmico de vibrações;
- J = Inércia do anel externo do absorvedor dinâmico de vibrações.

Logo, pode-se obter o valor do coeficiente de amortecimento com a seguinte expressão:

$$C = C_{Critico} \cdot \zeta \quad (\text{N.m.s/rad}) \quad (\text{eq. 6.7.2.2.})$$

Onde:

- ζ = fator de amortecimento da borracha que é igual à metade do coeficiente de histerese da borracha.

6.7.3. Torque Aplicado

O torque aplicado pode seguir a mesma linha de raciocínio do item 6.2 deste trabalho.

6.7.4. Determinação do ângulo de vibração

O ângulo de vibração do sistema é dado por:

$$\theta = \sum_{k=1}^{16} \max(\theta_k \cdot e^{i \cdot k \cdot \pi \cdot \frac{\alpha}{360}}) \quad (\text{eq. 6.7.1.})$$

Onde:

θ = ângulo de vibração;

θ_k = ângulo de vibração para cada ordem, considerando apenas o coeficiente da série de Fourier;

k = ordem de freqüência de vibração;

α = ângulo de movimento do virabrequim.

Para determinação dos valores de θ_k , procede-se resolvendo o sistema descrito pela equação abaixo:

$$\begin{matrix}
 0 \\
 0 \\
 1 \\
 [M].\{\ddot{\theta}_k\} + [C].\{\dot{\theta}_k\} + [K].\{\theta_k\} = \sum \frac{[(-i)^{3k}].A_k.e^{i.k.w.\frac{t}{2}}}{(-i)^k} \\
 (-i)^{2k} \\
 0
 \end{matrix} \quad (\text{eq. 6.7.2.})$$

Onde:

k = ordem da análise em freqüência do sinal do torque

A_k = coeficiente de Fourier do sinal de torque para a ordem k .

Para cada componente k ésima torque obtém-se a seguinte equação para resolução do ângulo de vibração:

$$\begin{matrix}
 0 \\
 0 \\
 1 \\
 \{\theta_k\} = \left(-\left(w \cdot \frac{k}{2} \right)^2 \cdot [M] + i \cdot w \cdot \frac{k}{2} \cdot [C] + [K] \right)^{-1} \cdot \frac{[(-i)^{3k}].A_k}{(-i)^k} \\
 (-i)^{2k} \\
 0
 \end{matrix} \quad (\text{eq. 6.7.3.})$$

Voltando com os valores de θ_k na equação 6.7.1, determina-se os valores dos ângulos de vibração para cada inércia acoplada ao virabrequim, para cada rotação do motor.

6.7. *Etapas para determinar as características do Absorvedor dinâmico de Vibrações Torcionais*

Para determinar as características do absorvedor dinâmico de vibrações, deve-se conhecer primeiramente o comportamento do motor em todas a sua faixa de atuação.

Portanto, deve-se calcular a resposta do sistema para toda a faixa de rotação do motor, determinar as freqüências naturais do virabrequim e então, verificar através do ângulo de vibração, se há ou não ressonância no virabrequim.

Caso positivo, é necessário dimensionar o absorvedor de modo a reduzir as amplitudes de vibração. Se o momento de inércia do absorvedor for desprezível em relação aos momentos de inércia dos demais componentes, basta escolher suas características de rigidez e momento de inércia de modo que sua freqüência natural coincida com a freqüência crítica do virabrequim.

Quando existem várias ressonâncias e o momento de inércia do absorvedor não é desprezível em relação às demais inércias, deve-se calcular valores de inércia, rigidez e amortecimento tais que a diferença dos ângulos de vibração entre as seções transversais vizinhas do virabrequim (dois a dois) sejam as menores possíveis em toda a faixa de rotação em que o motor atua.

6.8. Cálculo de Freqüência Natural do Absorvedor dinâmico

Para se calcular a freqüência do absorvedor dinâmico de vibrações torcionais individualmente, utiliza-se a seguinte expressão:

$$Fn = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{J}} \text{ (Hz) (eq. 6.9.1)}$$

Onde: K e J se referem aos valores de rigidez e inércia do absorvedor dinâmico respectivamente.

7. Soluções para o problema

Existem basicamente 3 tipos básicos de alternativas para absorvedores de vibração torcional que podem ser viabilizadas para o comércio, porém, soluções mistas também podem ser utilizadas. Abaixo estão os 3 tipos de absorvedor de vibrações torcionais:

7.1. Amortecedor dinâmico de vibrações viscoso

Consiste de um anel de inércia J , mergulhado em um fluido de certa viscosidade dentro de um compartimento cilíndrico.

Quando em rotação, o anel de inércia se movimenta radialmente dentro do compartimento e amortecerá a vibração proveniente do virabrequim de acordo com a rotação do motor e da viscosidade do fluido e da própria inércia. Logo, não há um coeficiente de rigidez para o amortecedor dinâmico, muito menos freqüência natural. Porém, pode-se sintonizar a peça com a freqüência natural do virabrequim de acordo com a inércia do anel, a folga entre a extremidade do anel e as paredes do compartimento e com a viscosidade do fluido.

Abaixo segue croqui de um absorvedor dinâmico de vibrações torcionais:

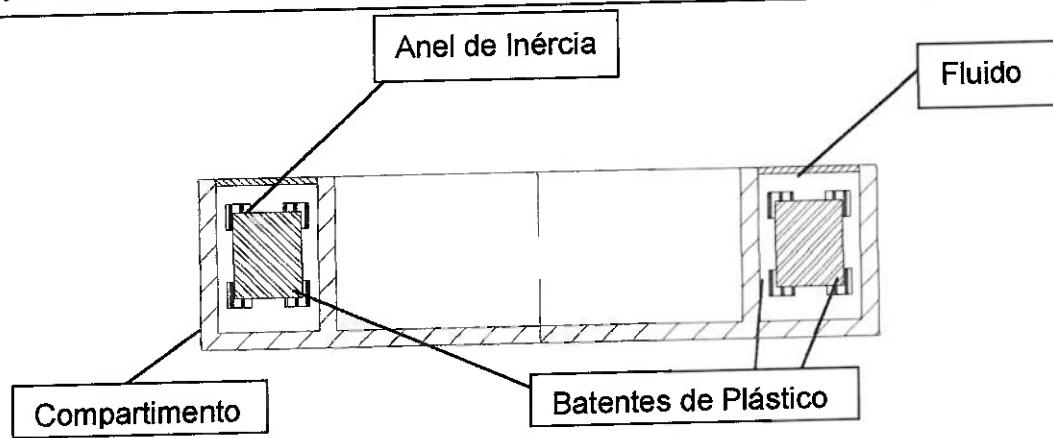


Figura 2 – Croqui de um Amortecedor Dinâmico Viscoso

7.2. Amortecedor dinâmico de vibrações viscoso / eletrônico

Trata-se de uma concepção de amortecedor dinâmico viscoso, porém o fluido que é colocado possui uma variação de viscosidade de uma corrente elétrica que circula através do mesmo.

Atualmente, com a disponibilidade de sistemas eletrônicos em veículos automotores a utilização de tal solução se tornou mais viável.

Logo, um sistema de controle pode controlar a tensão sobre o fluido e consequentemente a sua viscosidade. Com isso, consegue-se mudar a sintonia do amortecedor conforme a necessidade percebida no momento.

Com a implementação de alguns sensores de medição de vibração, ou até mesmo "strain gages" pode-se determinar através de algum algoritmo de controle, o comportamento do virabrequim. Através deste sinal, pode-se gerar uma saída de tensão conforme a necessidade e as características e curva de viscosidade do fluido.

O maior problema desta solução é a grande variação que pode ocorrer em um determinado virabrequim (o gradiente de viscosidade do fluido não é muito grande), o custo do fluido e o tempo de resposta do sistema eletrônico.

7.3. Absorvedor Dinâmico de Borracha

Trata-se de um sistema formado de dois anéis interligados entre si através de borracha vulcanizada. O anel mais interno deve ser metálico ou polimérico para permitir o perfeito encaixe sobre o virabrequim. O segundo anel deve conter características dimensionais que garantam a sua inércia de acordo com a freqüência de ressonância do virabrequim.

A borracha possui características interessantes de amortecimento e rigidez. Logo, pode-se neste tipo de peça implementar características específicas de rigidez e amortecimento. Claro que o amortecimento depende das características da mistura de borracha e é proporcional ao valor de rigidez da mesma.

Conseqüentemente, tem-se um sistema que pode ser implementado conforme o modelo matemático exposto anteriormente.

A manufatura de tais absorvedores pode ser de 2 tipos distintos:

- a) Montado: um anel de borracha previamente vulcanizado é montado através de processo de prensagem entre a cavidade dos 2 anéis estruturais da peça;
- b) Vulcanizado: Os dois anéis estruturais são colocados sobre um molde de vulcanização e interligados entre si pela borracha que adere sobre as superfícies ainda em estado pastoso. O processo de vulcanização da

borracha ocorre quando a mesma já se encontra na cavidade entre os dois anéis estruturais.

Em ambas as formas, deve-se sempre lembrar que o anel estrutural externo contribui com a inércia e o anel de borracha ou a borracha vulcanizada entre as cavidades contribui com a rigidez e o amortecimento desejados.

A inércia do anel interno estará acoplada ao eixo do virabrequim e deve ser considerada como uma inércia sobre o virabrequim. A borracha por ser em menor quantidade, pode ser considerada desprezível em termos de variação de massa.

Abaixo segue croqui de um absorvedor dinâmico montado:

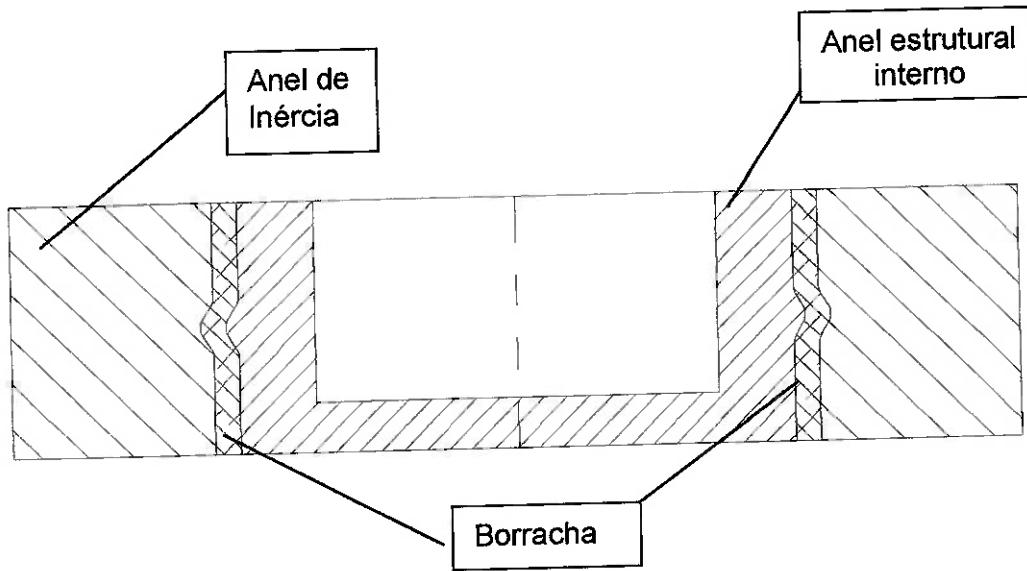


Figura 3 – Absorvedor Dinâmico de Vibrações de Borracha

8. Escolha da Melhor Solução

Segue abaixo a matriz de decisão de acordo com a importância das características da solução, segundo o fabricante, as características de produção segundo a empresa Trelleborg AVS Brasil Getoflex LTDA. (especialista em manufatura de peças metal-borracha).

ATTRIBUTO	peso	Viscoso		Visc.+Eletr.		Visc.+Borr.		Borr. Mont		Borr. Vulca	
		nota	n x p	nota	n x p	nota	n x p	nota	n x p	nota	n x p
Performance	0,20	6,00	1,20	8,50	1,70	8,00	1,60	7,50	1,50	7,00	1,40
Peso	0,12	7,50	0,90	5,50	0,66	5,50	0,66	8,00	0,96	8,00	0,96
Invest. P/ manuf.	0,09	7,00	0,63	6,00	0,54	6,00	0,54	8,00	0,72	7,00	0,63
Custo da Mat. P	0,07	6,50	0,46	4,00	0,28	7,00	0,49	8,50	0,60	8,50	0,60
Segurança	0,14	7,50	1,05	8,00	1,12	8,50	1,19	7,00	0,98	7,00	0,98
Durabilidade	0,13	7,50	0,98	7,00	0,91	8,00	1,04	8,00	1,04	8,00	1,04
Confiabilidade	0,10	6,00	0,60	8,00	0,80	8,50	0,85	8,50	0,85	7,50	0,75
Aceitação merc.	0,15	7,00	1,05	4,00	0,60	7,50	1,13	9,00	1,35	8,00	1,20
TOTAL	1,00		6,86		6,61		7,50		8,00		7,56

Observa-se na prática que os amortecedores dinâmicos de vibração viscosos apresentam uma série de fatores que prejudicam o seu bom funcionamento. Um desses fatores é a exeqüibilidade. Como, geralmente, o fluido que é utilizado deve apresentar viscosidade elevada, o processo de montagem do anel de inércia no compartimento pode ser feito de 2 maneiras:

- preencher o compartimento com o fluido, colocar o anel de inércia por cima e esperar que o mesmo entre no compartimento por gravidade. Este processo, dependendo do fluido, leva cerca de 1,5 horas para ser finalizado;

- Com o anel de inércia já presente no compartimento, utilizar uma máquina de vácuo para retirar todo o ar e aplicar o fluido uniformemente na cavidade a fim de se evitar a formação de bolhas.

Portanto, observa-se que o investimento em maquinário (máquina de montagem do anel, dispositivo de fechamento do compartimento, dispositivo para solda do canal de injeção do fluido, etc.) é muito maior na produção de um amortecedor viscoso.

Para um absorvedor dinâmico de borracha, são necessários uma máquina de injeção de borracha e uma prensa convencional para a montagem do anel se necessário. Logo, o investimento é menor. se comparado com o amortecedor viscoso.

Como o fluido é de alta viscosidade, o peso de um amortecedor viscoso, é ligeiramente maior se comparado a um absorvedor dinâmico de borracha.

O número de componentes de um amortecedor viscoso é maior que um absorvedor dinâmico de borracha, logo, o custo de matéria-prima é maior para o viscoso.

No mercado automobilístico, o amortecedor de vibrações viscoso vem sendo usado por muito tempo, porém com o desenvolvimento da borracha, as empresas automobilísticas tenderam a investir no absorvedor de borracha por causa dos seguintes aspectos:

- Quando ocorre qualquer tipo de falha no viscoso, a mesma não pode ser detectada visualmente, mas somente destruindo a peça, o que não ocorre antes da quebra do virabrequim;
- Há problemas constantes de vazamentos e alto índice de retrabalho na produção de viscosos;

- Os absorvedores de borracha são de fácil detecção de falha e garantem maior previsibilidade de garantia e funcionalidade.

Portanto, de acordo com o exposto acima, no projeto para este tipo de motor, o absorvedor dinâmico de vibrações torcionais de borracha montado é que melhor se enquadra dentro das especificações e requisitos gerados pelo cliente.

A análise financeira das soluções também permite apontar, de uma forma macro, as diferenças entre elas. Segundo avaliação da empresa Trelleborg AVS Brasil GETOFLEX LTDA., o preço de um amortecedor viscoso é por volta de R\$70,00. Já o preço final de uma absorvedor dinâmico de borracha é de aproximadamente R\$20,00; ou seja, pouco menos de 3 vezes em relação a um viscoso.

9. Análise das Variáveis Críticas

O absorvedor dinâmico precisa estar corretamente sintonizado com a freqüência natural do motor a fim de garantir a minimização dos ângulos de vibração torcional do virabrequim. Logo, as principais variáveis que afetam o sistema de amortecimento para um absorvedor dinâmico de borracha são:

- a) Inércia do anel externo: as dimensões e o material utilizado na confecção do anel externo devem ser bem controlados a fim de se obter a inércia correta de acordo com os cálculos;
- b) Paralelismo entre as faces do anel de inércia: para se evitar desbalanceamento grosso, as faces do anel de inércia devem estar usinadas dentro de tolerâncias apertadas de paralelismo e perpendicularismo com o centro;
- c) A dureza e a elasticidade da borracha influenciam diretamente na rigidez e no amortecimento da peça. Logo, deve-se escolher a melhor combinação entre estes dois fatores a fim de garantir as propriedades de amortecimento e sintonia da peça no motor;
- d) Acoplamento do absorvedor no virabrequim: o local onde o absorvedor dinâmico será acoplado no virabrequim deve ser ajustado de forma a permitir montagem rápida e correta, utilizando pino guia para o ajuste de centro e lado de montagem (concepção poka-ioke).

Portanto, as variáveis descritas acima são as mais críticas para o sistema de amortecimento. Existem outras variáveis que influenciam de forma secundária o sistema, porém estas podem ser controladas facilmente.

Deve-se ficar atento principalmente na escolha da melhor borracha para a aplicação, pois influenciará em toda a sintonia da peça. As tolerâncias dimensionais gerais do anel de inércia devem ser da ordem de aproximadamente 0.1mm, porém as tolerâncias de encaixe do anel interno no virabrequim devem ser de acoplamento eixo – furo h8 – H7.

10. Determinação Analítica dos Parâmetros do Virabrequim

10.1. Determinação das freqüências Naturais e respectivos modos de vibrar

Para determinar as freqüências naturais do virabrequim foram implementadas as equações descritas no item 6.5 deste mesmo trabalho em uma rotina de programação MATLAB, conforme segue no anexo 1. Os resultados dos cálculos somente para o sistema virabrequim, de acordo com os valores especificados pelo cliente de rigidez e inércia foram os seguintes:

- Para o 1º modo de vibrar, obteve-se: $f_n = 2293\text{rad/s}$ e o seguinte gráfico normalizado do modo de vibrar:

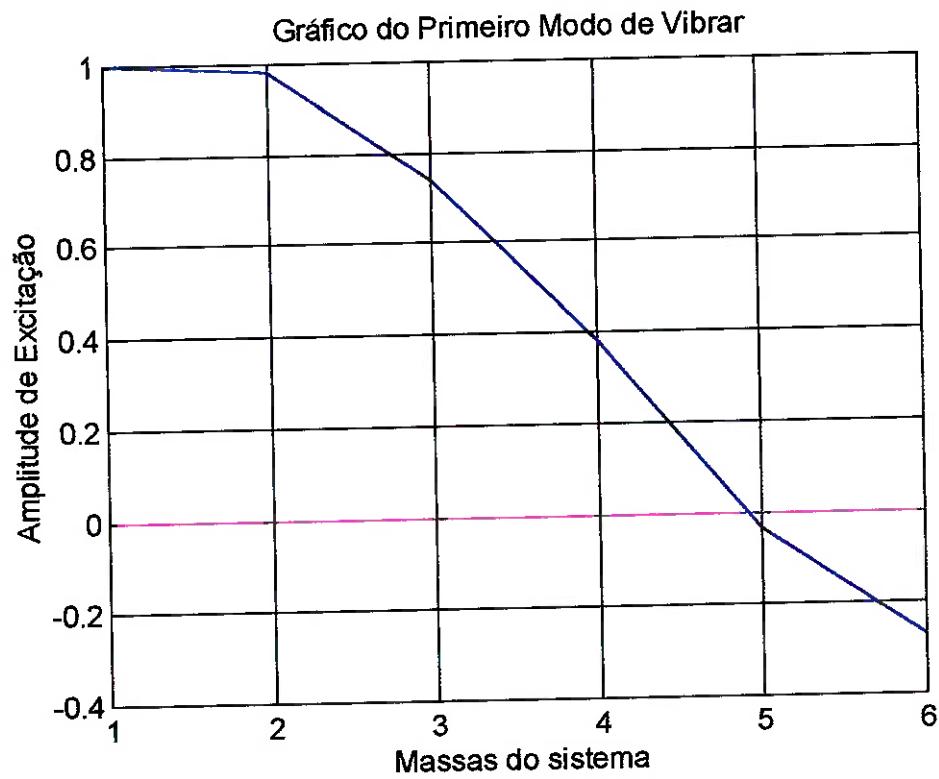


Figura 4 – Gráfico do Primeiro modo de Vibrar

Onde: massa 1 = bomba de óleo;

Massa 2 = cilindro 1

Massa 3 = cilindro 2

Massa 4 = cilindro 3

Massa 5 = cilindro 4

Massa 6 = volante

- Para o segundo modo de vibrar, obteve-se $f_n = 5974$ rad/s e o seguinte gráfico normalizado do modo de vibrar:

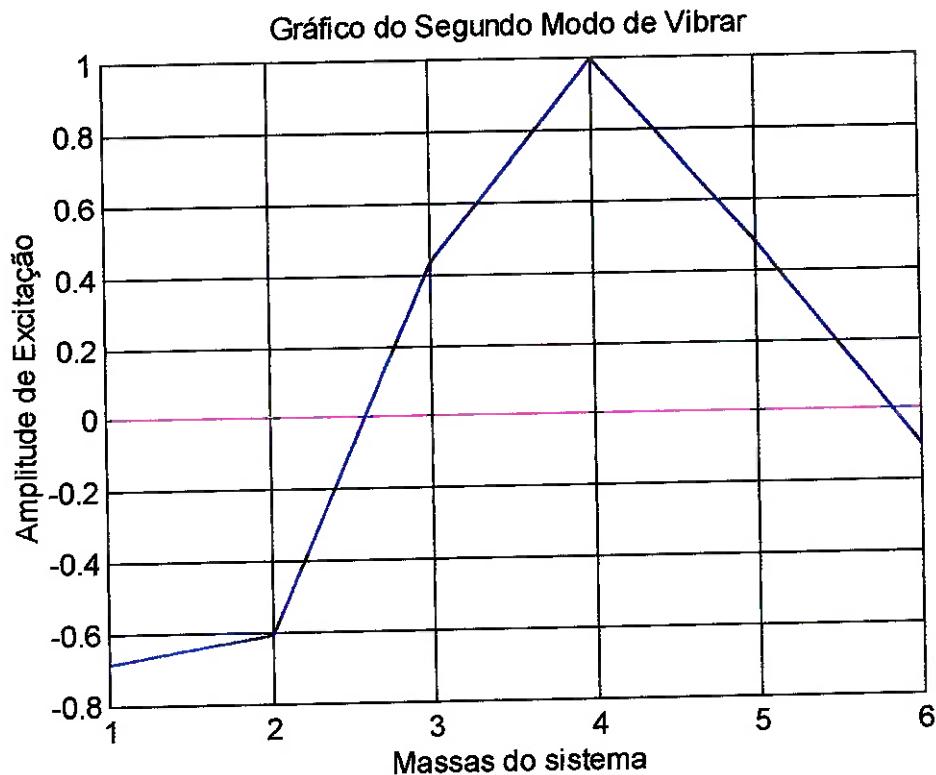


Figura 5 – Gráfico do Segundo Modo de Vibrar

A freqüência de 5974 rad/ s (950,8 Hz) já se encontra acima do limite superior de rotação em 12^a ordem deste motor, ou seja 4500 rpm (em 12^a ordem do harmônico = 800Hz). Como acima da 12^a ordem do harmônico de vibração as amplitudes são extremamente mínimas, pode-se desconsiderar os demais modos de vibrar do sistema.

10.2. Determinação do Torque referente a cada cilindro de combustão

De acordo com o previamente exposto neste trabalho, o fabricante *M.W.M. Motores Diesel* forneceu algumas curvas de pressão de combustão x ângulo do virabrequim em certas rotações do motor. Porém, apenas os gráficos em papel foram fornecidos, não estando disponíveis os valores de pressão para cada grau do virabrequim. Então, o seguinte procedimento foi adotado para determinação de valores mais precisos:

- a) Utilizando as equações 6.1.1 , 6.1.2, 6.1.3 e 6.1.4, e variando os coeficientes, através de diversas tentativas, encontra-se os valores das constantes utilizadas que proporcionam uma curva de pressão de combustão similar à fornecida pelo fabricante MWM. Os valores utilizados foram:
 - $c = -1.38$ para compressão e $c = -1.35$ para expansão;
 - $ac = 6$;
 - $mc = 1.1$ para combustão;
 - $mc = 1.0$ para escape;
 - $Rc = 17$;

- $\Delta\theta_e = 120$.

As rotações analisadas são: 1000, 1400, 1800, 2200, 2600, 3000, 3400, 3800, 4000

e 4500 rpm.

Para cada valor de rotação, seguem os seguintes valores de $p0k$ respectivamente:

1.5, 1.8, 2.2, 2.5, 2.7, 2.65, 2.7, 2.6, 2.5, 1.5 .

Idem para os valores de pfk : 2.7, 4.8, 7, 7.3, 7.3, 6.5, 7.7, 7, 5.5, 2.5 .

Idem para $\Delta\theta_{ck}$: 20, 45, 45, 50, 52, 52, 52, 52, 52, 52 .

Idem para α_{0k} : 168, 168, 178, 186, 178, 180, 180, 178, 176, 176 .

- Os dados anteriores foram calculados em valores de 1° em 1° em 2 voltas para se obter espaçamentos constantes e valores mais precisos;
- Utilizando as equações 6.2.5 e 6.2.6, determina-se o valor do torque de um cilindro;
- Aplica-se a decomposição de Fourier até a 16ª ordem de vibração nos dados de torque através da equação 6.2.8 e se obtém os índices para cada ordem de vibração em 2 voltas do motor (4π radianos) para cada rotação do motor.

As características da curva de torque obtida foram as seguintes:

- Em baixas rotações, observa-se uma influência pequena da massa do pistão e da massa da biela;
- Em altas rotações, observa-se uma influência maior das inéncias do sistema alternativo e da própria biela, gerando assim maiores amplitudes de torque em ordens maiores.

Um exemplo da interpolação da curva de pressão de combustão se encontra abaixo:

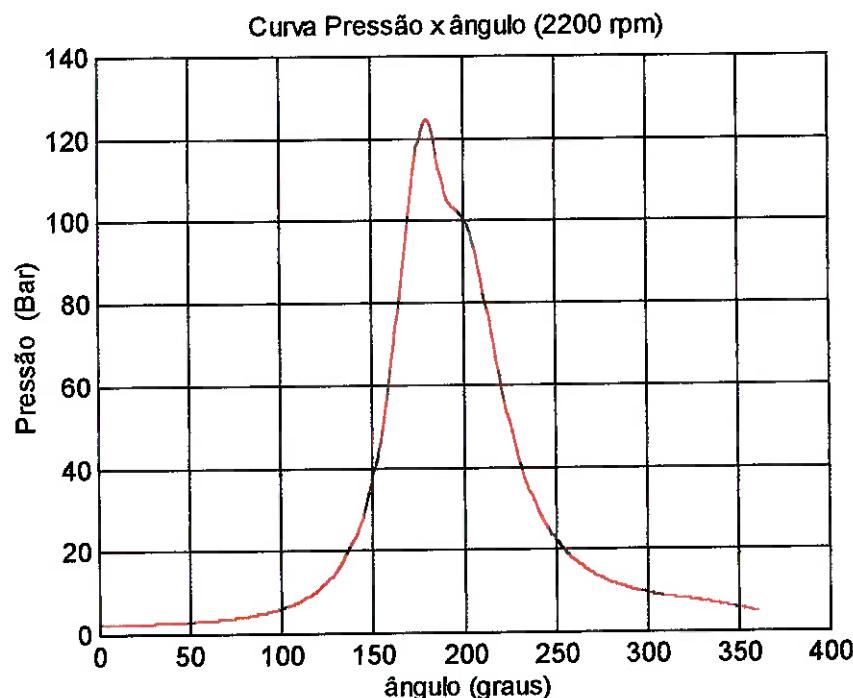


Figura 6 – Curva de Pressão de Combustão

Exemplos de curva de torque em baixa e alta rotação, com a influência da massa do pistão, podem ser vistos a seguir:

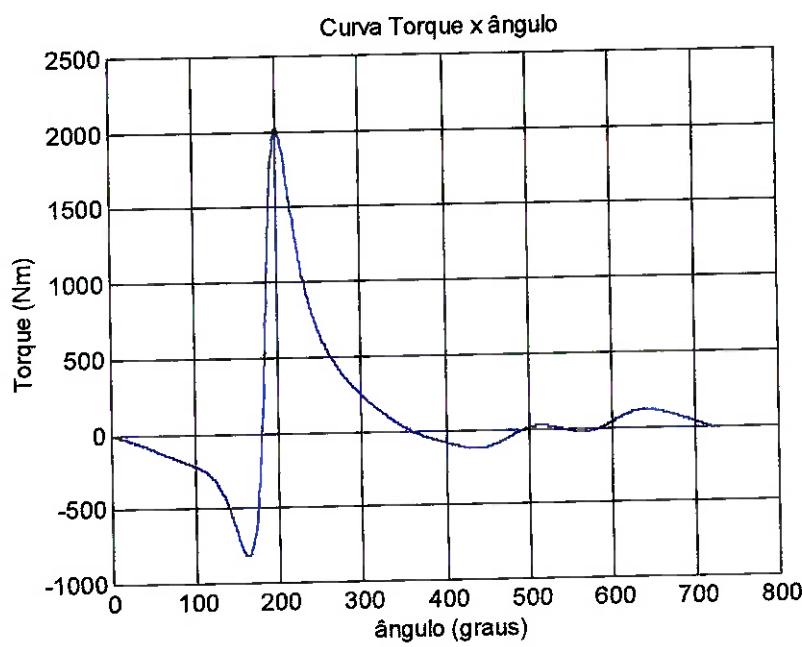


Figura 7 – Curva de Torque em Baixa rotação

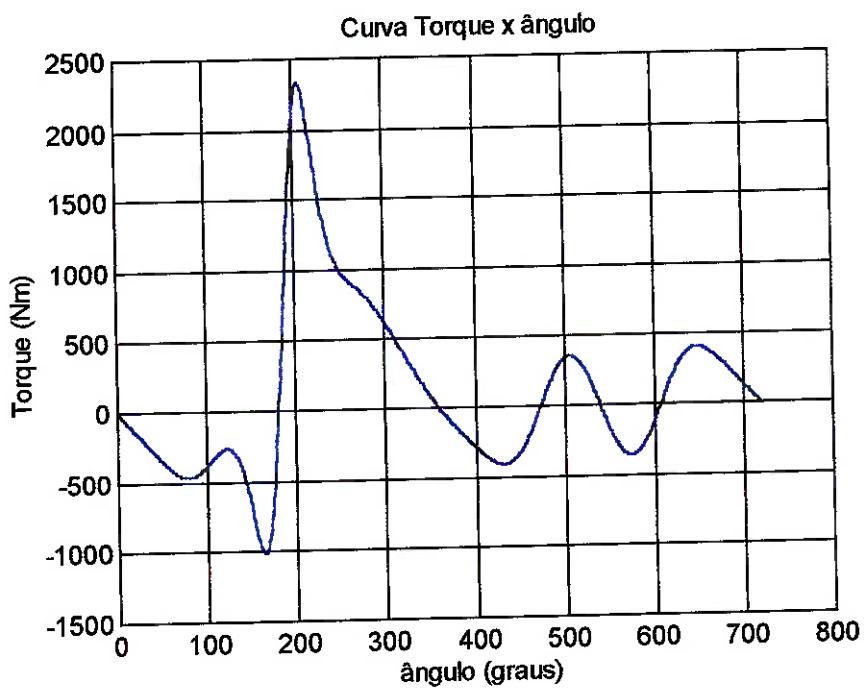


Figura 8 – Curva de Torque em alta rotação

As curvas acima demonstram claramente a influência da massa do pistão em alta rotação, principalmente após a combustão quando o pistão se encontra no limite

inferior do curso do cilindro. Observa-se que a 3800rpm as ondulações de ordens superiores são maiores em amplitude do que na curva a 1000rpm.

As curvas de pressão de combustão / ângulo, de torque aplicado e o respectivo módulo em linguagem MATLAB se encontram no anexo 2.

10.3. Determinação das amplitudes do sinal de Torque aplicado para cada ordem principal

Segundo testes de campo realizados pelo fabricante, os valores críticos de vibração se encontram na 12^a ordem do sinal de torque para cada volta do virabrequim. Aplicando a decomposição de Fourier nos dados acima, obtém-se os valores das ordens principais do torque aplicado no motor. Entretanto, os intervalos de rotação entre as curvas obtidas, a partir das curvas de pressão de combustão medidas, são elevados, sendo necessário interpolar os valores para outras rotações. Isto foi feito interpolando os valores correspondentes em cada uma das rotações. A interpolação foi realizada por uma equação de "spline cúbica".

Obteve-se, portanto, os valores amplitude para cada uma das ordens do sinal de torque em função das rotações do motor.

Um exemplo da curva interpolada segue abaixo:

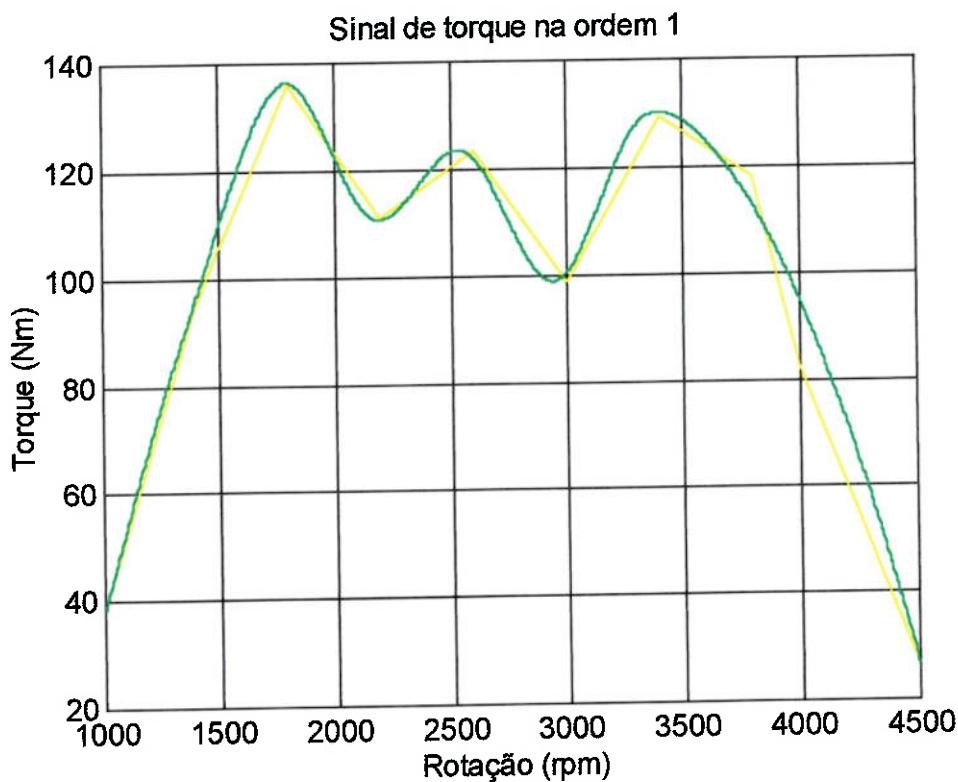


Figura 9 – Curva de Torque em ordem 1

10.4 Determinação do ângulo de vibração do sistema do virabrequim sem o absorvedor dinâmico de vibrações torcionais

De acordo com os itens 6.5 e 6.6 deste presente trabalho, as equações descritas foram implementadas em uma rotina de programação MATLAB e se encontram no anexo 4 deste trabalho.

De acordo com a freqüência natural calculada para o primeiro modo de vibrar, deve-se analisar se há ressonância do virabrequim com as ordens principais da

excitação em alguma rotação, o que poderia gerar a quebra do virabrequim na seção transversal onde há a maior deformação.

Portanto, os valores de torque correspondentes a um cilindro, interpolados para rotações de 5 em 5rpm, podem ser aplicados em cada seção de inércia do virabrequim, permitindo calcular o ângulo de vibração em cada uma destas seções.

Vale mencionar que a aplicação desse torque em cada seção, obedece a ordem de explosão do motor. Os valores dos ângulos de vibração, entre o cilindro 1 e o cilindro 2, para as diferentes ordens de vibração do sistema são:

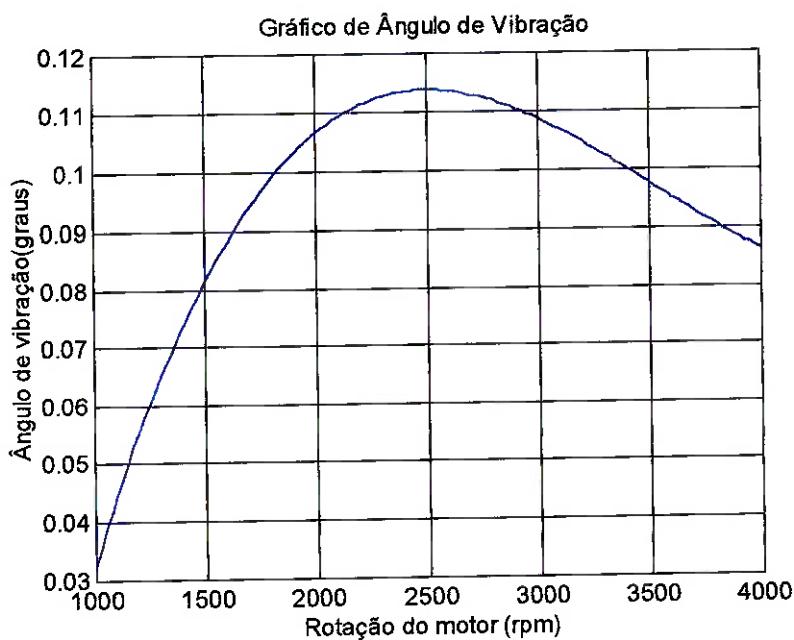


Figura 10 – Curva de ângulo de Vibração – ordem 1

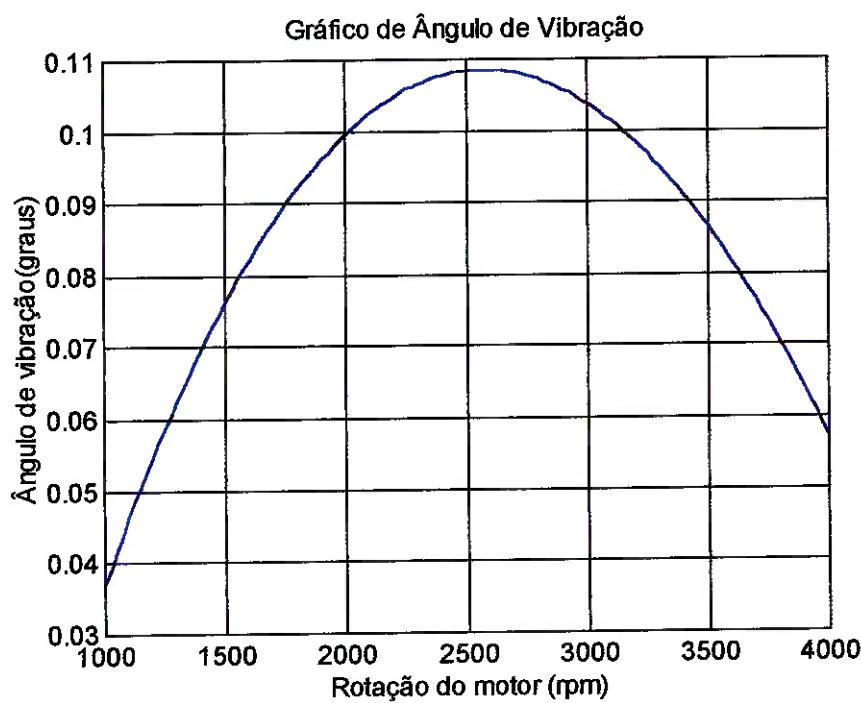


Figura 11 – Curva de ângulo de vibração – ordem 2

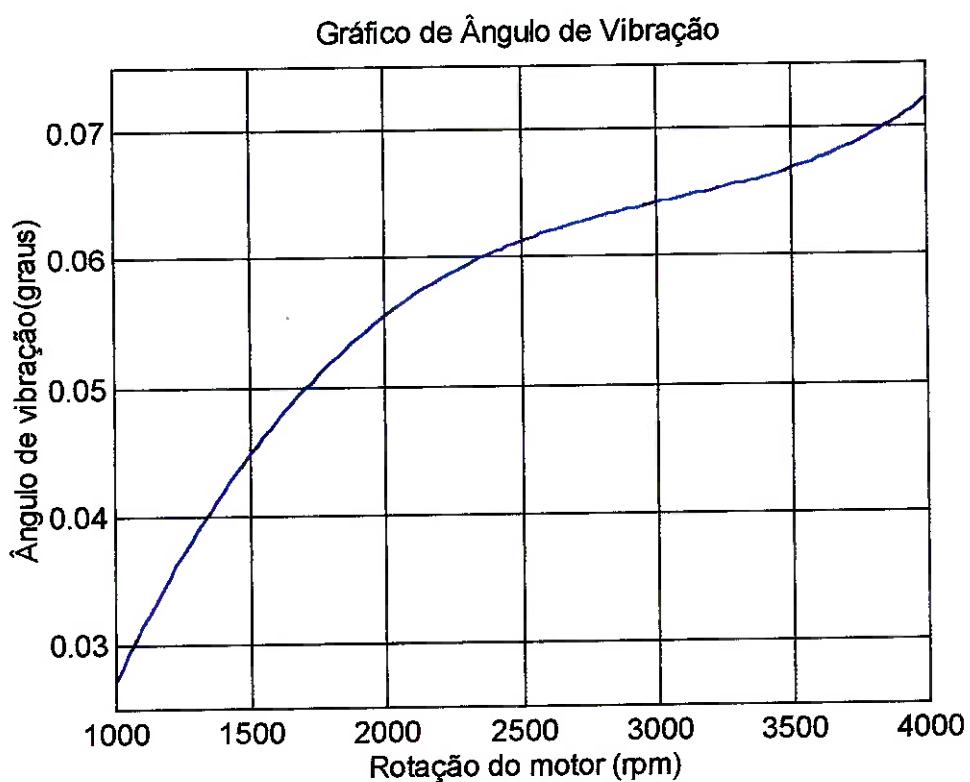


Figura 12 – Curva de ângulo de vibração – ordem 3

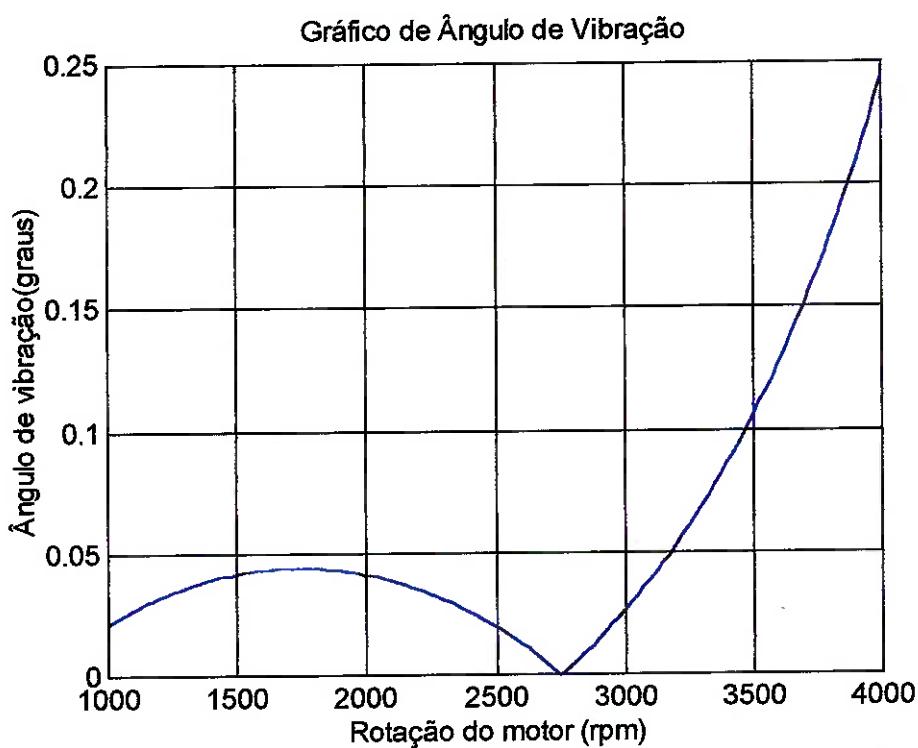


Figura 13 – Curva de ângulo de vibração – ordem 4

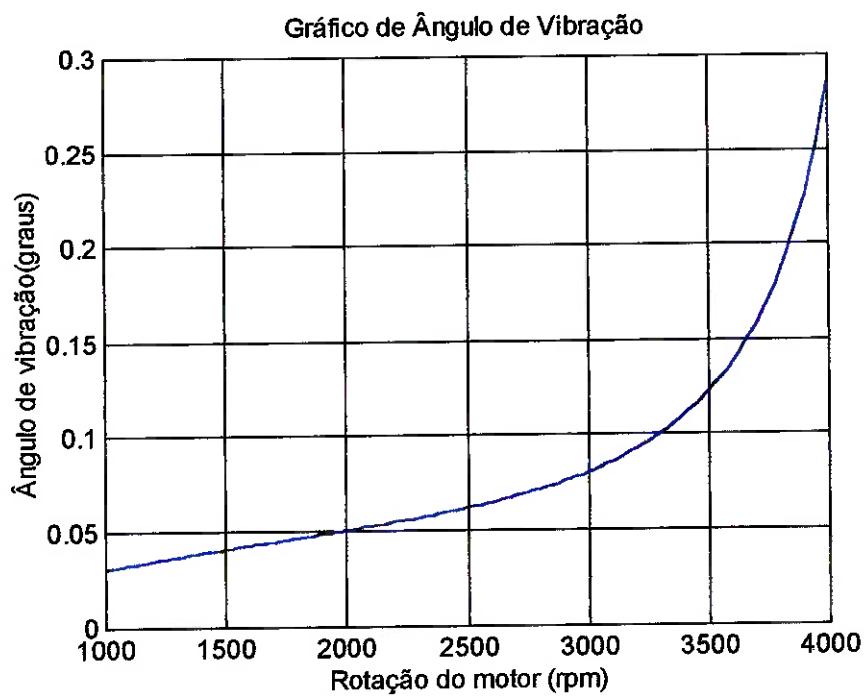


Figura 14 – Curva de ângulo de vibração – ordem 5

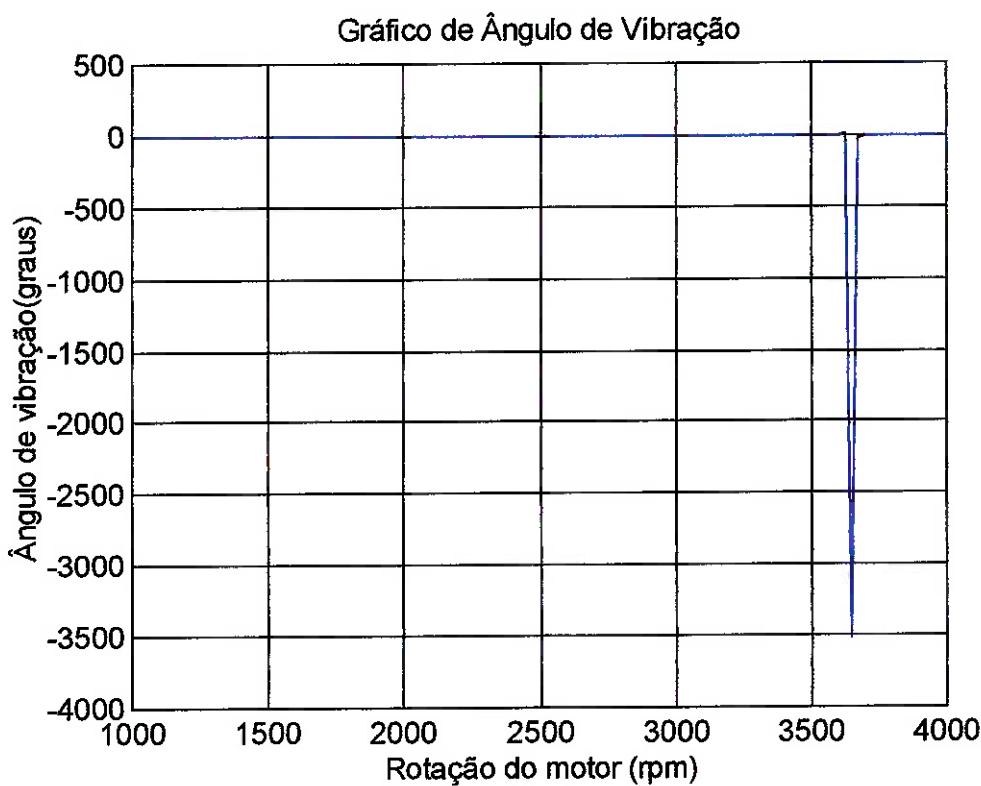


Figura 15 – Curva de ângulo de vibração – ordem 6

Observa-se que em 6^a ordem, ocorre ressonância em 3650rpm, e na 5^a ordem a mesma freqüência “começa a ser percebida” pelo sistema. Ainda, pode-se notar que a 4^a ordem cresce a partir de 2750rpm. Portanto, deve-se projetar uma absorvedor dinâmico de vibrações torcionais que minimize o ângulo de vibração torcional na freqüência de ressonância do sistema.

A rotina em MATLAB para cálculo do ângulo de vibração se encontra no anexo 5 deste trabalho.

11. Determinação dos Parâmetros do Absorvedor Dinâmico de Vibrações Torcionais

11.1. Coeficiente de amortecimento

De acordo com o fabricante de artefatos de borracha, *Trelleborg AVS Brasil GETOFLEX*, o fator de amortecimento (ξ) para um absorvedor dinâmico de vibrações com 35mm de largura e aproximadamente 200mm de diâmetro e borracha sintética está compreendido entre 0.080 e 0.095 .

Neste caso, como as especificações do cliente são de diâmetro externo máximo de 180mm, de acordo com a relação de transmissão necessária, será adotado o valor de **0.090 para o fator de amortecimento (ξ).**

Utilizando as equações 6.7.2.1 e 6.7.2.2, determina-se o valor d coeficiente de amortecimento para o absorvedor. Os coeficientes de amortecimento para os demais trechos do virabrequim foram fornecidos pela M.W.M..

11.2. Método de resolução

De acordo com TAYLOR [2], o método mais rápido para se obter os valores de inércia e rigidez para o absorvedor dinâmico de vibrações é adotar um valor de rigidez de acordo com a borracha disponível. Em seguida, deve-se variar o valor de inércia, desde a freqüência natural do sistema não amortecido como para valores

acima e abaixo do mesmo e verificar a tendência do sistema todo, com o intuito de minimizar ao máximo as vibrações em todos os trechos do virabrequim.

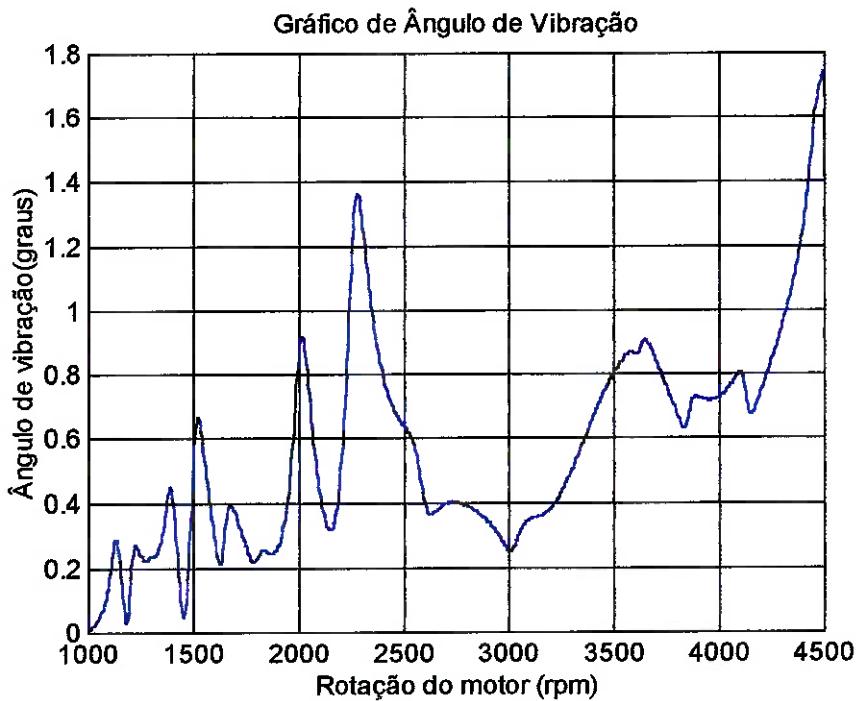
11.3. Tentativa para 389.7Hz

Adotando 53473 Nm/rad (valor fornecido pelo fabricante *Trelleborg AVS Brasil GETOFLEX*) como sendo a rigidez do absorvedor dinâmico de vibrações torcional, aplicado a um motor semelhante, o valor de inércia necessário para se obter uma freqüência natural de 389.7Hz é de :0.00892Kgm²

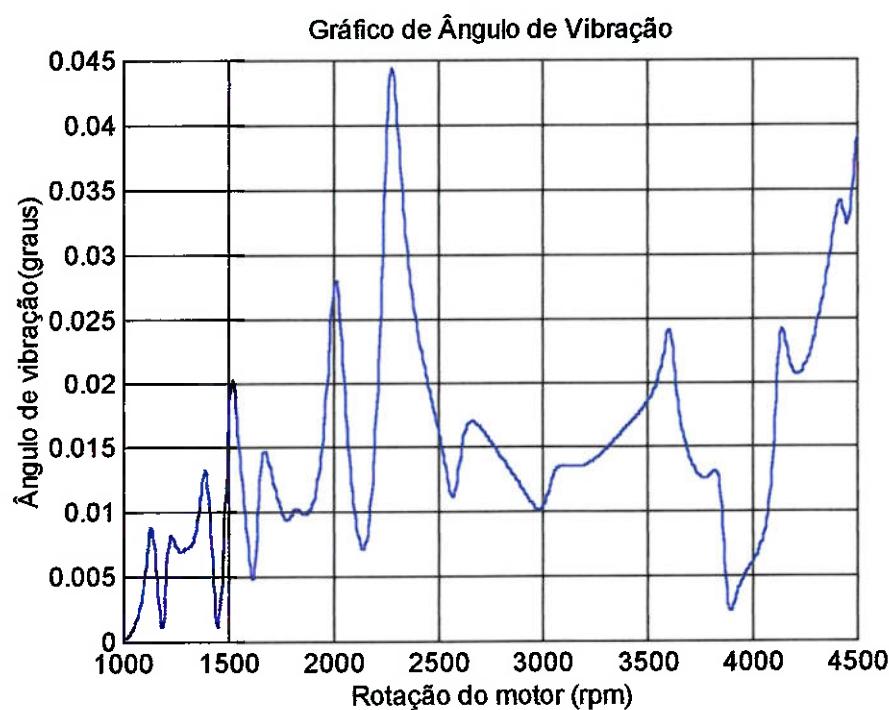
O coeficiente de amortecimento será de: $C = 43.7 \times 0.09 = 3.93 \text{ Nms/rad}$

Logo, para os valores acima, tem-se as seguintes amplitudes de vibração:

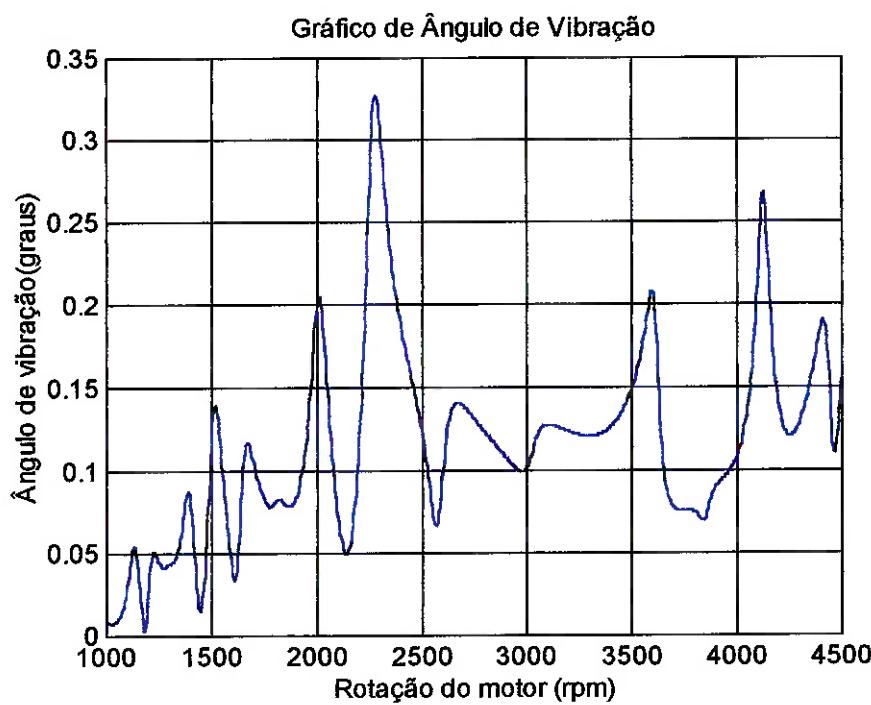
- Entre Anel de Inércia e Cubo



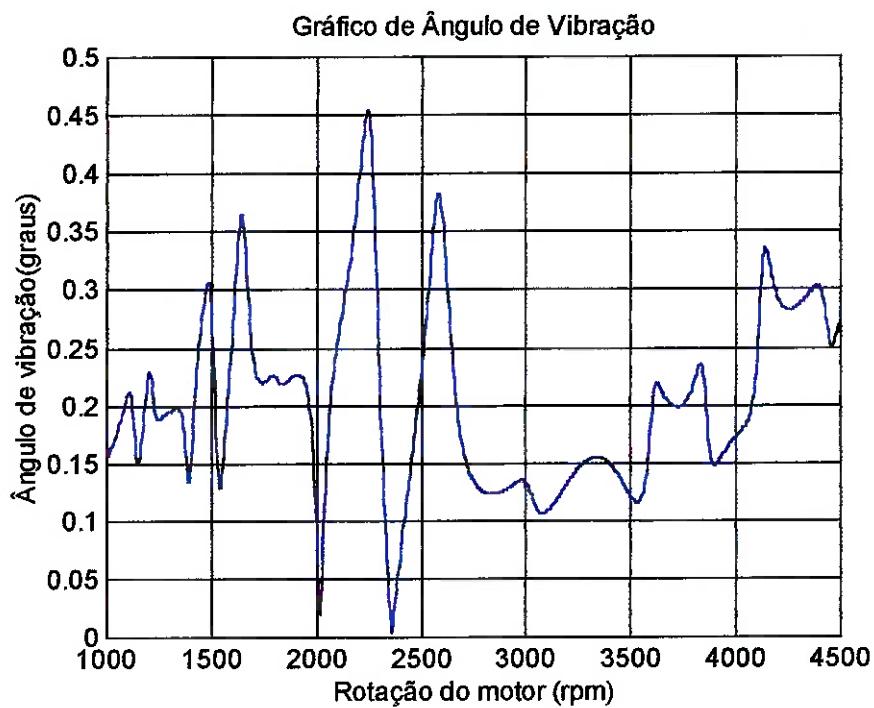
- Entre Cubo e Cilindro 1



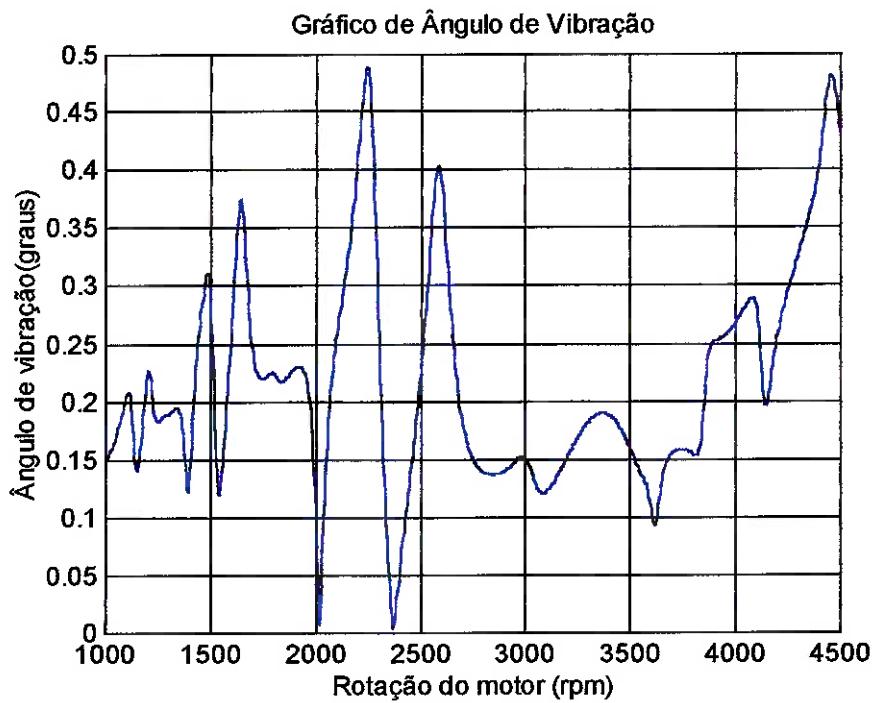
- Entre Cilindro 1 e Cilindro 2



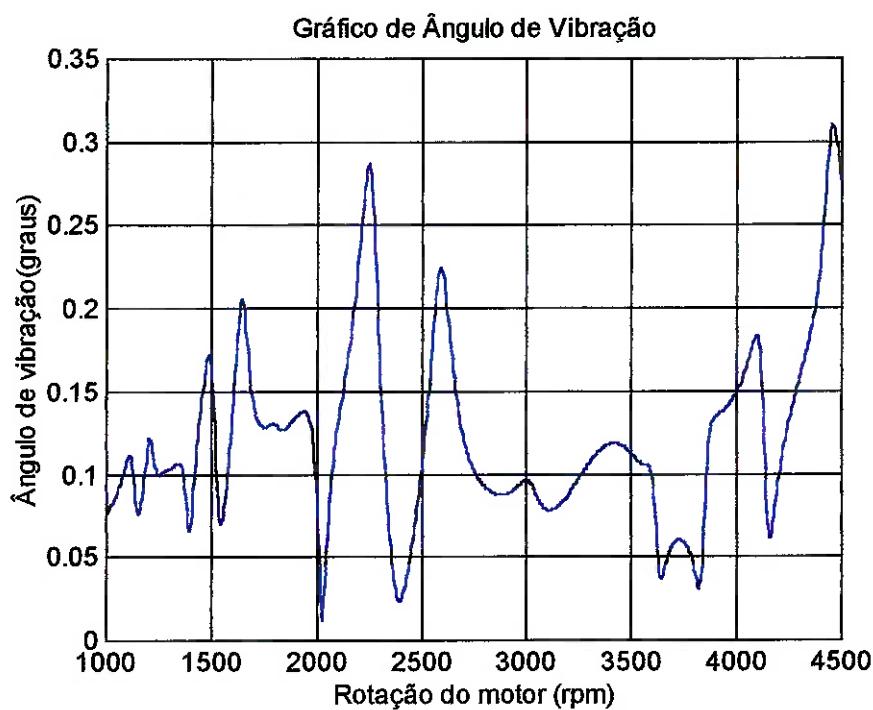
- Entre Cilindro 2 e Cilindro 3



- Entre Cilindro 3 e Cilindro 4



- Entre Cilindro 4 e Volante



11.4. Tentativa para 295.8Hz

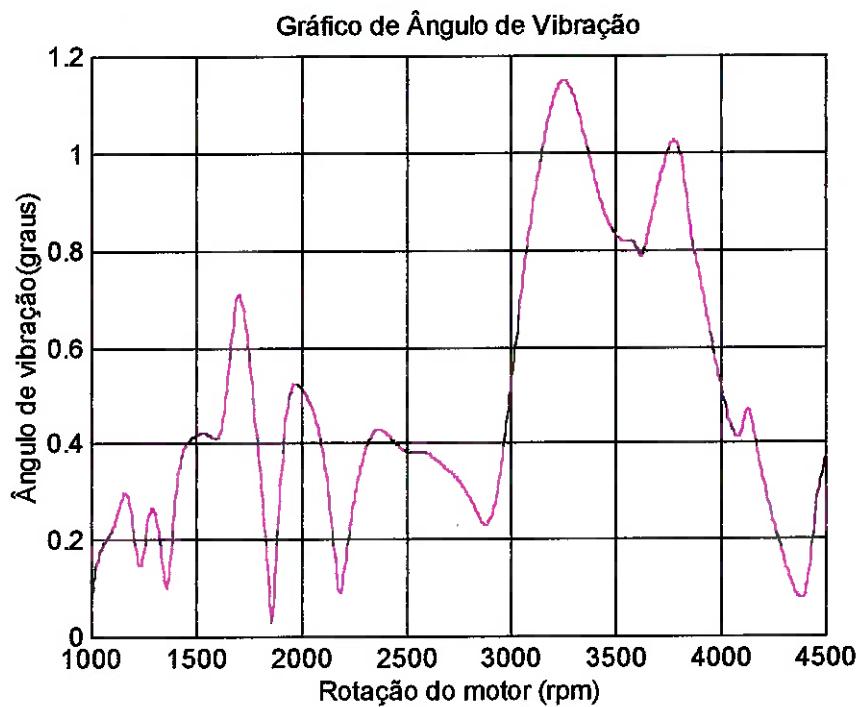
O valor de inércia necessário para se obter uma freqüência natural de Hz é de :

0.01548Kgm²

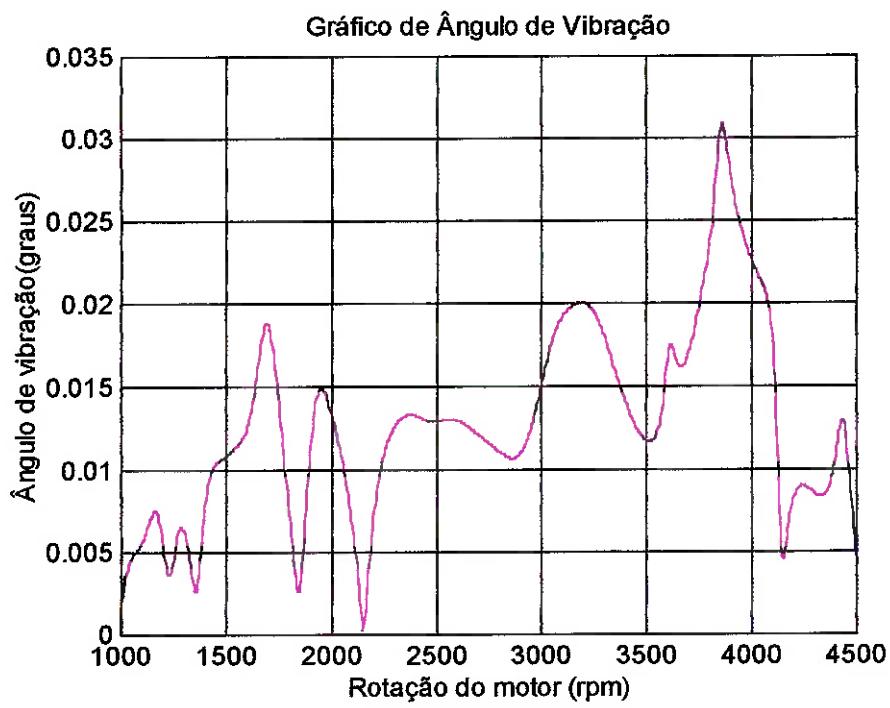
O coeficiente de amortecimento será de: $C = 57.5 \times 0.09 = 5.18 \text{ Nms/rad}$

Logo, para os valores acima, tem-se as seguintes amplitudes de vibração:

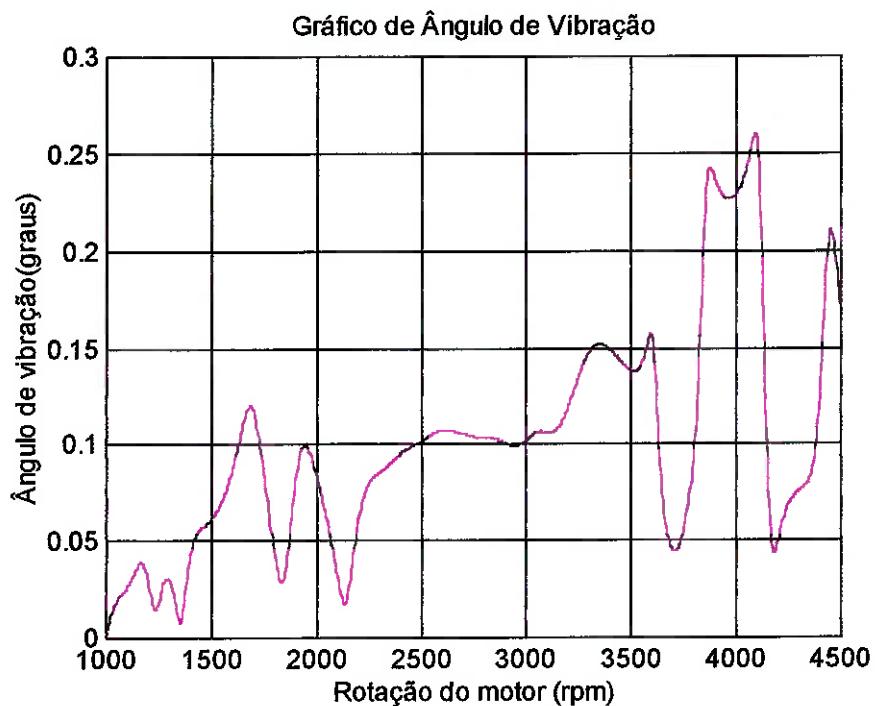
- Entre Anel de Inércia e Cubo



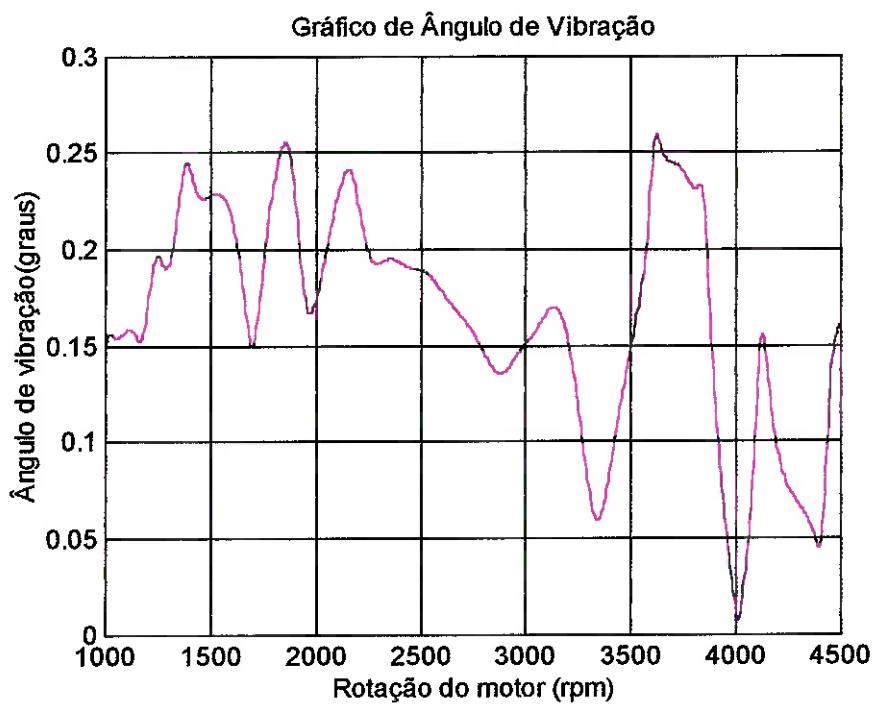
- Entre Cubo e Cilindro 1



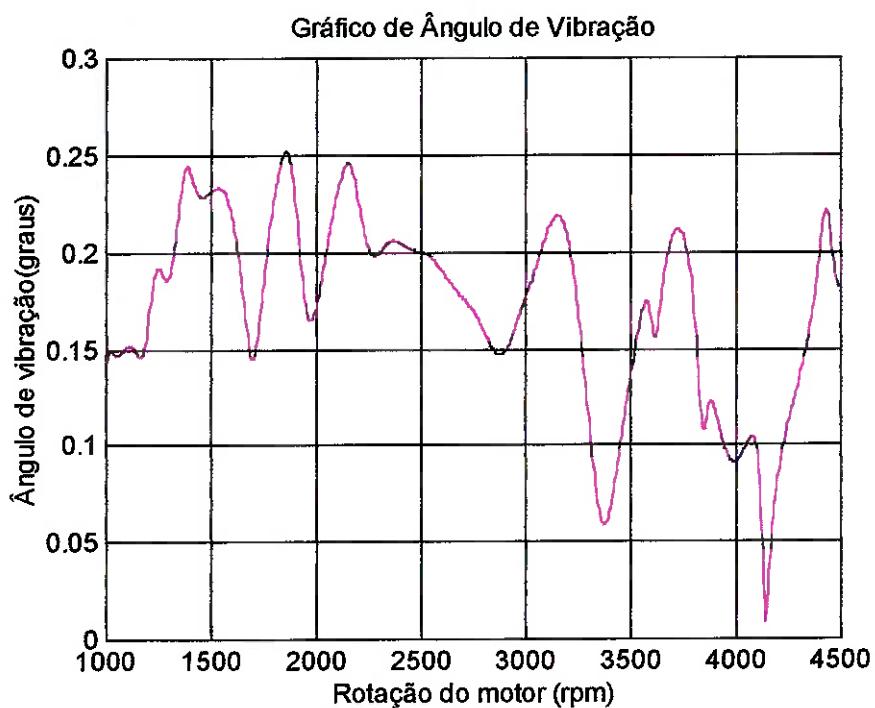
- Entre Cilindro 1 e Cilindro 2



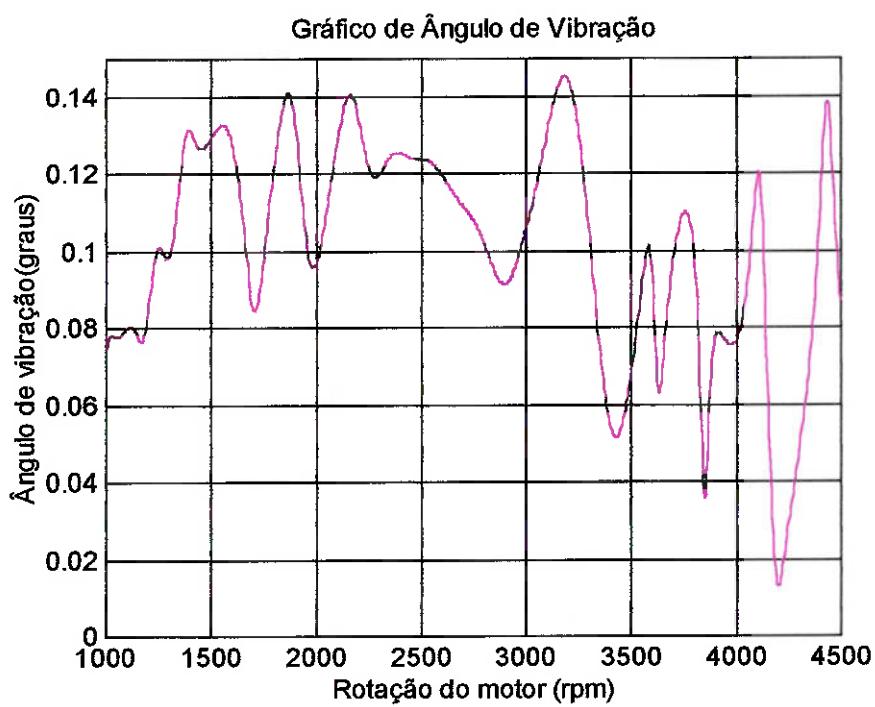
- Entre Cilindro 2 e Cilindro 3



- Entre Cilindro 3 e Cilindro 4



- Entre Cilindro 4 e Volante



11.5. Tentativa para 267Hz

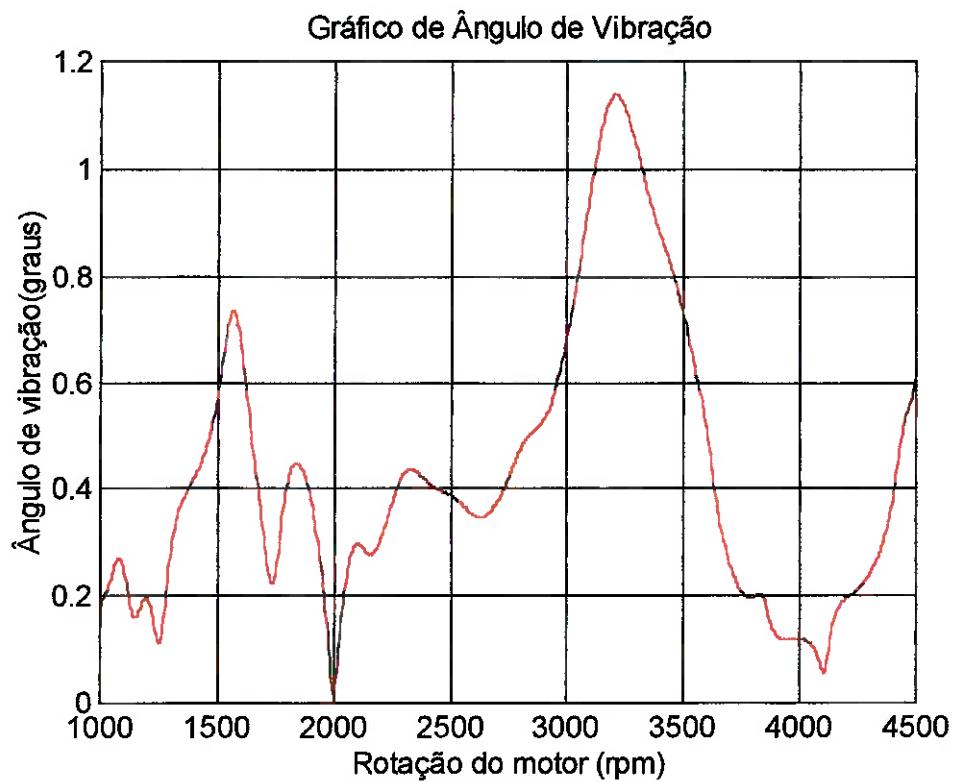
O valor de inércia necessário para se obter uma freqüência natural de Hz é de :

0.019Kgm²

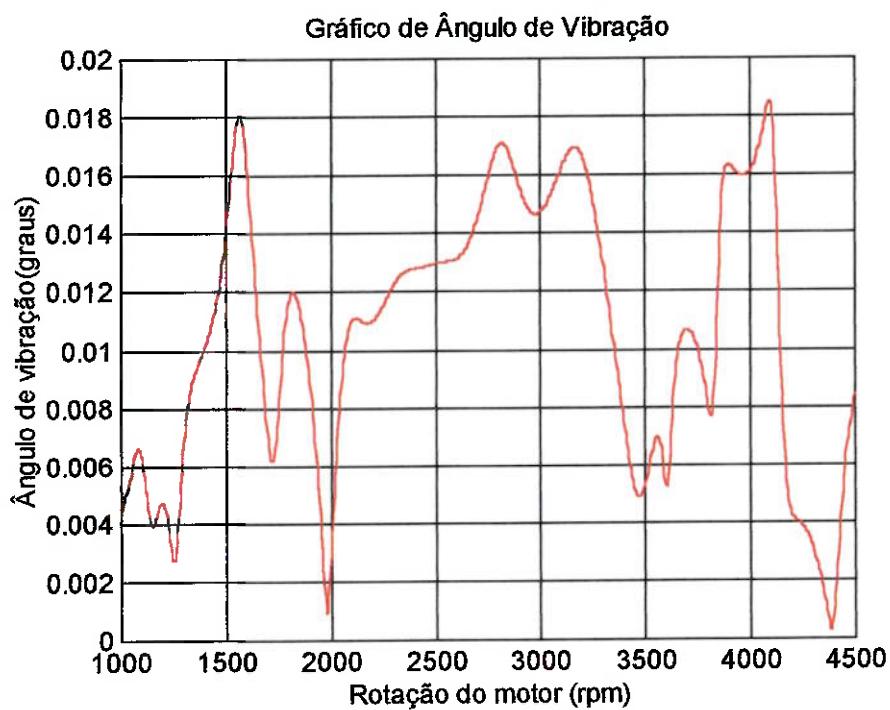
O coeficiente de amortecimento será de: $C = 63.75 \times 0.09 = 5.74 \text{ Nms/rad}$

Logo, para os valores acima, tem-se as seguintes amplitudes de vibração:

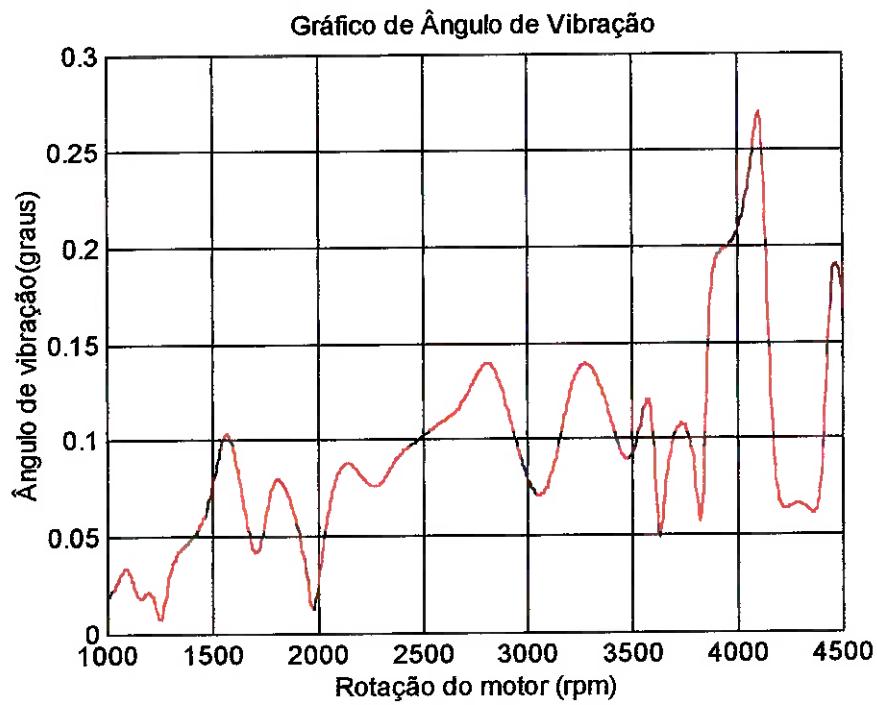
- Entre anel de inércia e cubo



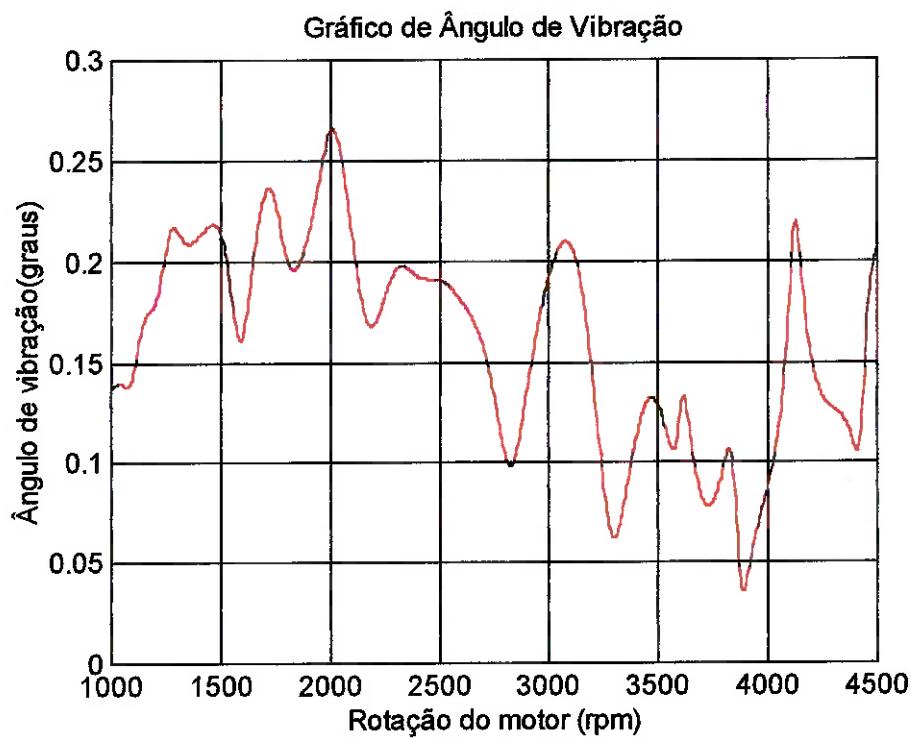
- Entre cubo e cilindro 1



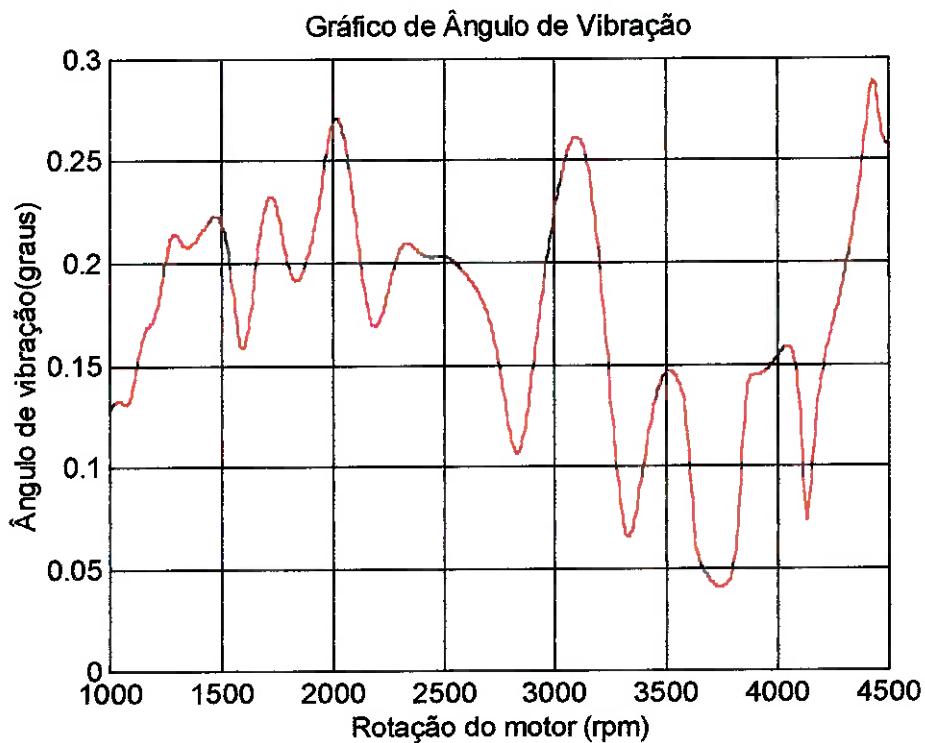
- Entre cilindro 1 e cilindro 2



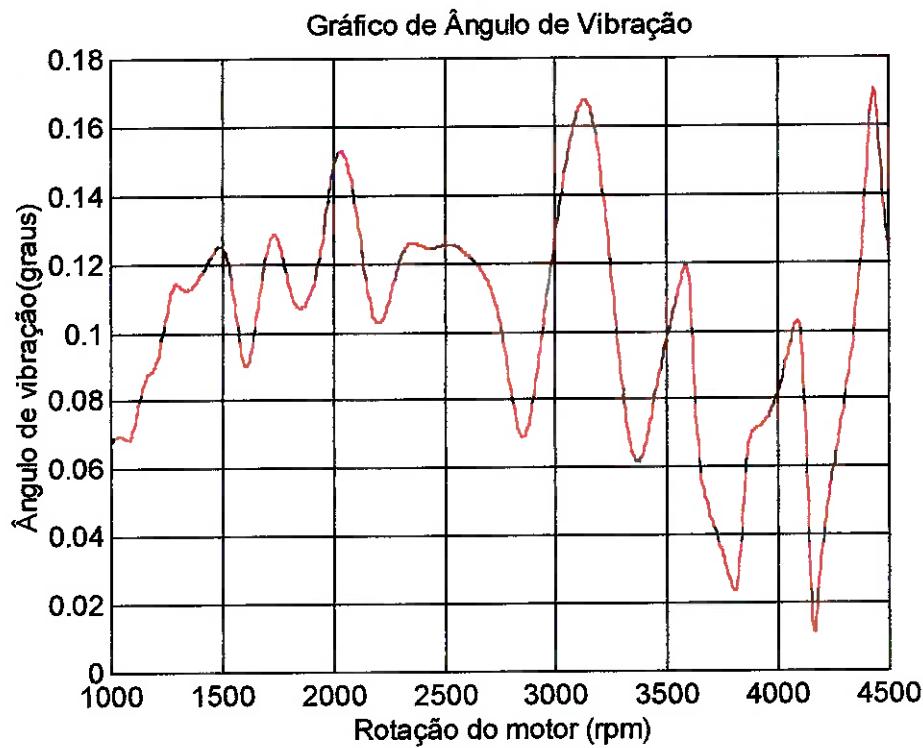
- Entre cilindro 2 e cilindro 3



- Entre cilindro 3 e cilindro 4



- Entre cilindro 4 e volante



11.6. Tentativa para 232.8Hz

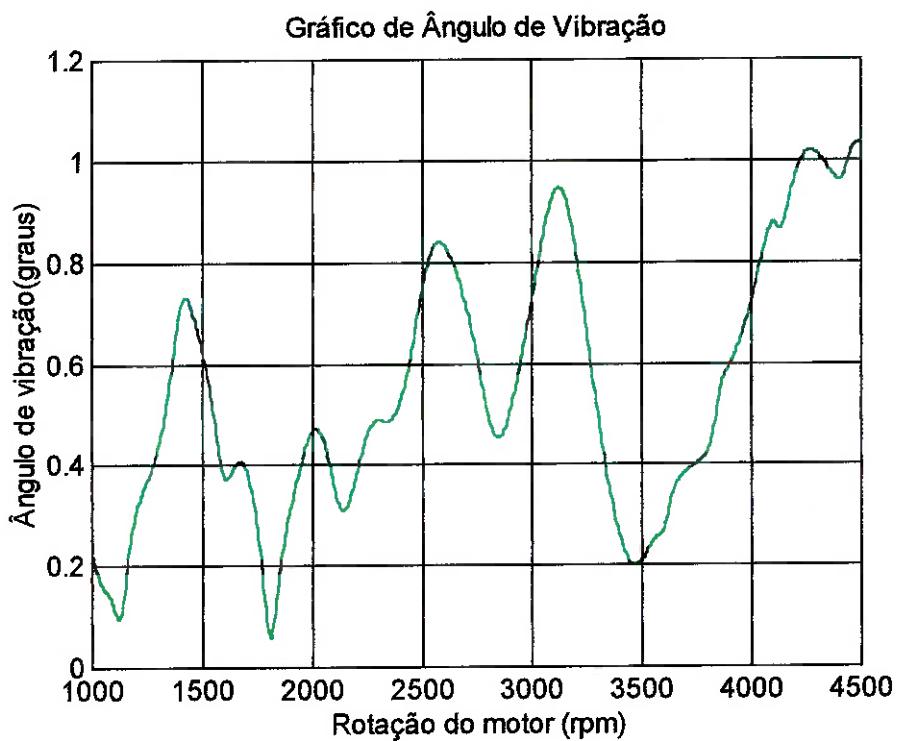
O valor de inércia necessário para se obter uma freqüência natural de 232.8 Hz é de:

0.025Kgm²

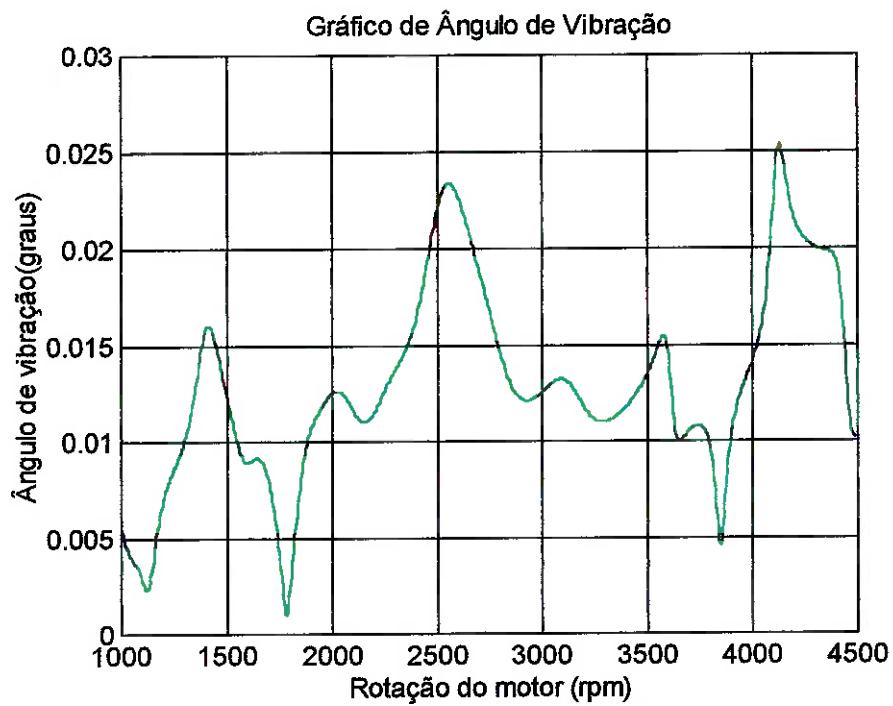
O coeficiente de amortecimento será de: $C = 73.13 \times 0.09 = 6.58 \text{ Nms/rad}$

Logo, para os valores acima, tem-se as seguintes amplitudes de vibração:

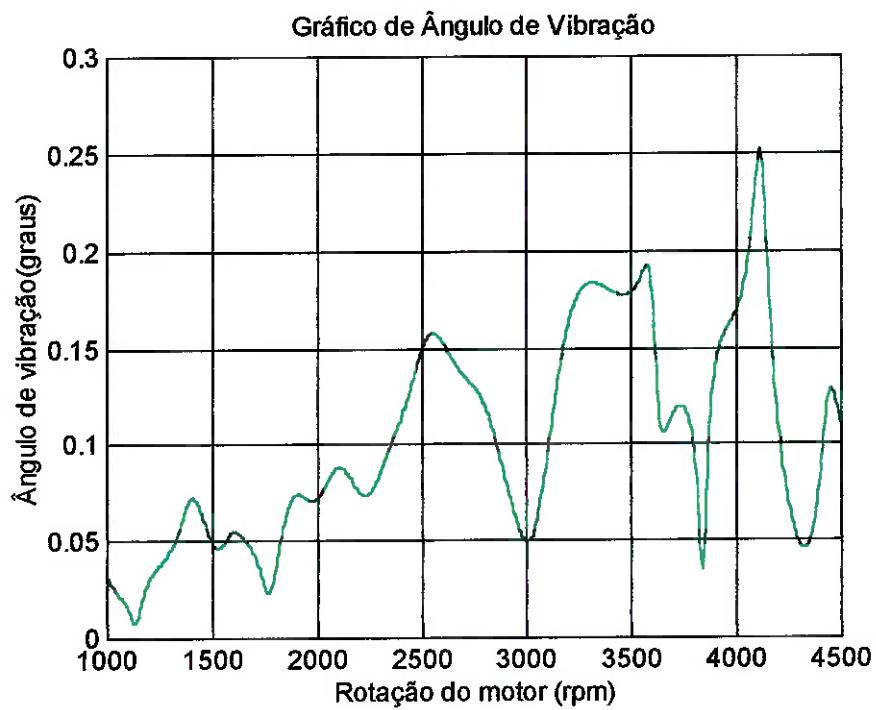
- Entre Anel de Inércia e Cubo



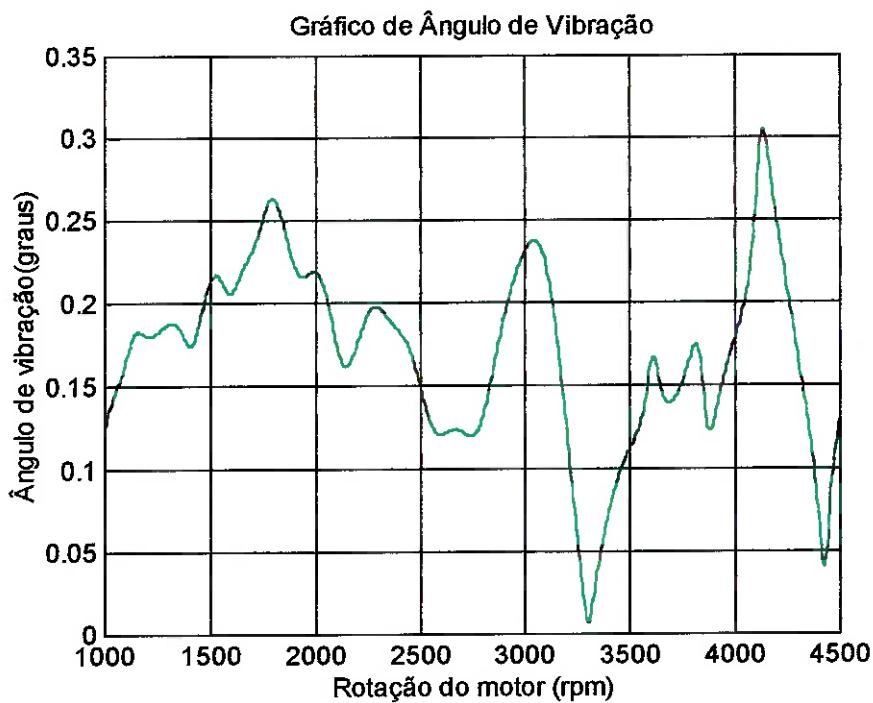
- Entre Cubo e Cilindro 1



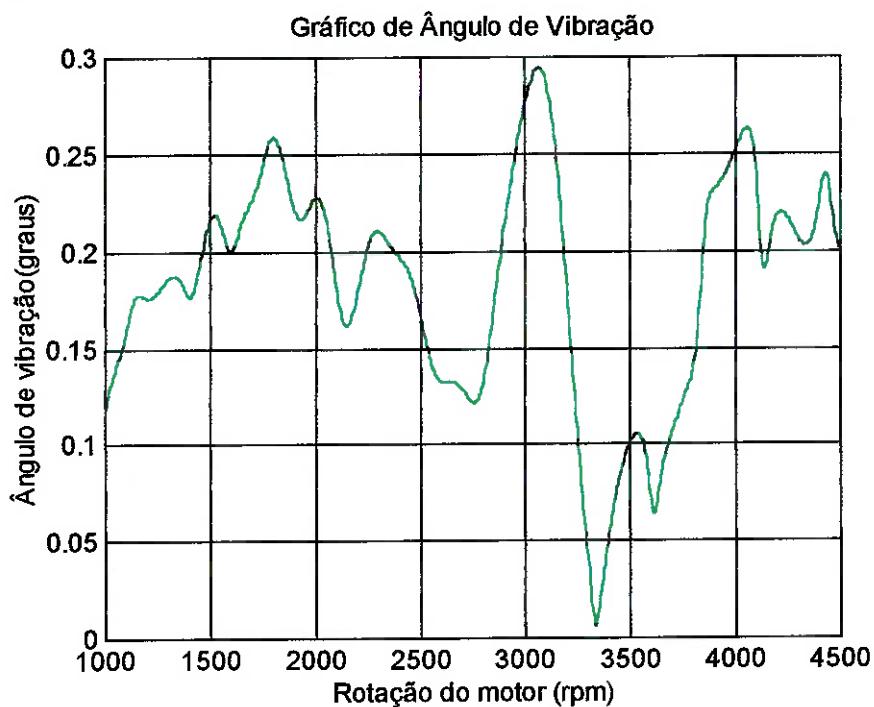
- Entre Cilindro 1 e Cilindro 2



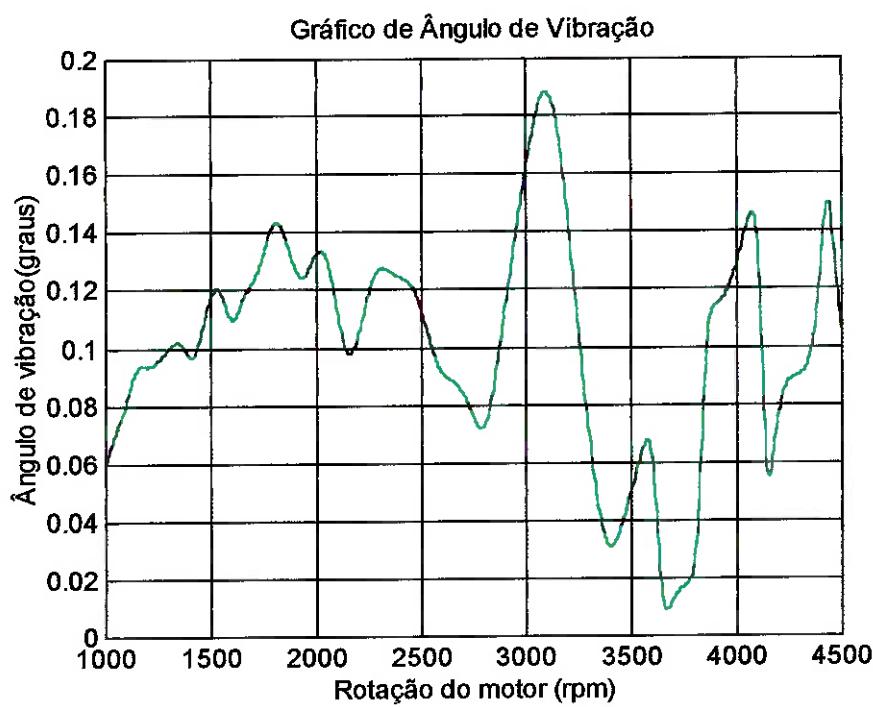
- Entre Cilindro 2 e Cilindro 3



- Entre Cilindro 3 e Cilindro 4



- Entre Cilindro 4 e Volante



11.7. Análise dos Resultados

Segundo os gráficos obtidos, nota-se que quanto maior a inércia e consequentemente menor a freqüência natural, os picos de vibração “caminham” para a região média da faixa de rotação. Porém, o coeficiente de amortecimento aumenta e aumenta a atenuação do sistema.

Percebe-se também, que um novo pico de vibração surge sempre próximo de 3700rpm.

Além dos valores acima testados, foram testados diversos outros, dos quais os melhores comportamentos são os acima descritos.

De acordo com os dados acima, o melhor resultado apresentado foi o absorvedor dinâmico com 0.019 Kgm² de inércia e 53473 N.m/rad de rigidez, ou seja, 267Hz, pois em comparação com os demais cálculos realizados, é a solução que apresenta os menores ângulos de vibração em todos os segmentos entre inércias no virabrequim.

12. Análise de ordens do resultado obtido

Para uma comparação mais eficaz com os resultados experimentais que foram fornecidos pelo fabricante MWM em conjunto com o fabricante Trelleborg AVS Brasil Getoflex, foram calculados os ângulos de vibração medidos na extremidade frontal do virabrequim (local onde o cubo do absorvedor está acoplado), separado por ordens de freqüência de vibração. Portanto, seguem abaixo os gráficos de ângulo de vibração calculados, utilizando um absorvedor dinâmico de vibrações com 267Hz; tomando como referência para a ordem 1, duas voltas do virabrequim.

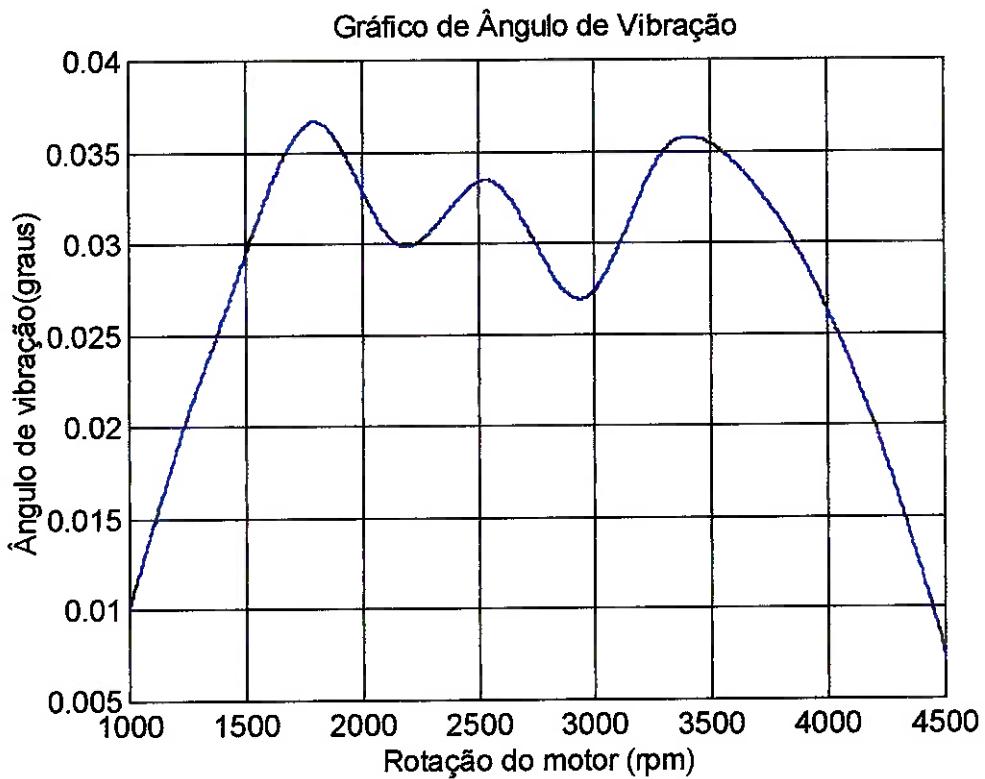


Figura 16 – Gráfico de 267Hz – ordem 1

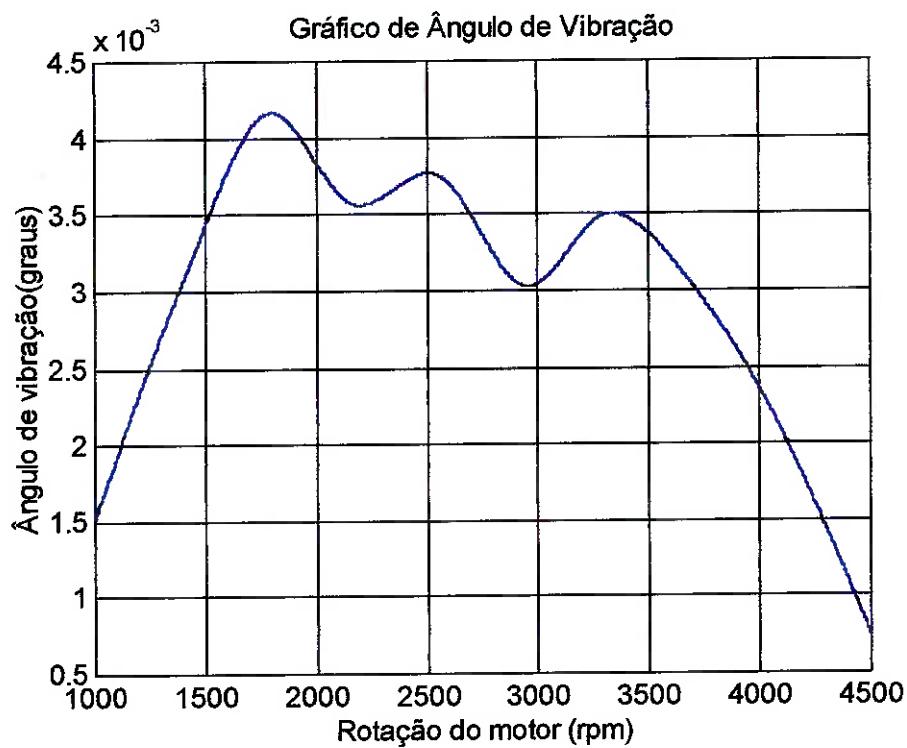


Figura 17 – Gráfico de 267Hz – ordem 2

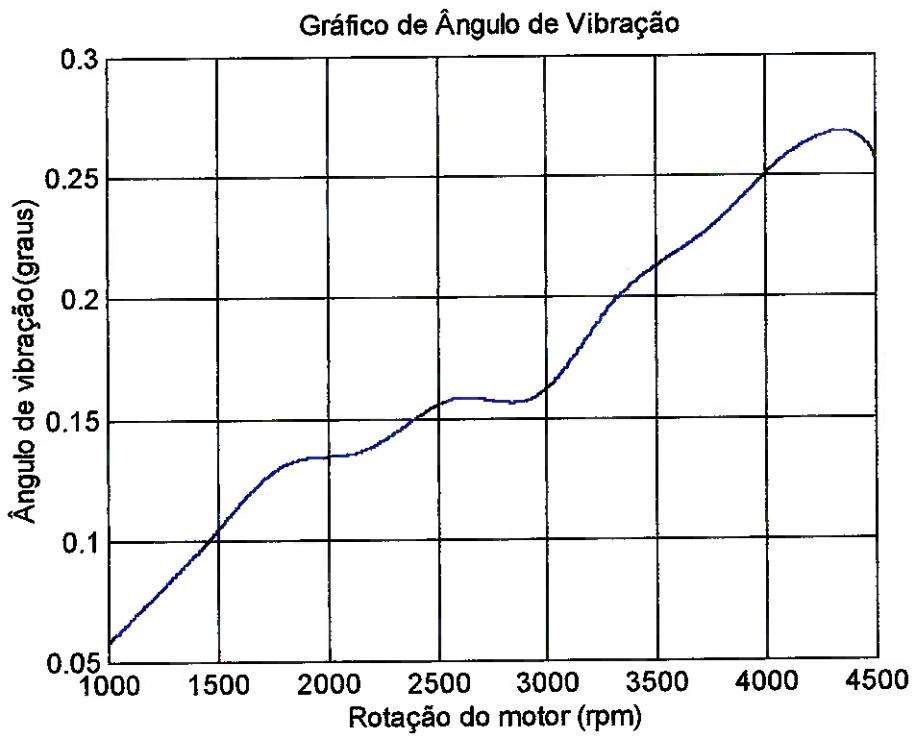


Figura 18 – Gráfico de 267Hz – ordem 3

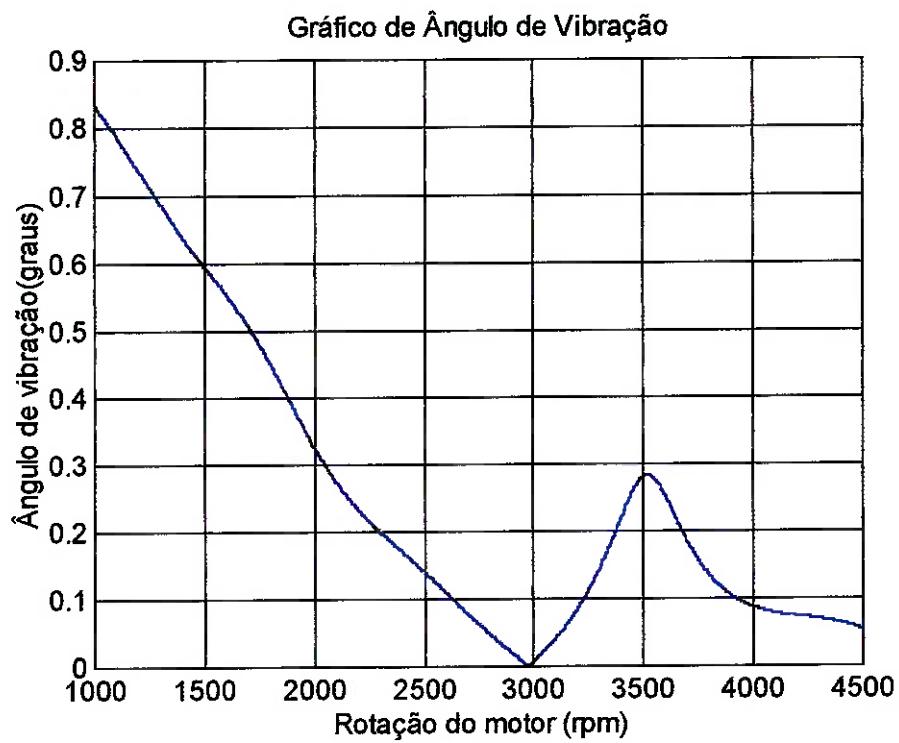


Figura 19 – Gráfico de 267Hz – ordem 4

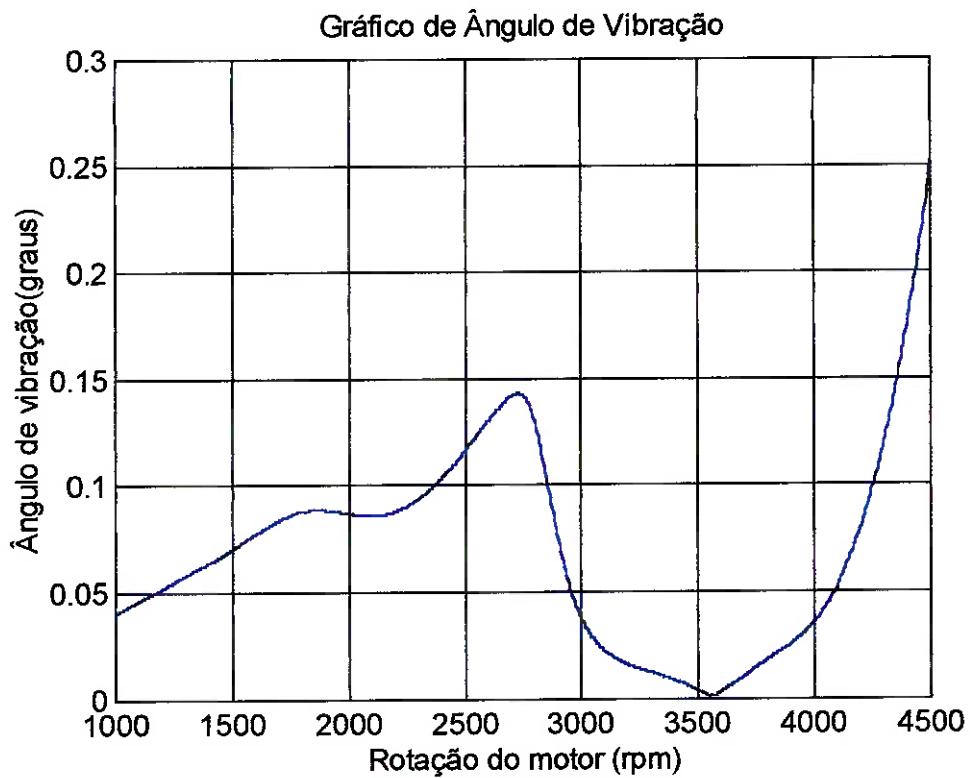


Figura 20 – Gráfico de 267Hz – ordem 5

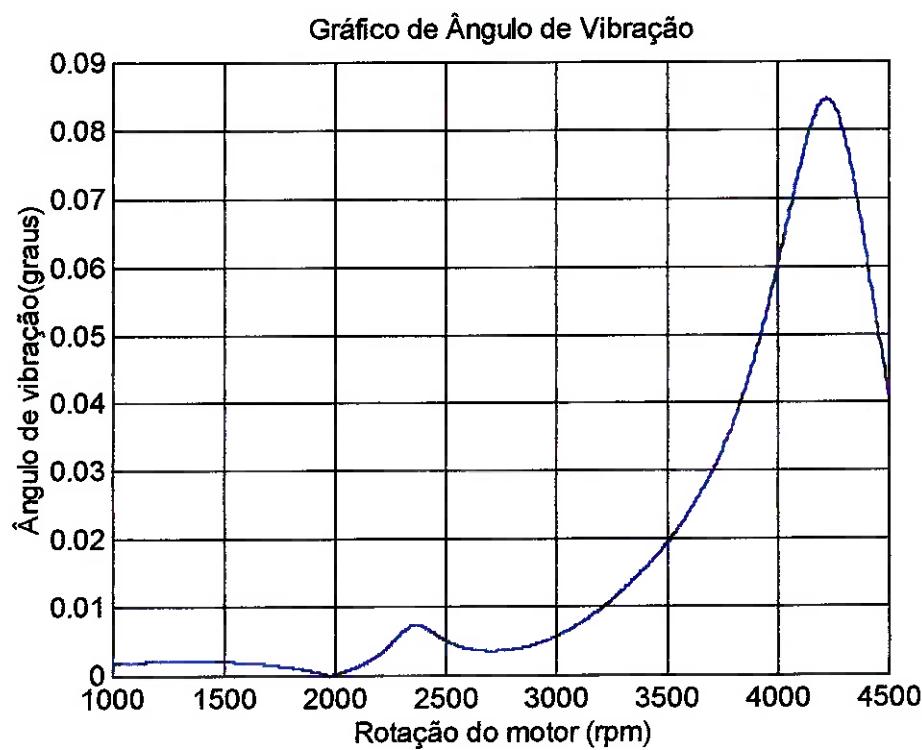


Figura 21 – Gráfico de 267Hz – ordem 6

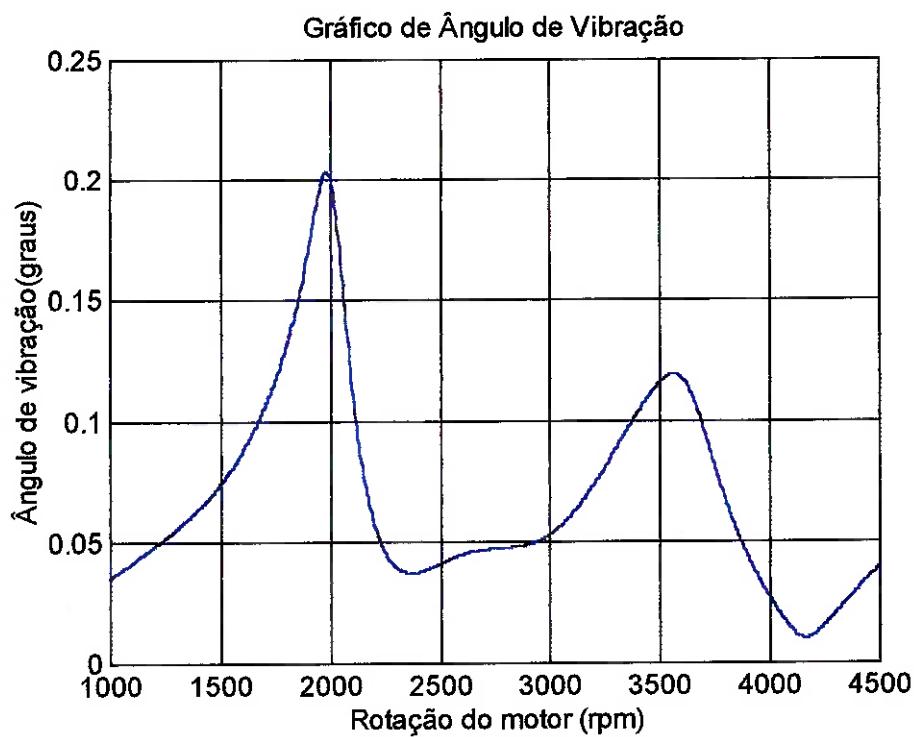


Figura 22 – Gráfico de 267Hz – ordem 7

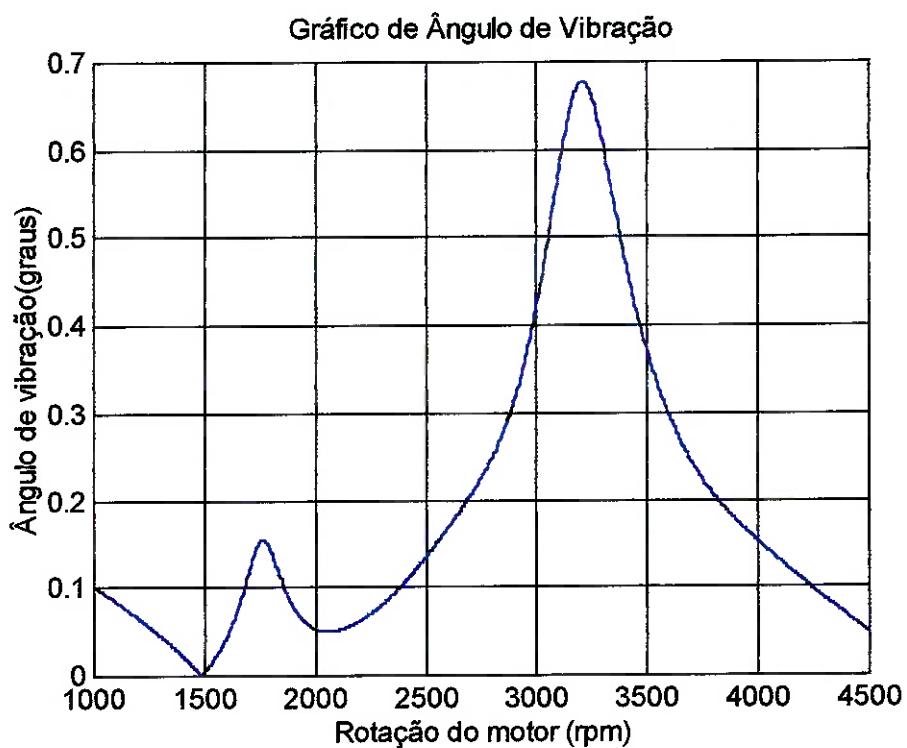


Figura 23 – Gráfico de 267Hz – ordem 8

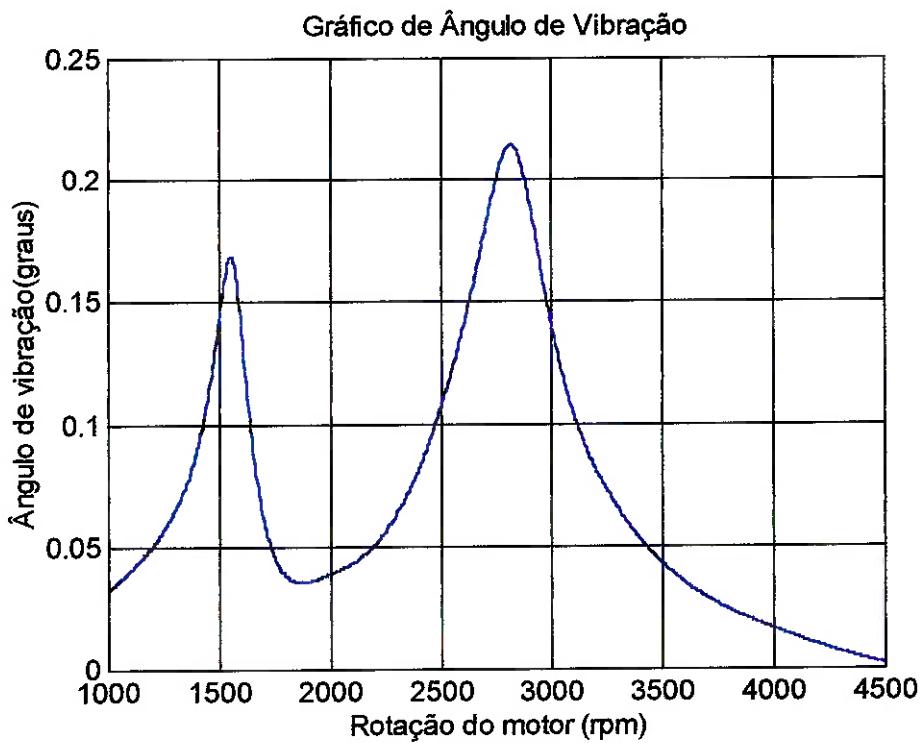


Figura 24 – Gráfico de 267Hz – ordem 9

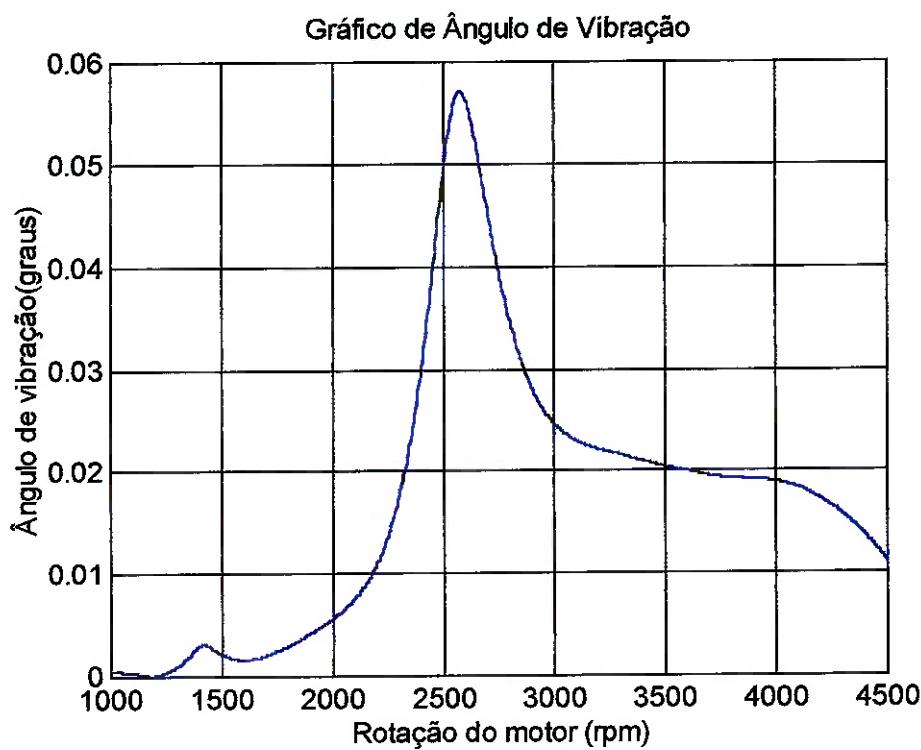


Figura 25 – Gráfico de 267Hz – ordem 10

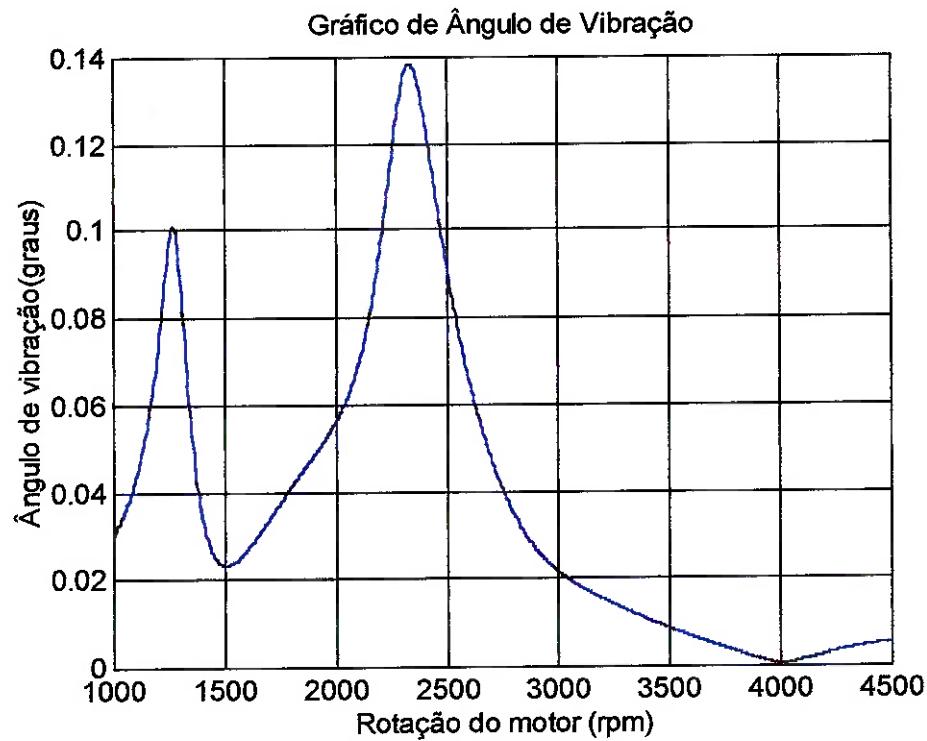


Figura 26 – Gráfico de 267Hz – ordem 11

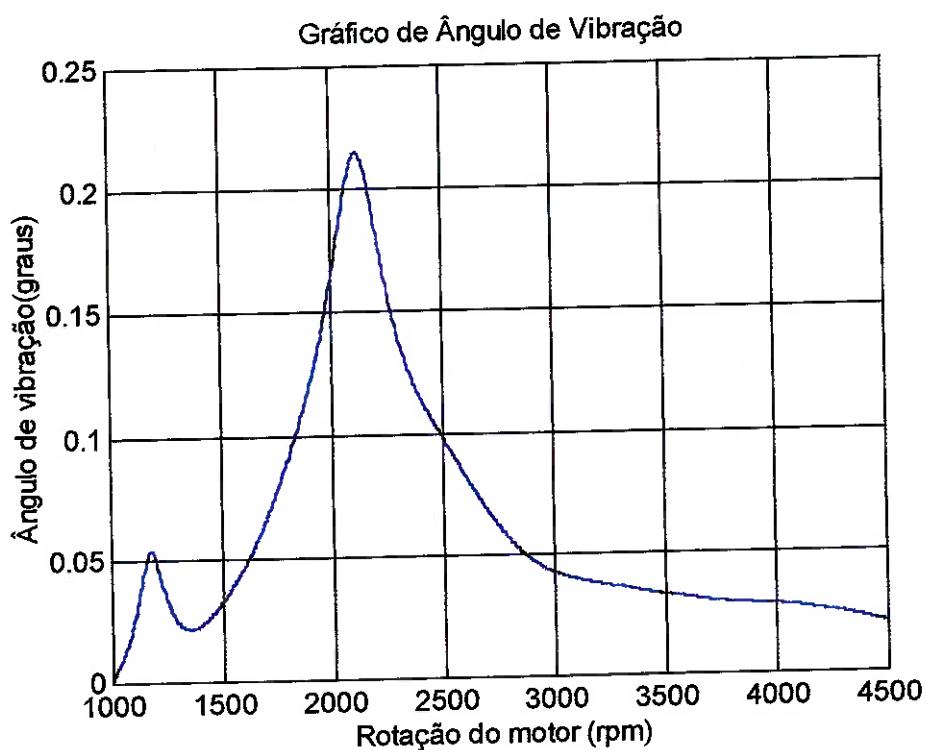


Figura 27 – Gráfico de 267Hz – ordem 12

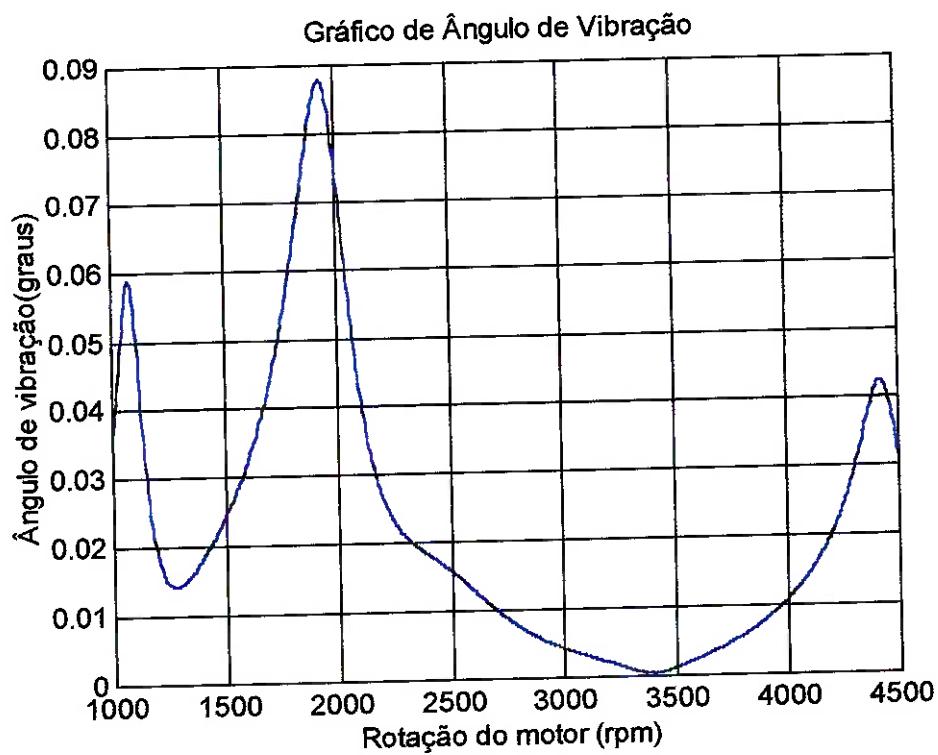


Figura 28 – Gráfico de 267Hz – ordem 13

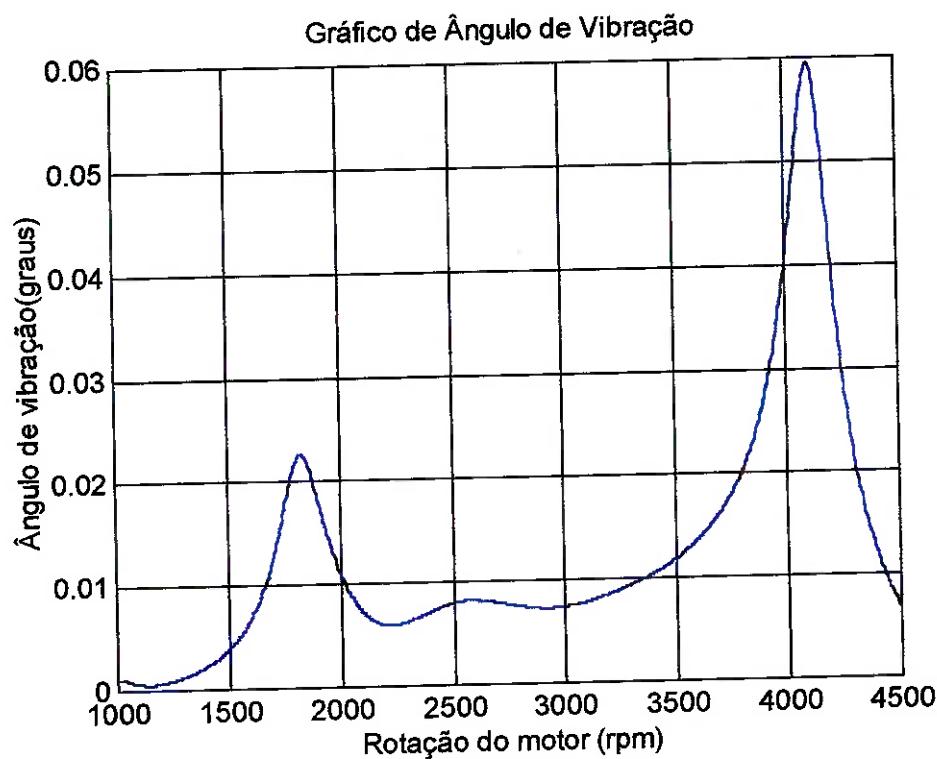


Figura 29 – Gráfico de 267Hz – ordem 14

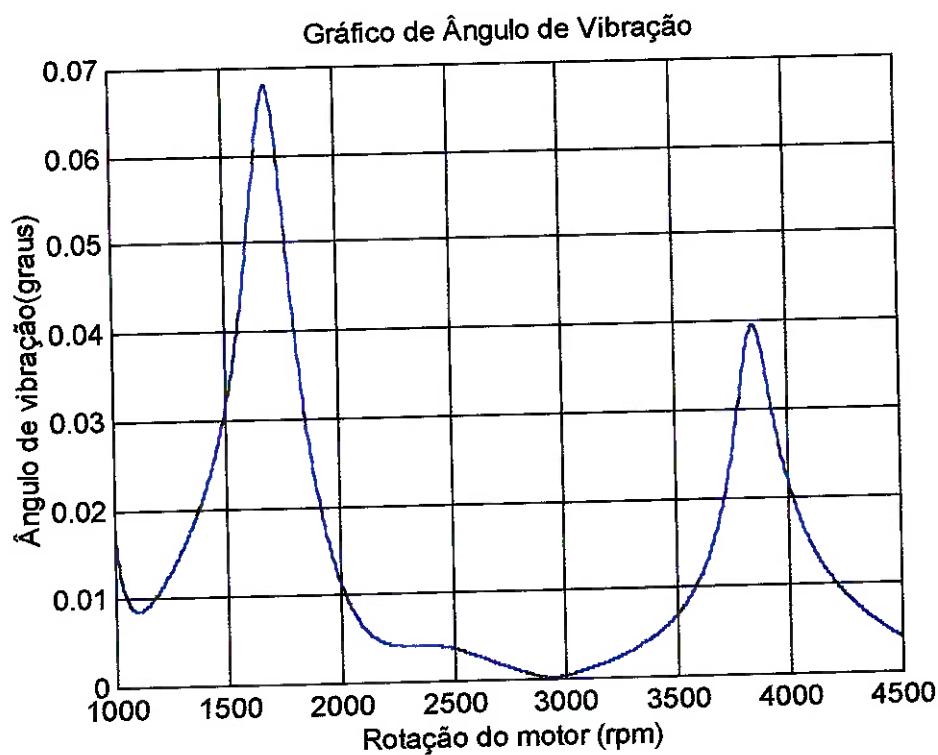


Figura 30 – Gráfico de 267Hz – ordem 15

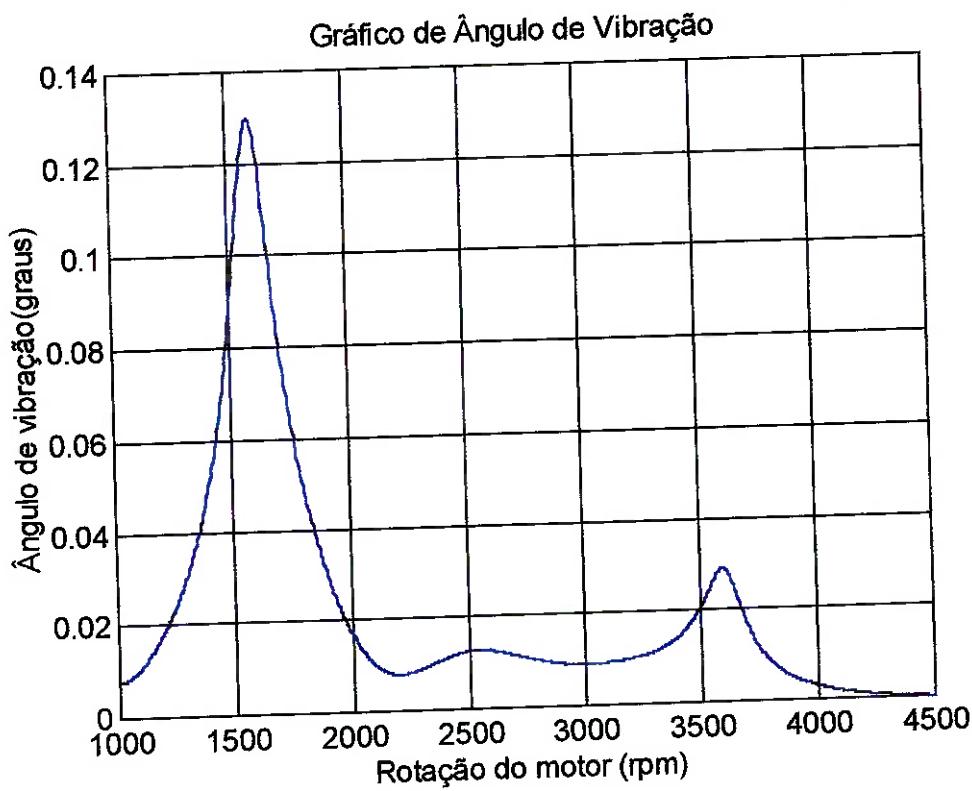


Figura 31 – Gráfico de 267Hz – ordem 16

Como se pode observar nos gráficos acima, as principais ordens de análise de vibração para esta aplicação são: 4^a, 8^a, 9^a, 12^a e 16^a. Estas ordens são aquelas que apresentam maior amplitude dos ângulos de vibração.

13. Análise do Protótipo

A fim de analisar os resultados obtidos teoricamente pelo software desenvolvido, foi manufaturado um absorvedor dinâmico de vibrações torcionais com características semelhantes aos cálculos realizados. Naturalmente, como a borracha é um material com diversas características que variam muito, não foi possível manufaturar uma peça com exatamente 267Hz de freqüência natural.

No entanto, uma peça protótipo manufaturada segundo um processo de fabricação utilizado pela empresa Trelleborg AVS Brasil Getoflex, apresentou características de rigidez próximas ao desejado.

O processo de fabricação do anel de borracha ocorreu da seguinte maneira:

- a) Foi selecionada uma borracha resistente a temperaturas de até 120°C com 61ShA de dureza;
- b) Com esta mistura de borracha, foi realizado um processo de vulcanização e moldagem para obtenção do anel de borracha requerido. Neste processo de vulcanização, foi utilizada uma prensa hidráulica convencional, e um molde de vulcanização. Na plataforma superior e na plataforma inferior da prensa, foram adaptados dois platôs com resistências internas, as quais são controladas por um controlador do tipo PID. Os parâmetros de vulcanização utilizados no processo de vulcanização do anel de borracha foram:

Temperatura de vulcanização: 170°C +/- 5°C;

Tempo de Vulcanização: 7 minutos;

- c) Após vulcanização do anel, espera-se 2 horas para total resfriamento do mesmo;

- d) Paralelamente a este processo, as partes metálicas foram confeccionadas em máquinas CNC;
- e) Utilizando uma prensa hidráulica e através de um dispositivo de montagem, com molas e guias para o anel de borracha, realizou-se o processo de montagem do anel de borracha entre as partes metálicas;
- f) Balanceia-se a peça através de um dispositivo semelhante aos utilizados em balanceamento de rodas de automóveis, o qual indica o ângulo em que há excesso de massa e a quantidade de massa. Em seguida, através de uma furadeira e uma broca previamente selecionada, fura-se a lateral do anel de inércia de forma de acordo com a altura respectiva fornecida pelo dispositivo.

Um desenho do componente interno (cubo) e um desenho do componente externo (anel de inércia) do absorvedor dinâmico de vibrações torcionais se encontra no anexo 6. Estes desenhos foram gerados pelo fabricante MWM., onde apenas a região interna (pista por onde a borracha é montada) foi modificada, já que os canais da polia não podem ser alterados, senão outras partes do motor também o deveriam ser.

14. *Medição de Vibração Torcional da Peça Protótipo*

Para realizar a medição de vibração torcional da peça protótipo manufaturada, um equipamento com emissores e receptores do tipo laser foi utilizado. Ainda foi utilizado um transdutor do sinal laser que transforma o sinal medido em valores de tensão compatíveis com entradas de uma porta paralela. Outro equipamento utilizado, foi um módulo AC / DC que transforma o sinal analógico proveniente do transdutor em um sinal digital de tensão. Neste módulo, um sinal de um tacômetro óptico é acoplado. Este tacômetro conta as rotações que o motor desenvolve de forma a sincronizar o sinal do transdutor com os dados e variações de rotação do motor.

Em seguida, o sinal da saída do módulo AC/DC é enviado pela porta paralela à um PC. Neste PC, encontra-se um software que lê o sinal, calcula as diferentes ordens através de uma Transformada de Fourier e gera um gráfico de ângulo de vibração medido x rotação do motor.

Logicamente, o usuário deve fornecer os intervalos de medição, bem como o número de dados para cada rotação que o software deve utilizar para o cálculo do resultado final.

Um croqui da montagem do equipamento se encontra no anexo 7 deste trabalho.

Portanto, para a peça protótipo manufaturada segundo os parâmetro encontrados teoricamente, obteve-se o seguinte resultado de medição (local de medição: seção transversal do virabrequim logo atrás do acoplamento do cubo):

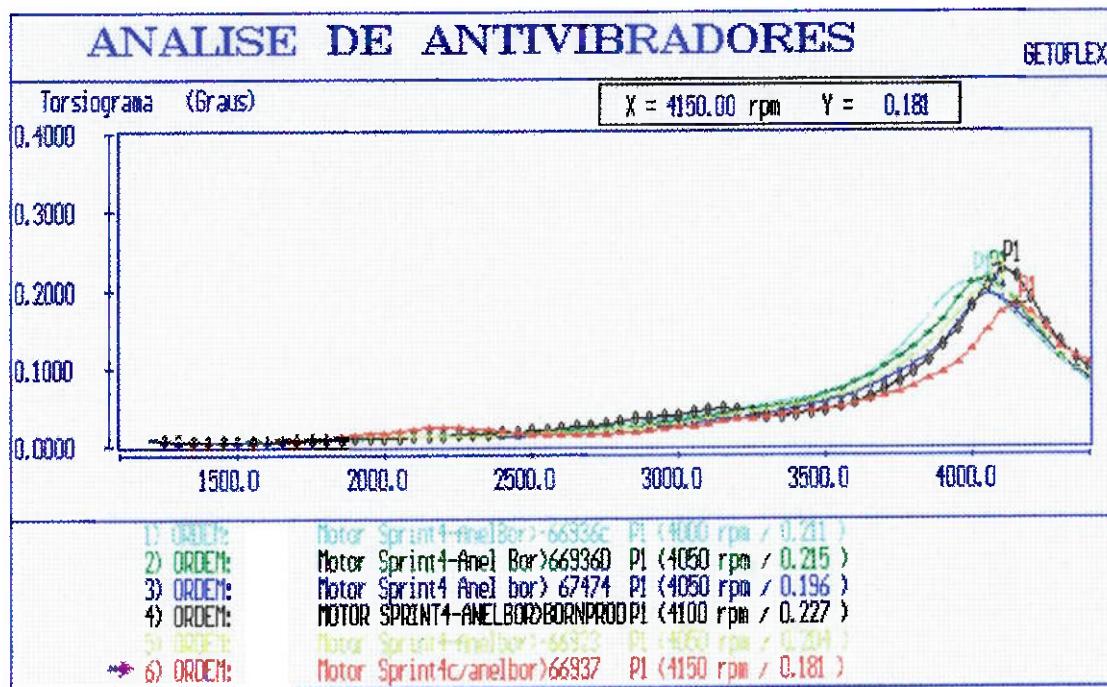


Figura 32 – Gráfico de vibração da peça Protótipo

Observa-se no gráfico acima, que a amplitude do pico do ângulo de vibração encontrado nas 6 (seis) medições realizadas está próxima ao resultado obtido teoricamente. Porém, algumas diferenças entre o resultado teórico e o prático são devidas aos seguintes fatores:

- i) A peça protótipo apresenta uma freqüência natural acima do calculado teoricamente;
- ii) Um cilindro de aço foi adaptado sobre o cubo.

Um segundo ensaio foi realizado onde foi medido o ângulo de vibração em um cilindro de aço acoplado ao cubo. Os resultados do ensaio se encontram no gráfico a seguir:

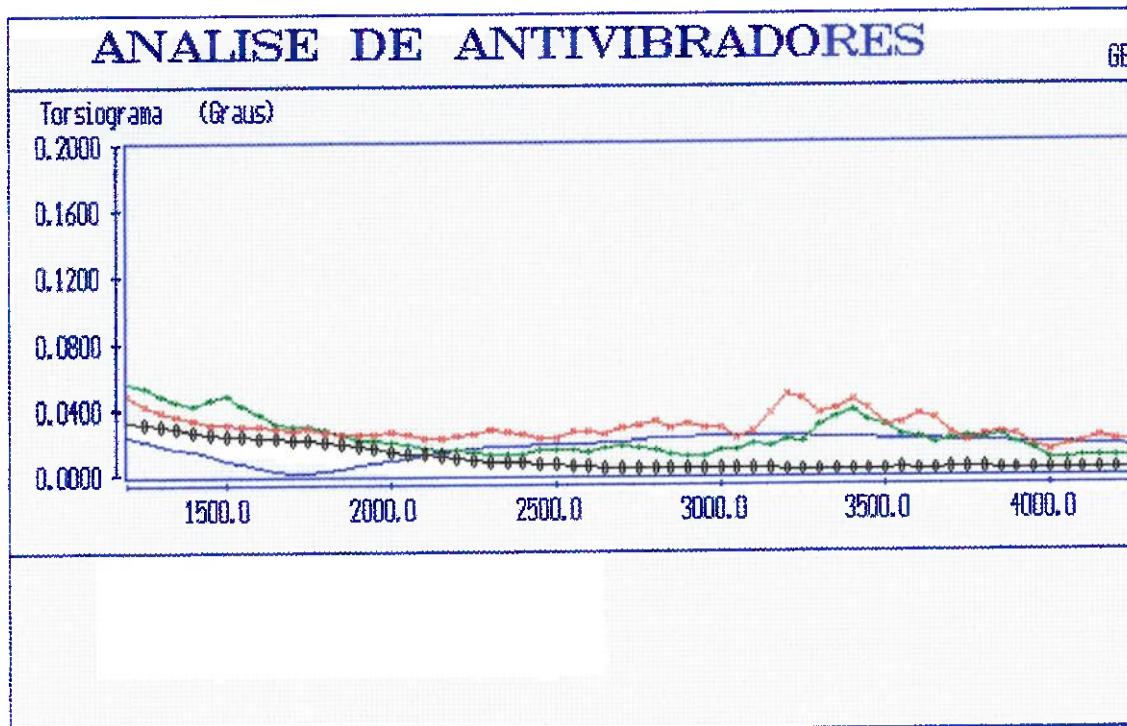


Figura 33 – Gráfico de ângulo de vibração da Peça Protótipo c/ cilindro de aço acoplado

Neste ensaio, observou-se que os resultados nas 4 medições realizadas estão muito longe dos resultados obtidos teoricamente, fato devido à influência maléfica do cilindro de aço acoplado ao cubo onde foi realizada a aquisição de dados. Portanto, o ensaio realizado não forneceu valores confiáveis de ângulo de vibração torcional.

Observou-se também, que o valor de amplitude do ângulo de vibração para este ensaio (máximo de 0.04°) foi maior do resultado de ângulo de vibração obtido teoricamente (máximo de 0.018°). Após estudo da peça protótipo, verificou-se que a rigidez da mesma estava maior do que o esperado e o coeficiente de amortecimento menor do que o esperado.

Realizou-se a simulação teórica para um fator de amortecimento igual a 0.075 e freqüência natural igual a 305Hz. O seguinte gráfico de vibração foi obtido:

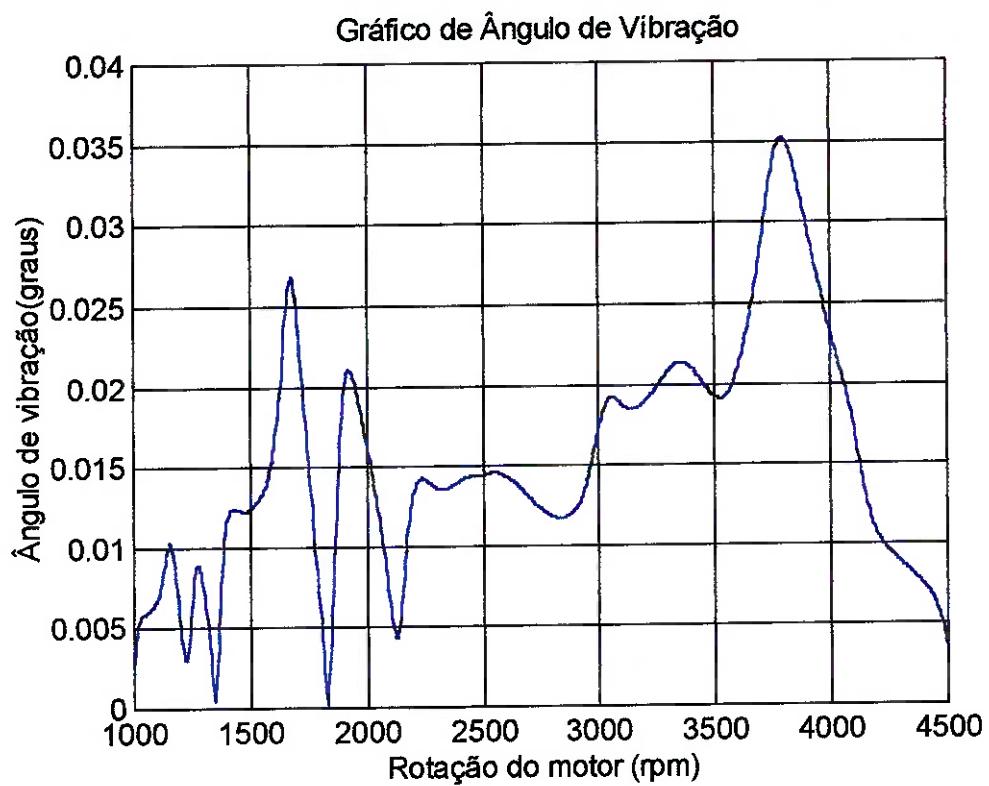


Figura 34 – Gráfico de ângulo global de vibração (cubo – cilindro 1)

O resultado acima está bem próximo da medição realizada na peça protótipo o que prova a eficácia dos cálculos e rotinas realizadas.

15. *Conclusões*

O ensaio de medição de ângulo de vibração apresentou resultados similares àqueles calculados teoricamente no primeiro caso, ou seja, na medição do ângulo de vibração entre o cubo e o primeiro cilindro. No segundo ensaio, pode-se dizer que o mesmo foi ineficiente para comparar o resultado obtido teoricamente com o resultado prático de uma peça protótipo. Pode-se também afirmar que as aproximações realizadas nas curvas de pressão de combustão foram eficazes com relação ao comportamento geral do sistema.

A ferramenta matemática de análise desenvolvida neste trabalho é de grande ajuda no desenvolvimento de projetos de absorvedores dinâmicos de vibração, pois permite calcular os efeitos de alterações realizadas em qualquer parâmetro do sistema.

Vale ainda salientar que os resultados dos testes no motor da peça protótipo se mostraram excelentes, já que as especificações geradas pelo fabricante MWM foram atendidas. Pode-se notar que para a solução escolhida (absorvedor dinâmico com 267 Hz de freqüência natural), os ângulos de vibração entre as inércias do virabrequim alcançaram no máximo 0.26° o que é realmente aceitável pelo fabricante .

Durante o funcionamento no motor, a peça se apresentou estável, sem oscilações de movimento. A temperatura máxima encontrada na borracha foi de aproximadamente 100°C, ou seja, o limite especificado pelo produtor da borracha não foi alcançado.

Mostra-se portanto, que com as aproximações realizadas através de equações matemáticas, pode-se desenvolver um absorvedor dinâmico de vibrações torcionais para uma aplicação em motores de combustão interna.

Salienta-se ainda que a peça protótipo gerada deve apresentar alta produtividade, pois foi manufaturada segundo processo muito simples e eficaz.

16. *Bibliografia*

- [1] RAO, J. S. ***Rotor Dynamics*** , New Delhi, WileyEastern, 1983
- [2] TAYLOR, C. F. ***Análise dos motores de combustão interna*** 2.ed.
São Paulo, Edgard Blucher, 1971
- [3] MATLAB – ***Guia do Usuário – Versão do estudante*** – São Paulo , MAKRON Books 1995
- [4] OBERT, E. F. ***Motores de Combustão interna*** , Porto Alegre, GLOBO 1971
- [5] PENIDO , P ***Motores de Combustão interna*** , Belo Horizonte, LEMI 1991.
- [6] FRANCESCHINI, F. J. V. ***Curso de Combustão*** , São Paulo, ABM 1974
- [7] SEALE, J.N ***Motores Diesel*** , Lisboa, PRESENCA 1978
- [8] THOMSON, W. T. ***Teoria da Vibração com Aplicações*** , Rio de Janeiro, INTERCIÊNCIA 1978

17. ANEXO 1

```
A=[ 8.15E-3 15.572E-3 15.632E-3 15.642E-3 15.493E-3 0.152]; % valores das inércias
J=diag(A); % Matriz de inércia
M=inv(J); % Inverso da matriz de inércia
% Montagem da Matriz de rigidez
K=[2.48E6 -2.48E6 0 0 0 0;-2.48E6 2.48E6+0.5152E6 -0.5152E6 0 0 0;0 -0.5152E6 2*0.5152E6 -
0.5152E6 0 0 0 -0.5152E6 2*0.5152E6 -0.5152E6 0;0 0 0 -0.5152E6 0.5152E6+0.9172E6 -
0.9172E6;0 0 0 0 -0.9172E6 0.9172E6];
B=M*K; % Matriz característica do sistema
% definição das matrizes de autovalores e autovetores
Val=zeros(6);
Vet=zeros(6);
[Vet,Val]=eig(B); % Determinação dos autovalores e autovetores
Rads=sqrt(Val); % Valores da freqüência natural em rad/s
modo_1=Vet(:,5)/Vet(1,5); % 1 modo de vibrar normalizado
modo_2=Vet(:,4)/Vet(4,4); % 2 modo de vibrar normalizado
n=1:6; % número de massas do sistema
t=[0 0 0 0 0 0]; % comparativo
for (k=1:6)
  m(k)=0;
end;
for (k=1:6)
  for (i=1:6)
    T(k,i)=(A(i)*(Vet(i,k))^2);
  end;
  m(k)=T(k,1)+T(k,2)+T(k,3)+T(k,4)+T(k,5)+T(k,6);
  p(k)=(Rads(k,k)^2).*m(k);
end;
```

m

p

plot(n,modo_2,'b',n,t,'m');grid %Gráfico do 1 modo

xlabel('Massas do sistema')

ylabel('Amplitude de Excitação')

title('Gráfico do Segundo Modo de Vibrar')

18. ANEXO 2

18.1. Módulo de Cálculo em MATLAB

```

alfa=0.720; %variação do ângulo do virabrequim 1 em 1 grau
R=0.0515; %raio do virabrequim
L=0.170; % comprimento da biela
D=0.103; % diâmetro do pistão
Rc=17;
k=1:10; % número de curvas de pressão geradas pelo fabricante
mc=1.1;
ac=6;
mp=1.9;
me=1;
ae=6;
delta_e=120;
%rotações fornecidas
nk=[1000 1400 1800 2200 2600 3000 3400 3800 4000 4500];
p0k=[1.5 1.8 2.2 2.5 2.7 2.65 2.7 2.6 2.5 1.5];
pfk=[2.7 4.8 7 7.3 7.3 6.5 7.7 7 5.5 2.5];
delta_c=[20 45 45 50 52 52 52 52 52 52];
alfa0k=[168 168 178 186 178 180 180 178 176 176];
Ap=(pi*D^2)*10^5/4; % área do pistão
mi=R/L; % constante raio sobre comprimento
polar=pi*alfa/180; % ângulo em radianos
for t=1:10
    for k=1:721
        % Volume de combustão
        Vol(k)=1-((Rc-1)/(2*Rc))*(1-cos(polar(k)))+(sqrt(1-(mi^2)*sin(polar(k))^2)-1)/mi);
        % pressão de compressão
        pc(k)=(Vol(k))^-1.38*(1-step(alfa(k)-360))+step(alfa(k)-360);
        % pressão de exaustão
        pex(k)=(Vol(k))^-1.35*(1-step(alfa(k)-360))+step(alfa(k)-360);
        theta2(k)=(alfa(k)-320)/delta_e;
        %pressão de escape
        fesc(k)=1-(1-exp(-ae*(theta2(k))^(me+1)))*step(theta2(k));
        % pressão de combustão
        theta(t,k)=(alfa(k)-alfa0k(t))/delta_c(t);
    end
end

```

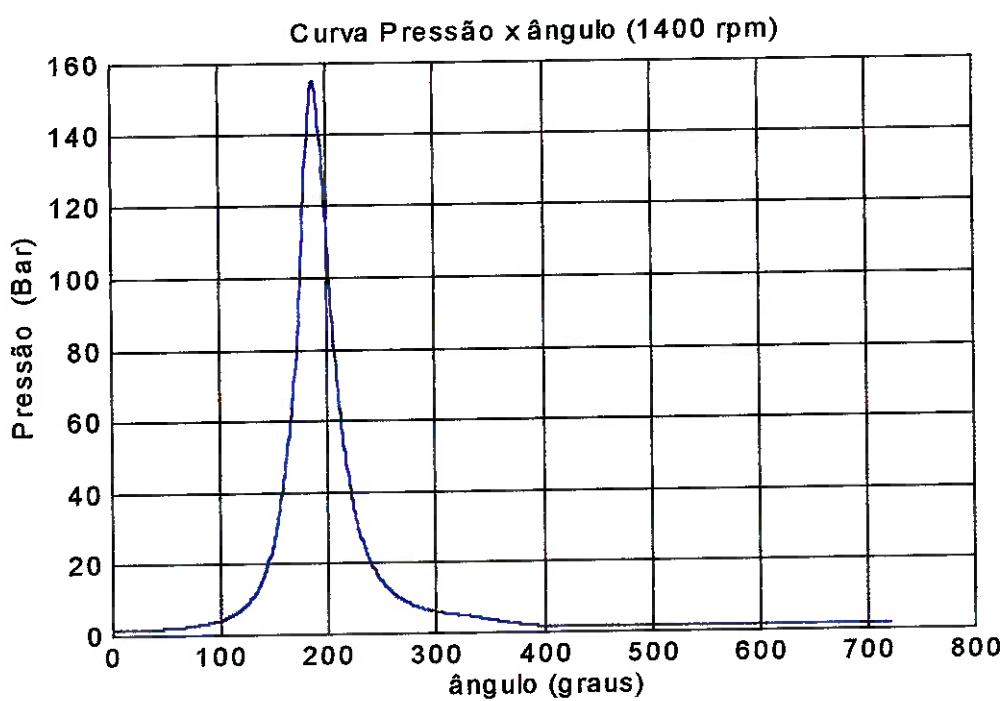
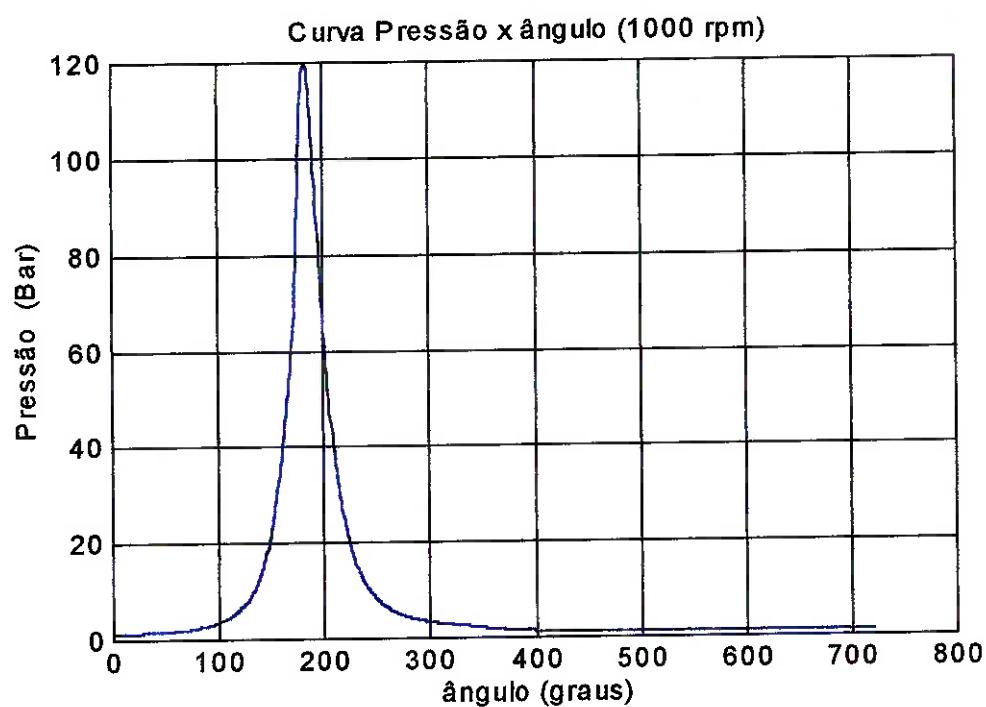
```

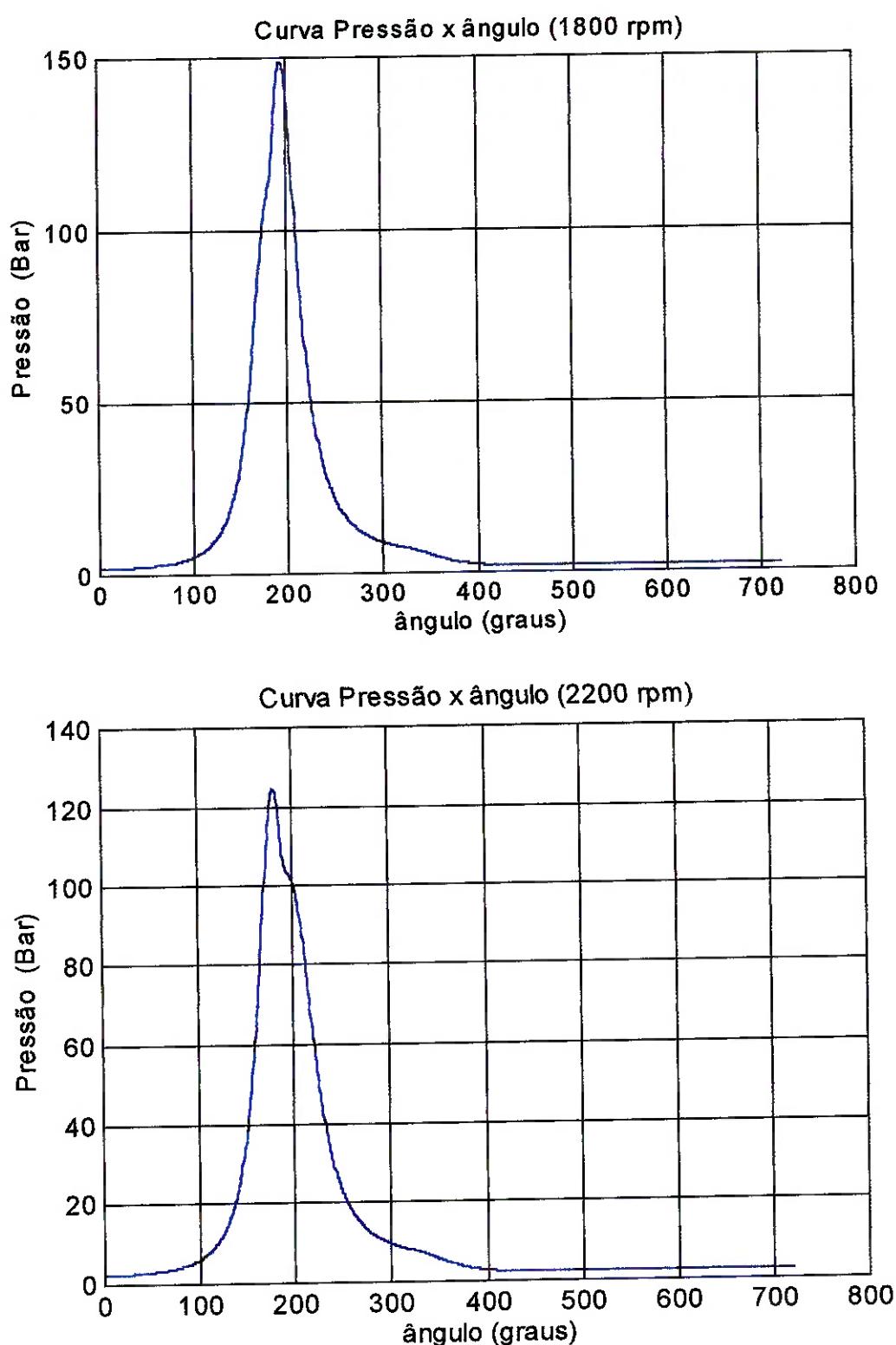
fcomb(t,k)=(1-exp(-ac*(theta(t,k))^(mc+1)))*step(theta(t,k));
% Curva de pressão obtida
p(t,k)=p0k(t)*pc(k)+(pfk(t)*pex(k)-p0k(t)*pc(k))*fcomb(t,k)*fesc(k);
end;
end;
plot(alfa(1:361),p(4,1:361),'r');grid      % gráfico para 2200rpm
title('Curva Pressão x ângulo (2200 rpm) ')      %Gráfico de Pressão x ângulo
ylabel('Pressão (Bar)')
xlabel('ângulo (graus)')
pause;
for t=1:10
for k=1:721
% velocidade do pistão em função do ângulo do virabrequim
dx(k)=R*(sin(polar(k))-mi*sin(polar(k))*cos(polar(k))/(sqrt(1-(mi^2)*sin(polar(k))^2))); % derivada
dx/da
% aceleração do pistão em função do ângulo do virabrequim
d2x(k)=R*cos(polar(k))-R*mi*cos(2*polar(k))/(sqrt(1-(mi^2)*sin(polar(k))^2))-R*mi^3*sin(2*polar(k))^2/((1-(mi^2)*sin(polar(k))^2)^1.5);
% Torque de um pistão sobre o virabrequim
Torque(t,k)=-dx(k)*(p(t,k)*Ap+mp*(pi*nk(t)/30)^2*d2x(k));
end;
end;
plot(alfa,Torque(7,:),'b');grid
title('Curva Torque x ângulo')  %Gráfico de Torque x ângulo
ylabel('Torque (Nm)')
xlabel('ângulo (graus)')
pause;
for j=0:16
for t=1:10
% Cálculo dos coeficientes da Série de Fourier
A(j+1,t)=sum(Torque(t,:)*exp(i*pi*j*alfa(:)/360))/360;
end;
end;
A(1,:)=A(1,:)/2;
c=real(A);
d=imag(A);
wc=1000:5:4500;
clear cc; clear dd;
% Interpolação dos coeficientes da série de Fourier
for ordem=1:16

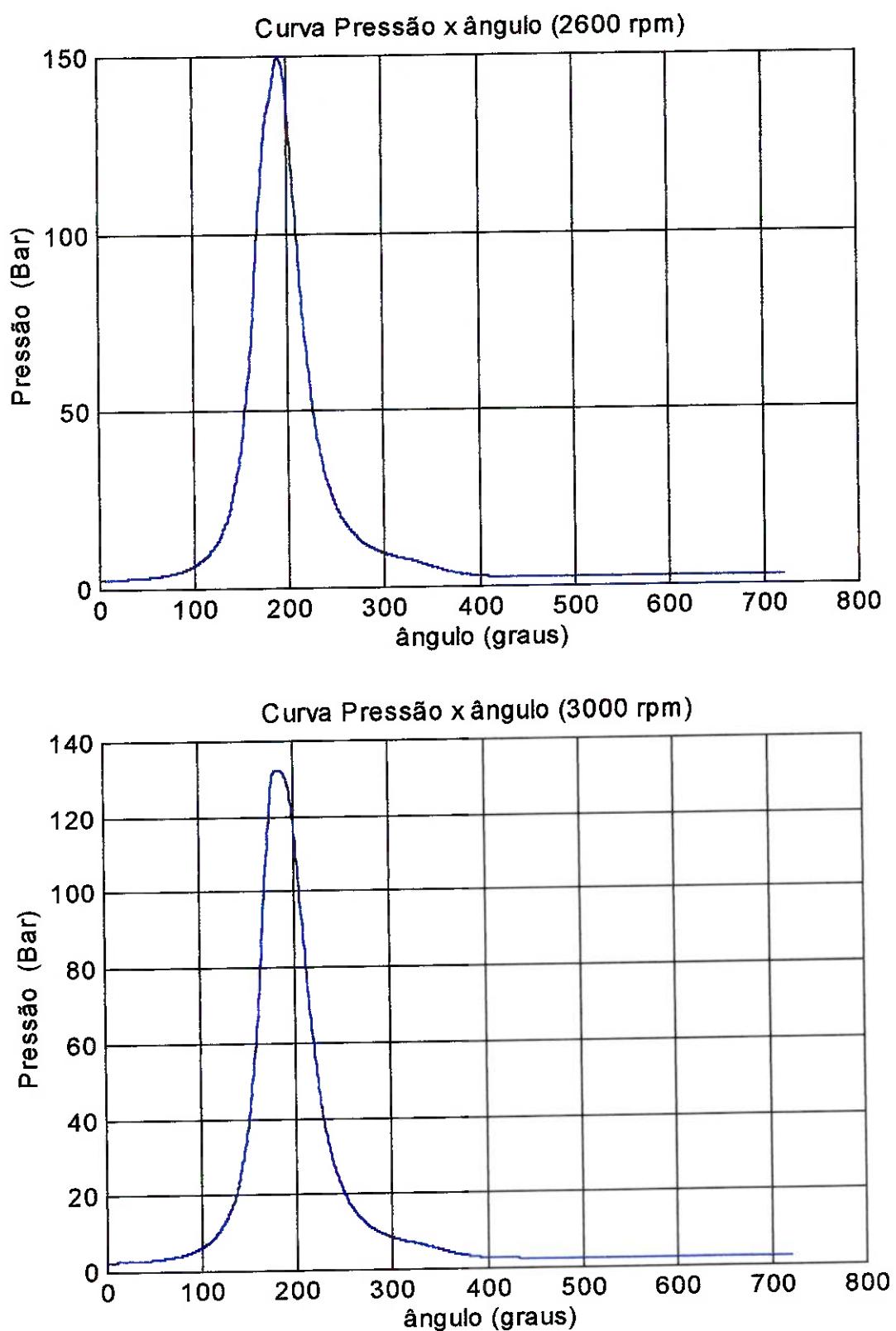
```

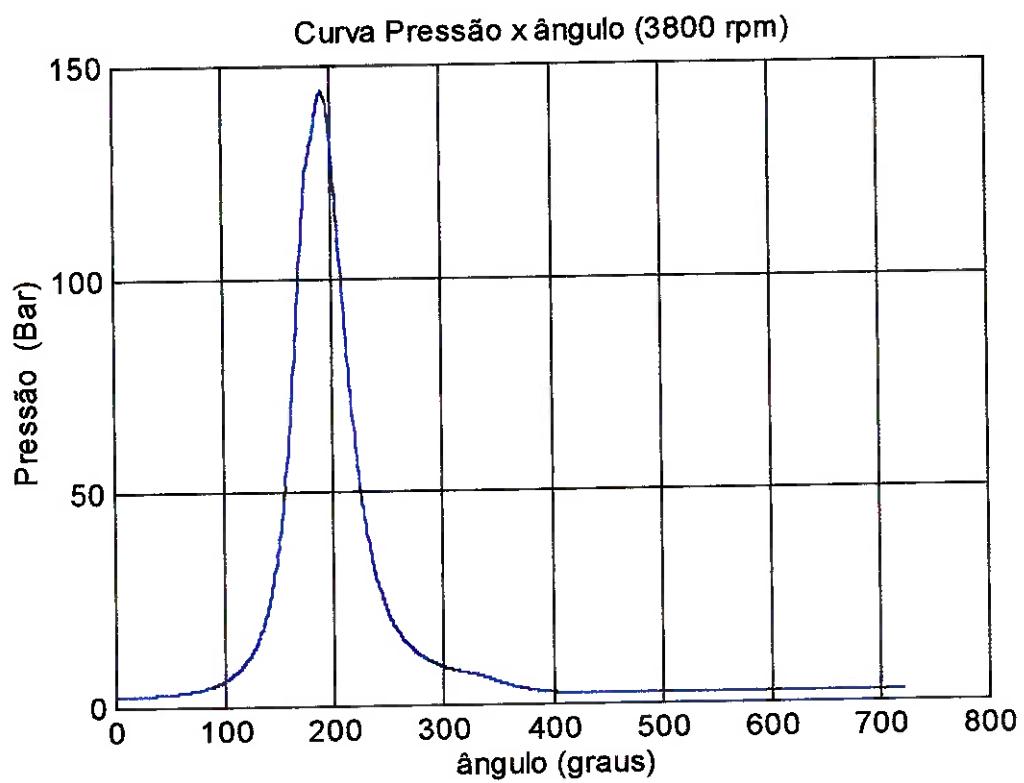
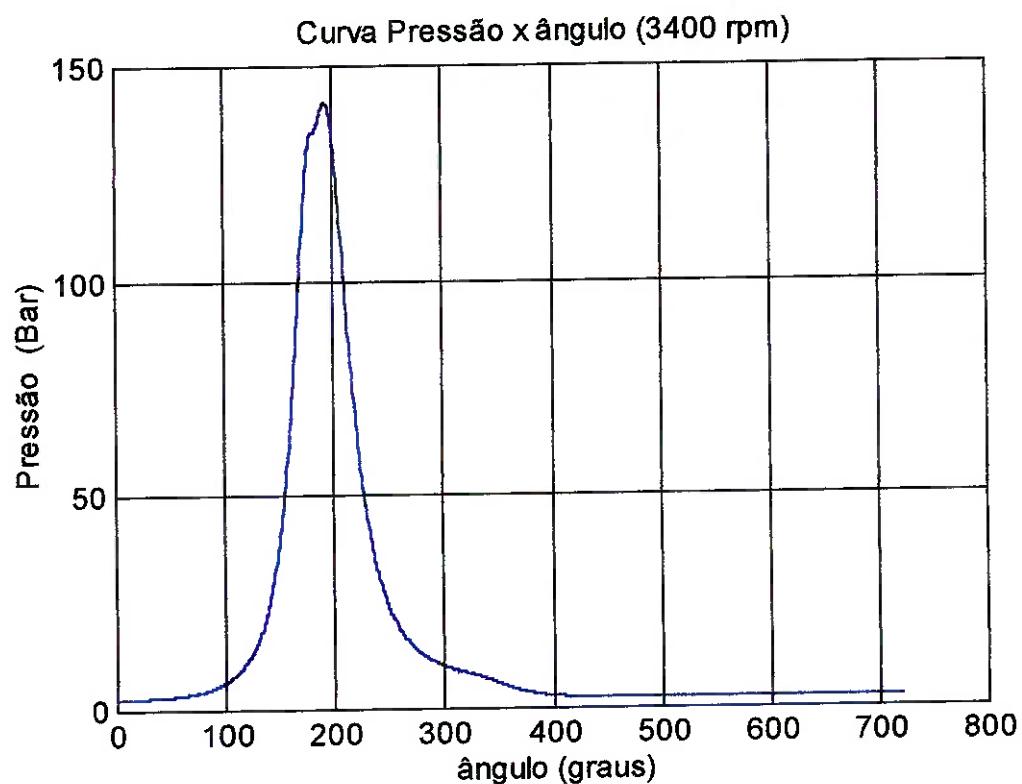
```
cc(:,ordem)=INTERP1(nk,c(ordem,:),wc,'cubic');
dd(:,ordem)=INTERP1(nk,d(ordem,:),wc,'cubic');
end;
cc=cc.}';
dd=dd.}';
A=cc+dd*i;
plot(nk,c(1,:),'y',wc,cc(1,:),'g');grid
title('Sinal de torque na ordem 1') %Gráfico de Interpolação
ylabel('Torque (Nm)')
xlabel('Rotação (rpm)')
```

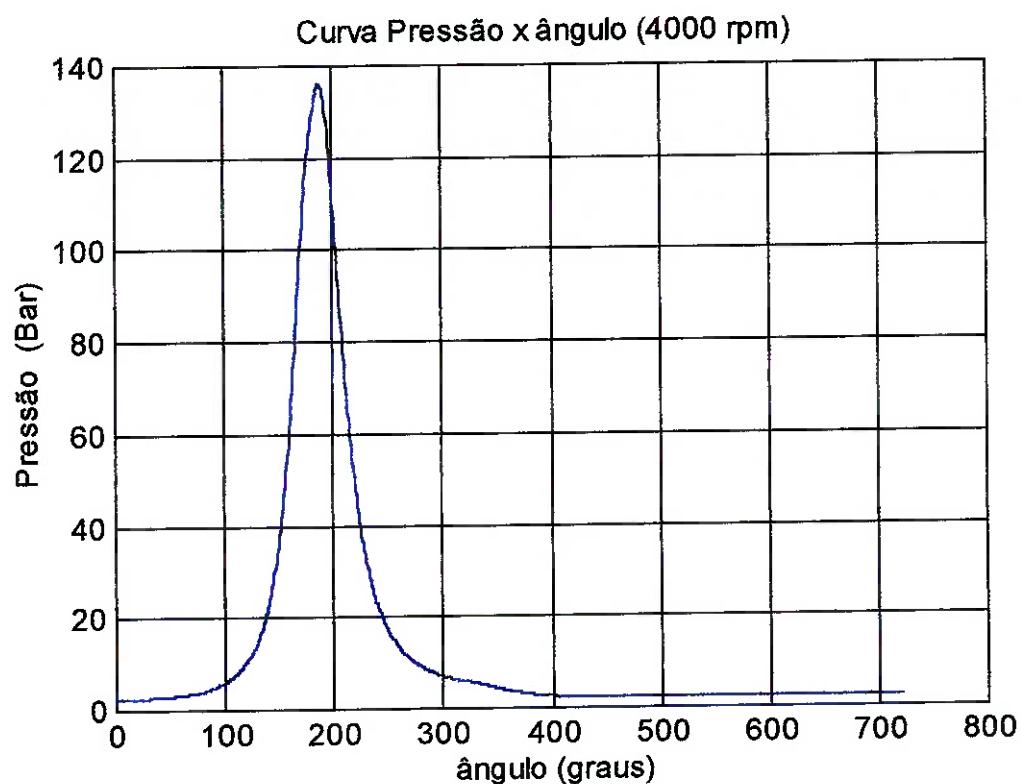
18.2. Curvas de Pressão de Combustão



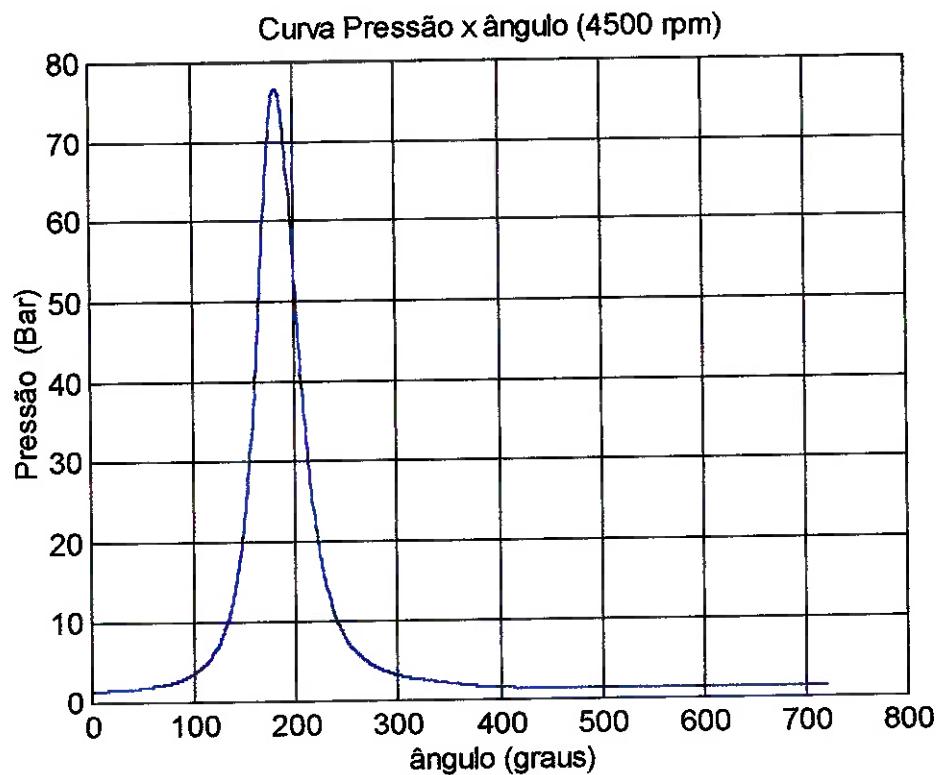




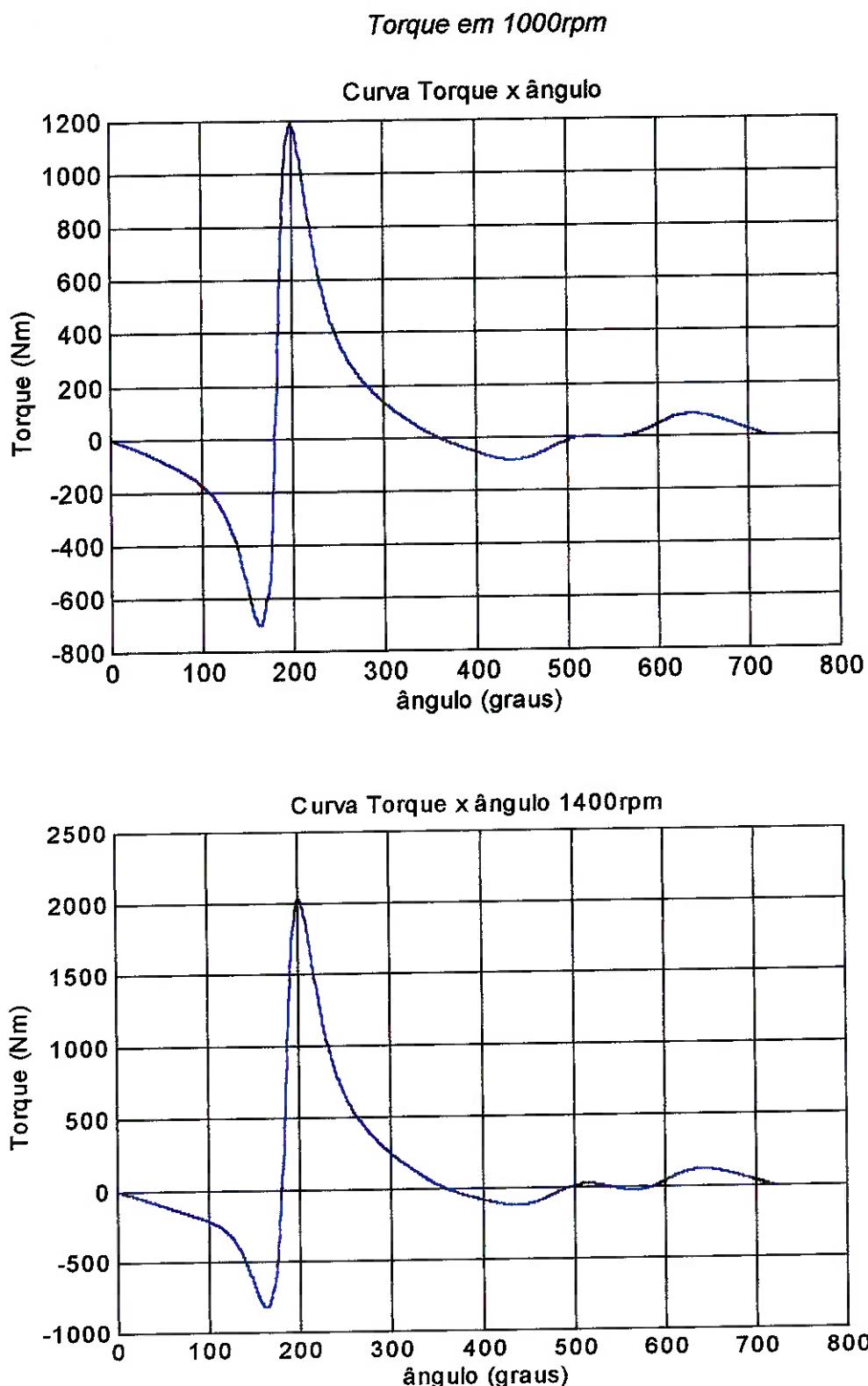


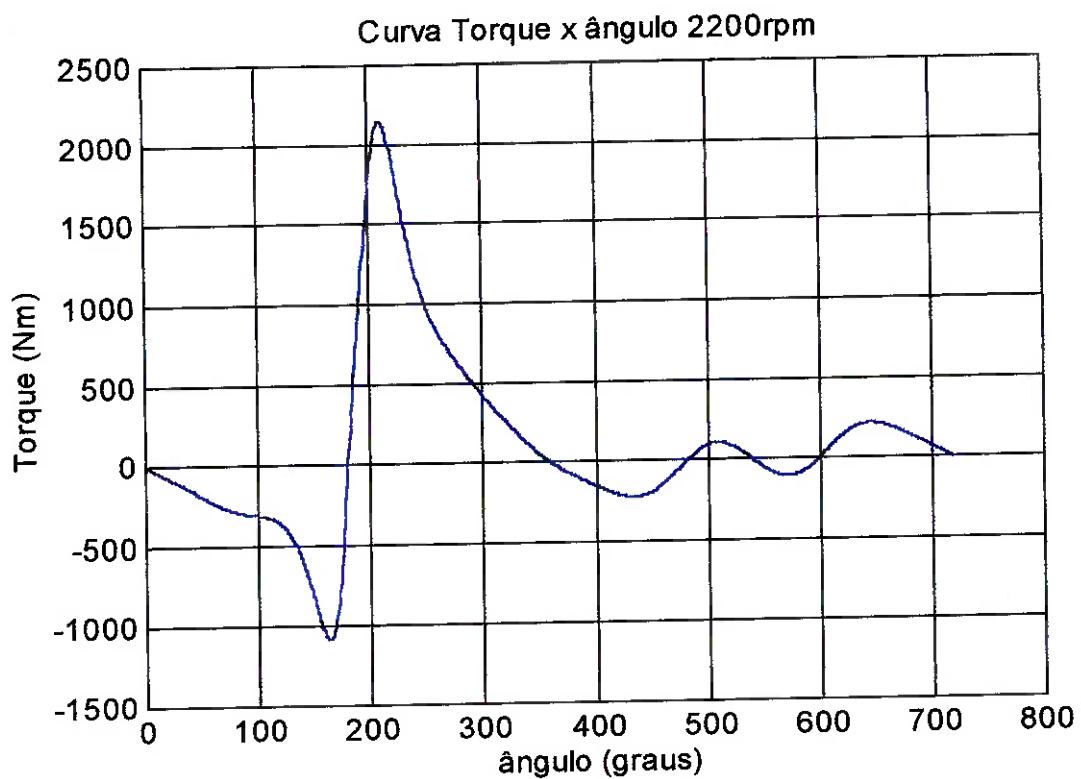
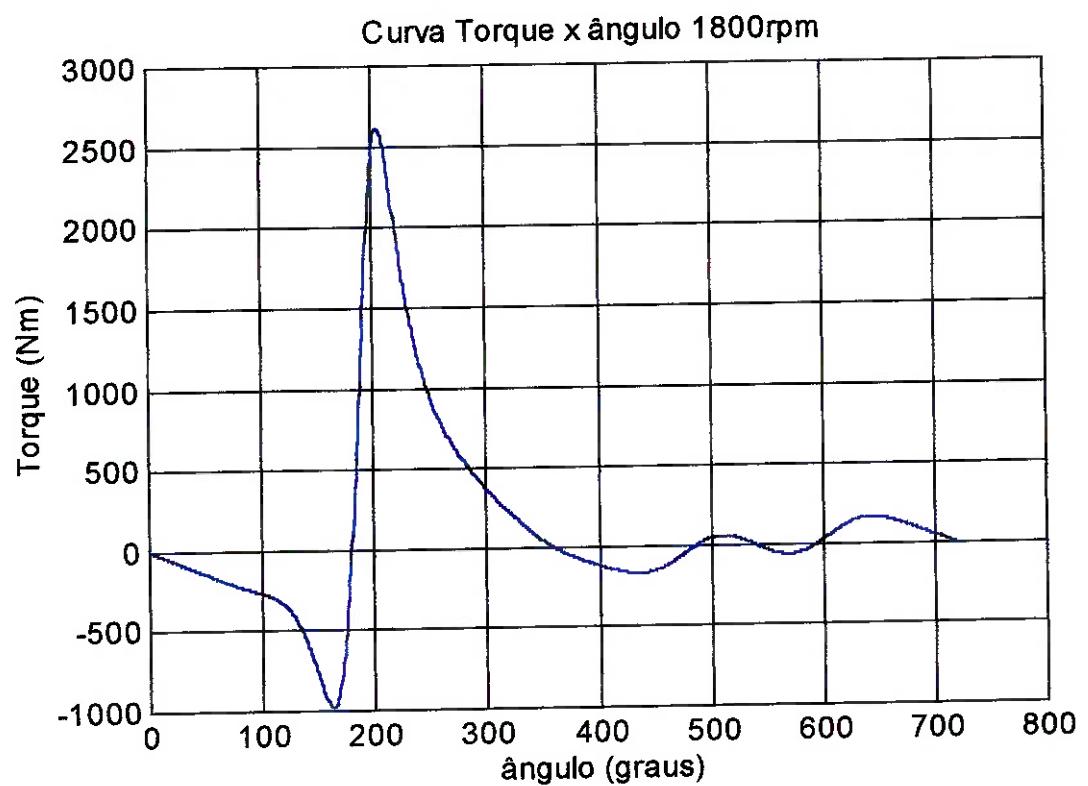


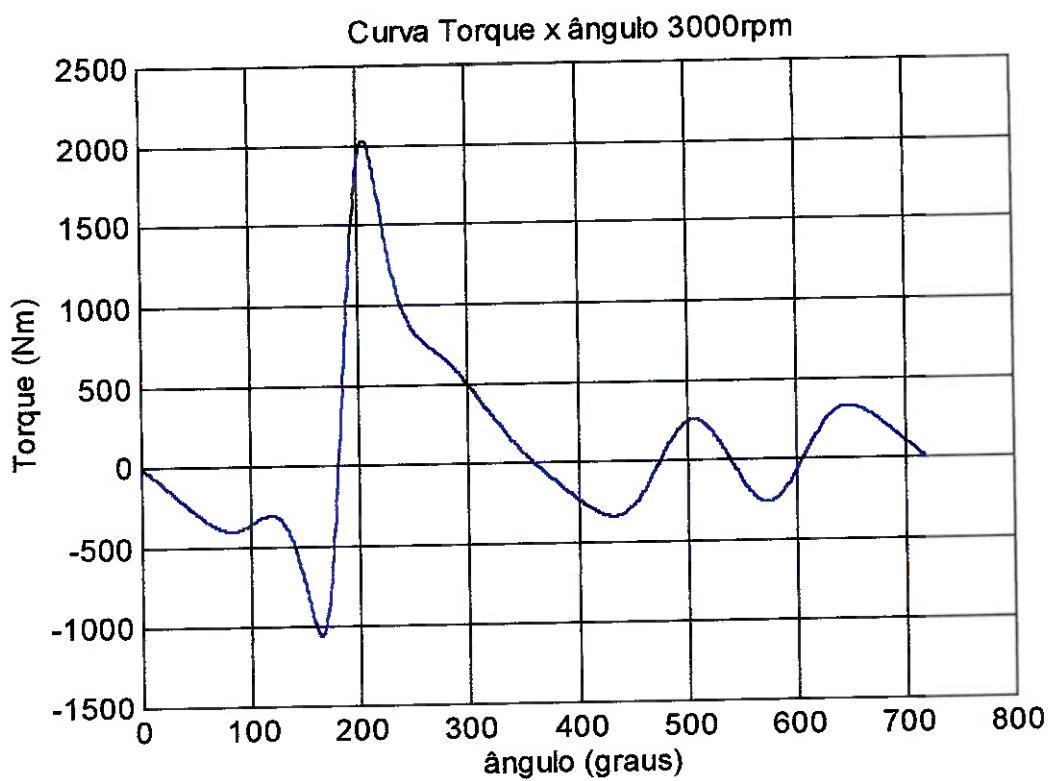
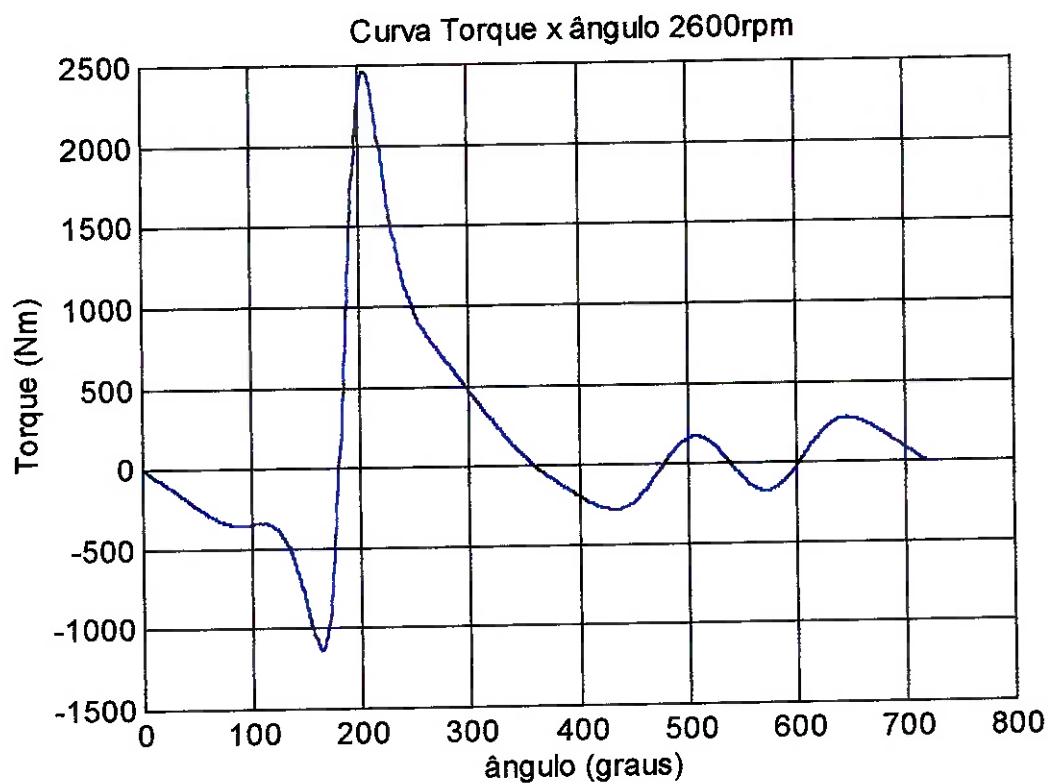
O valor da curva para 4500 rpm foi estimado:

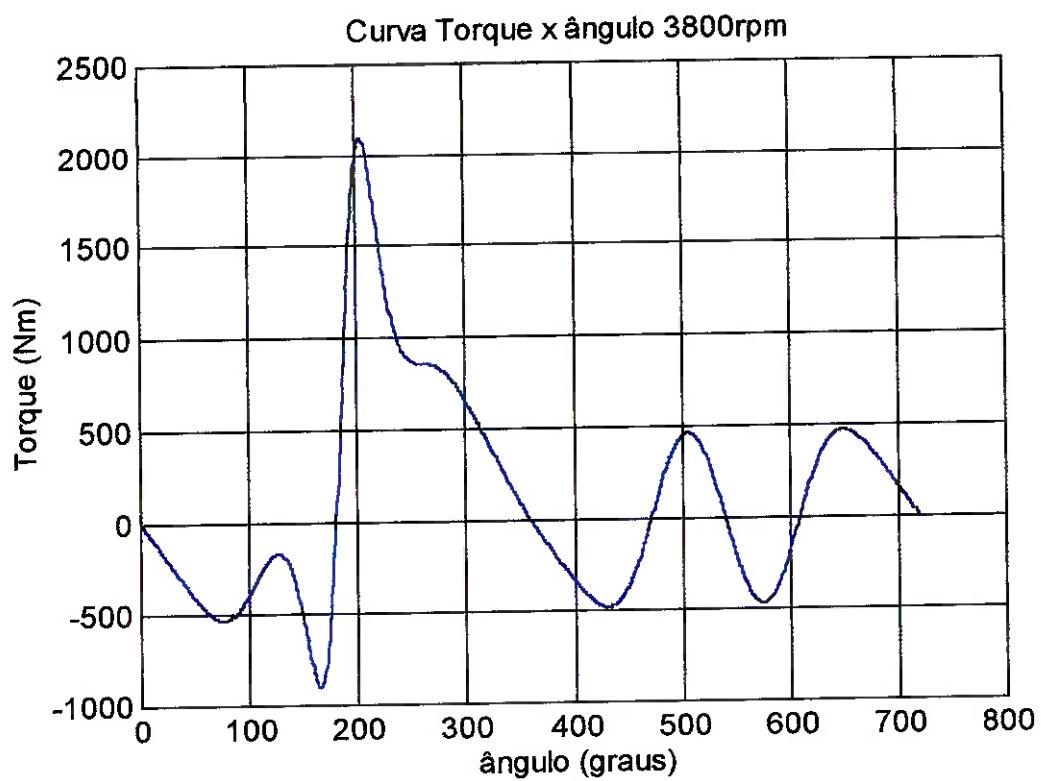
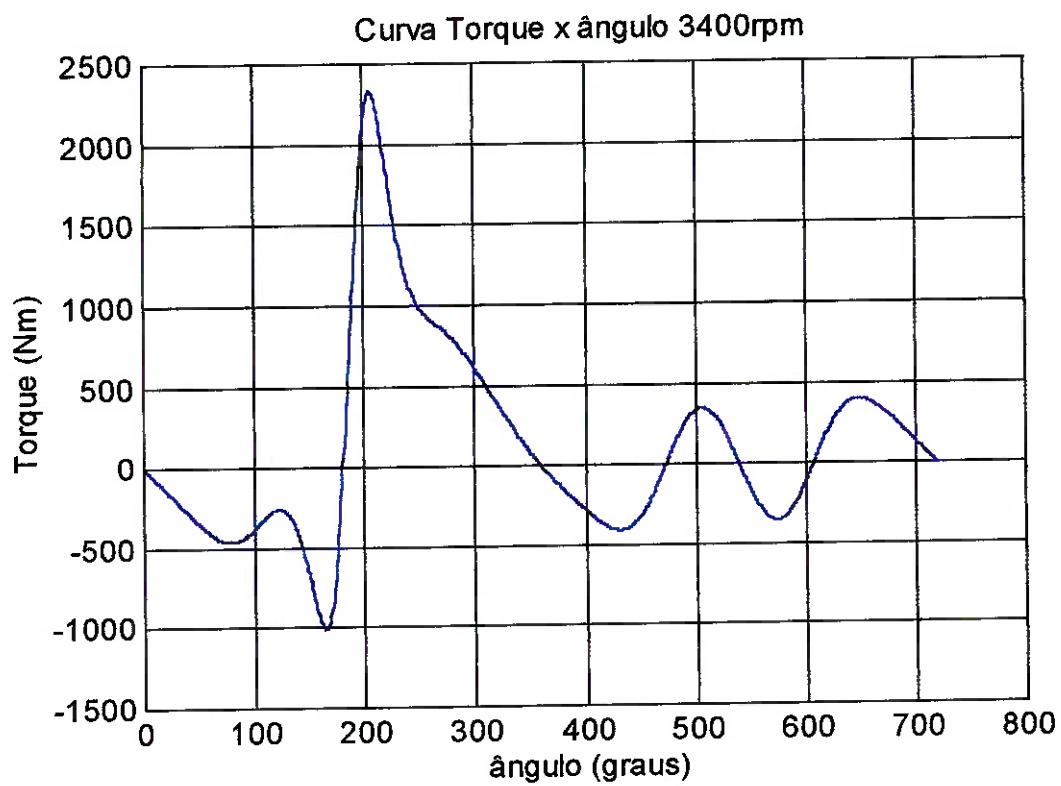


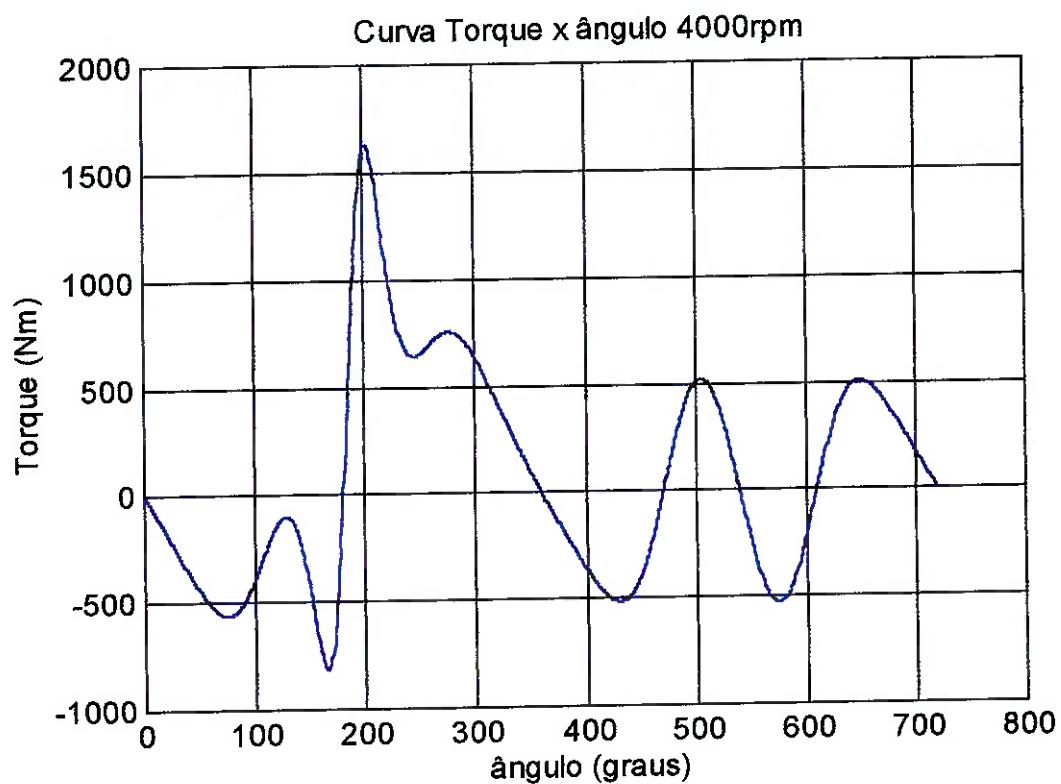
18.3. Curvas de Torque



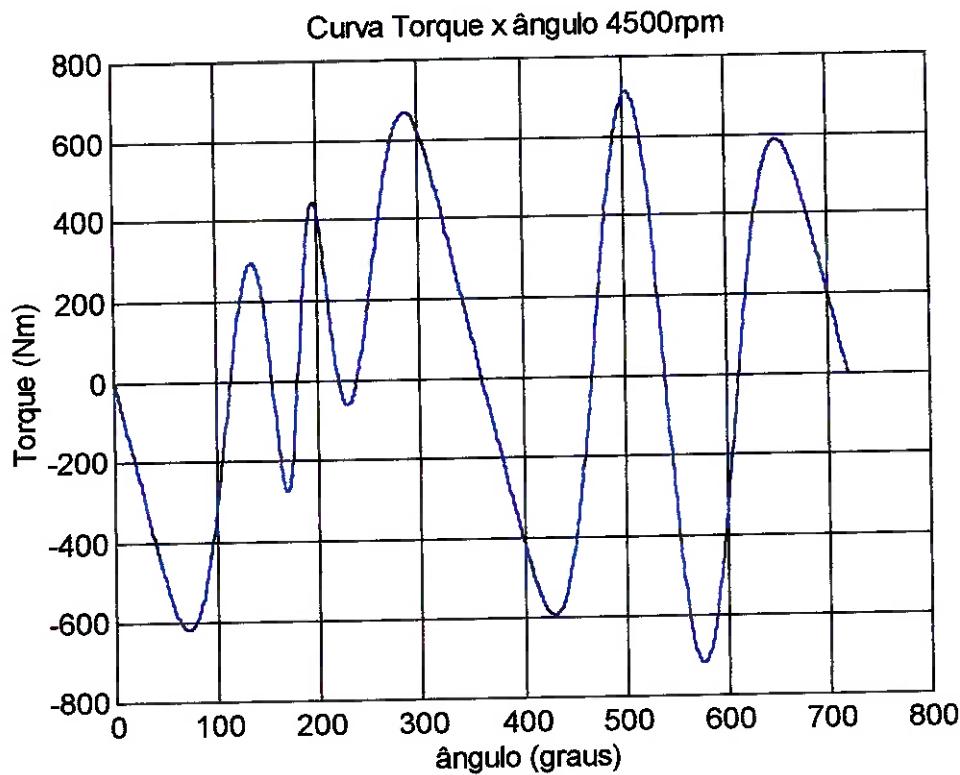




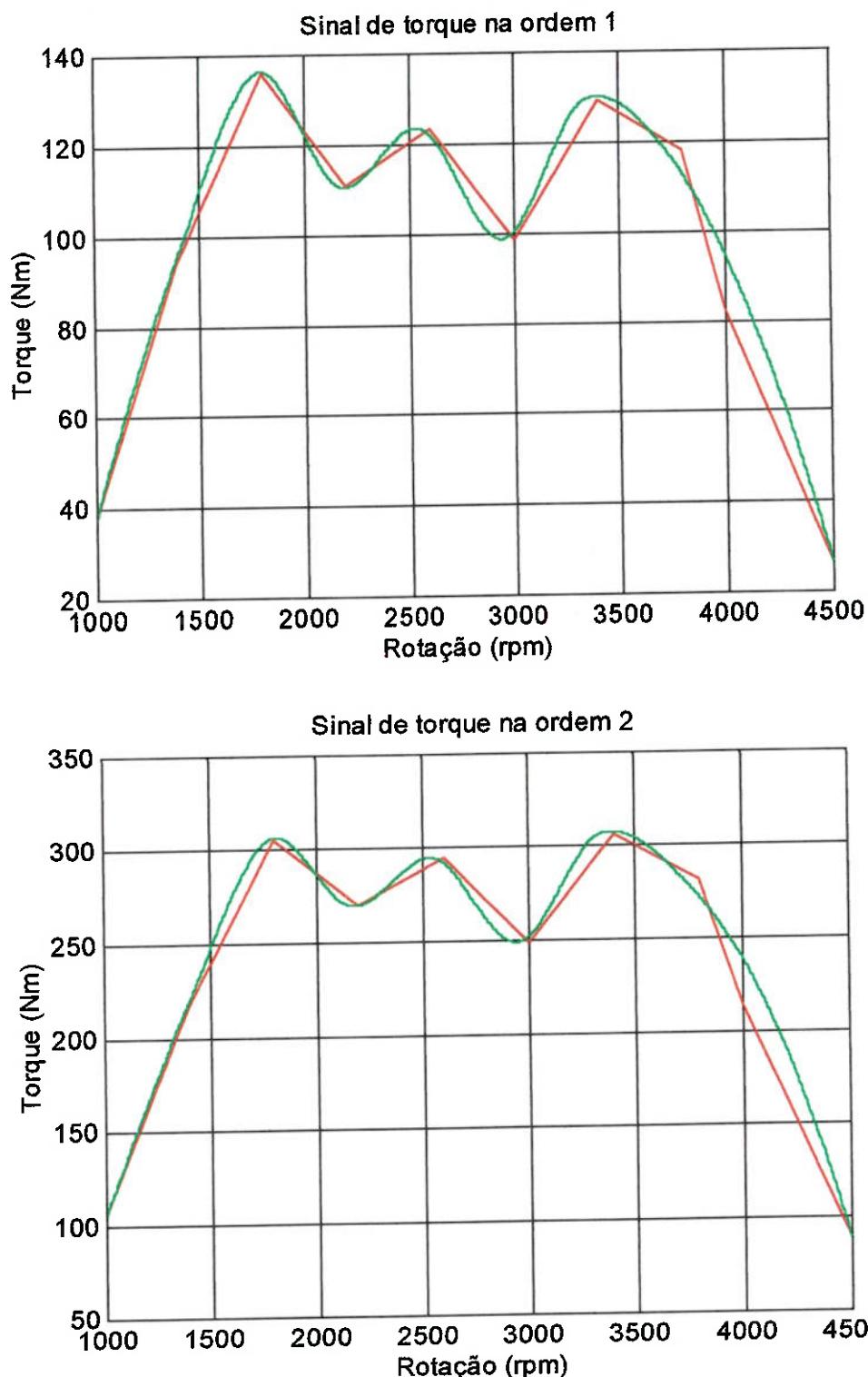


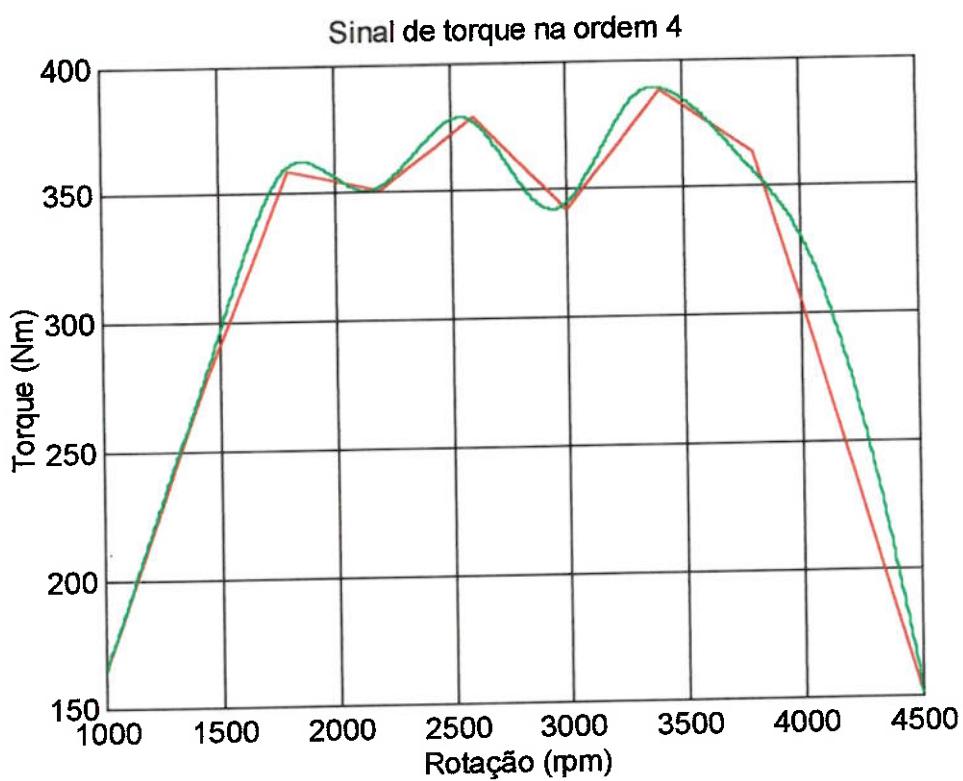
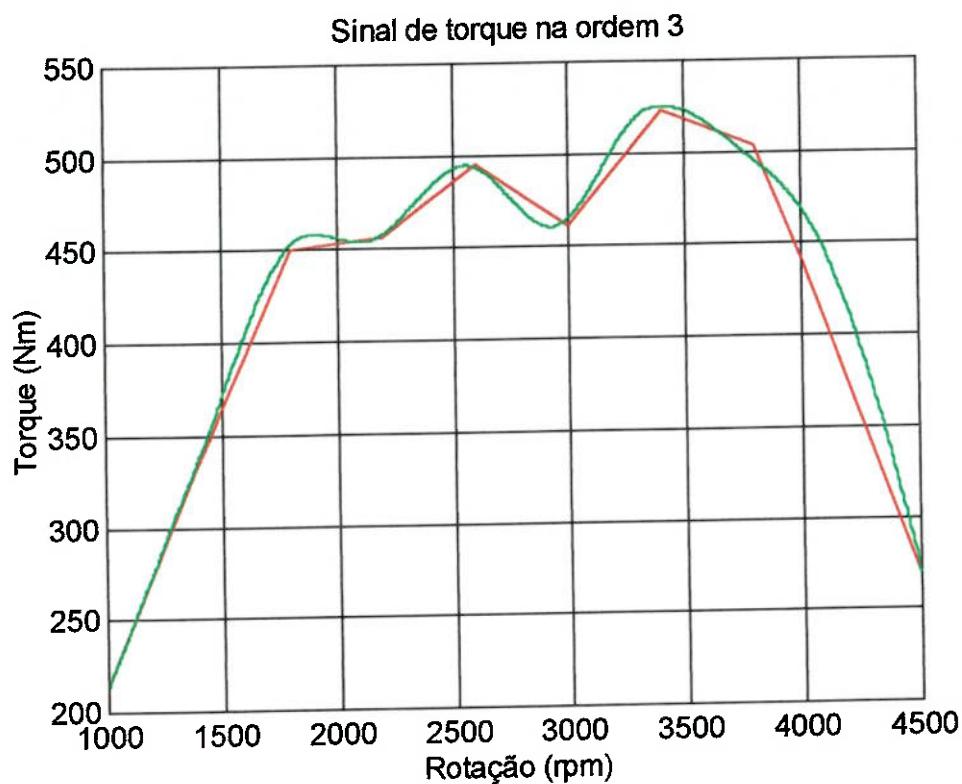


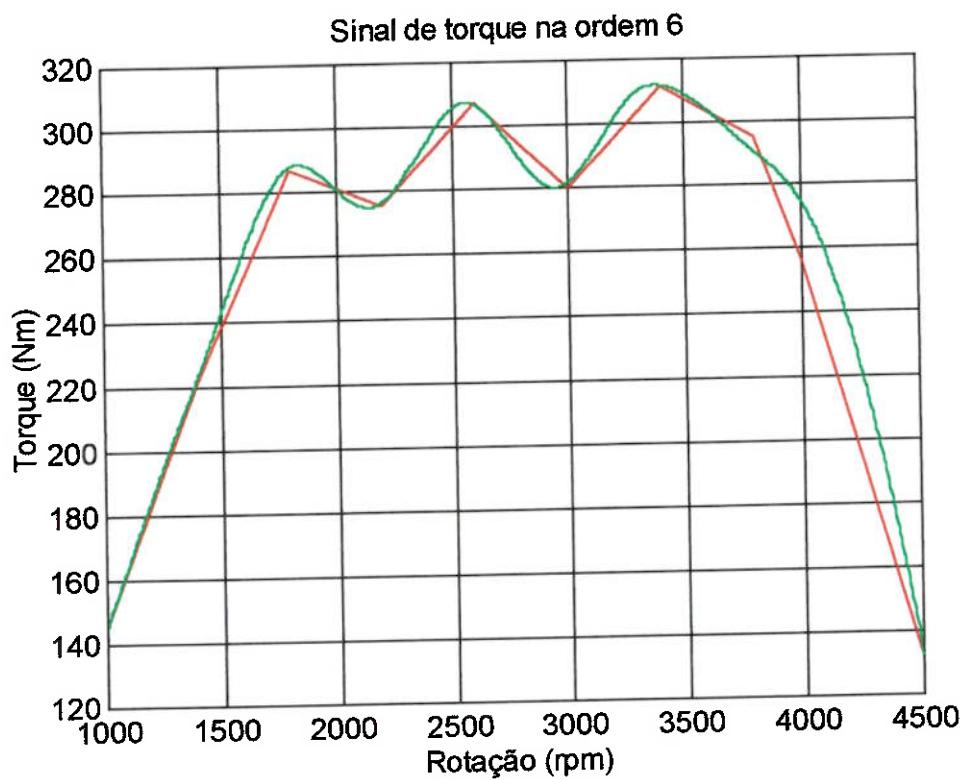
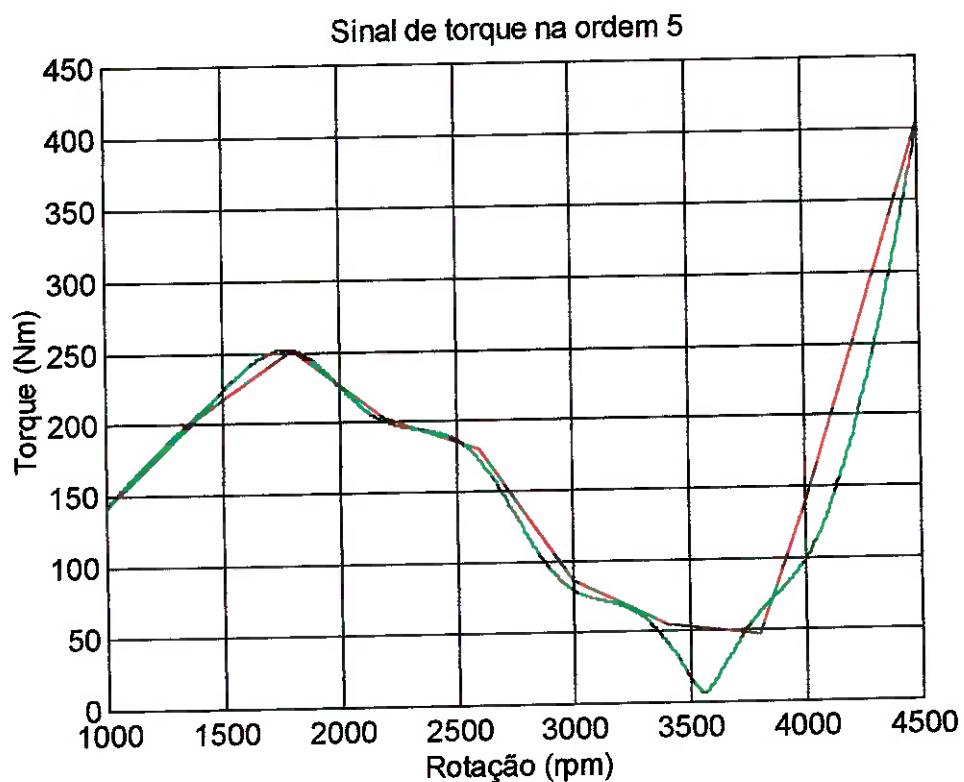
O valor da curva para 4500 rpm foi estimado:

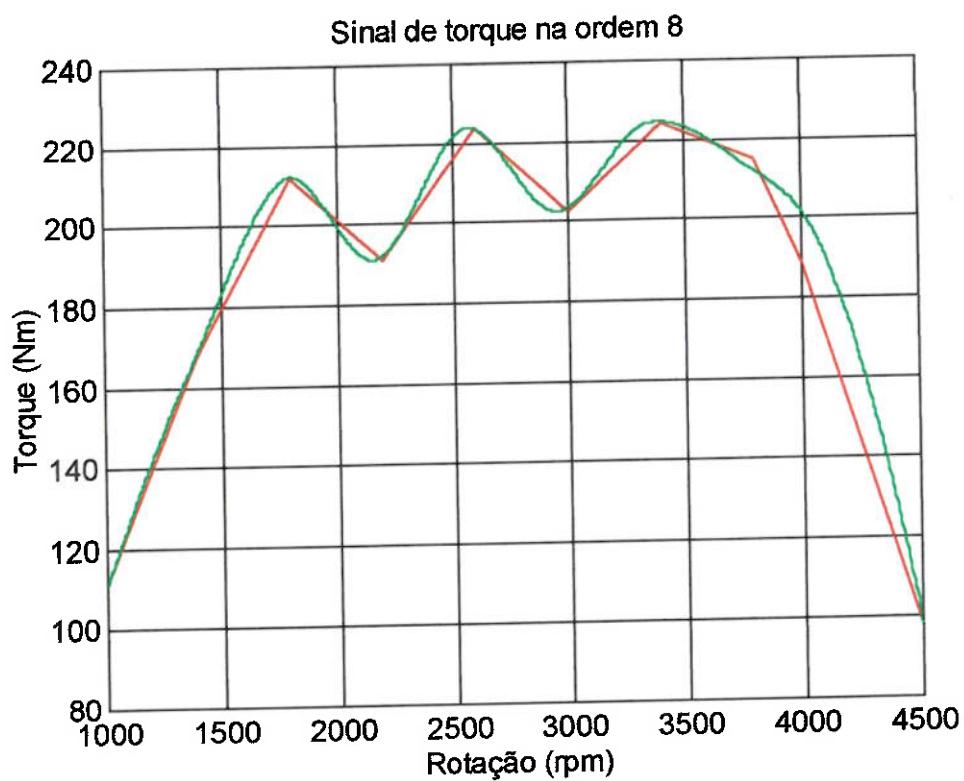
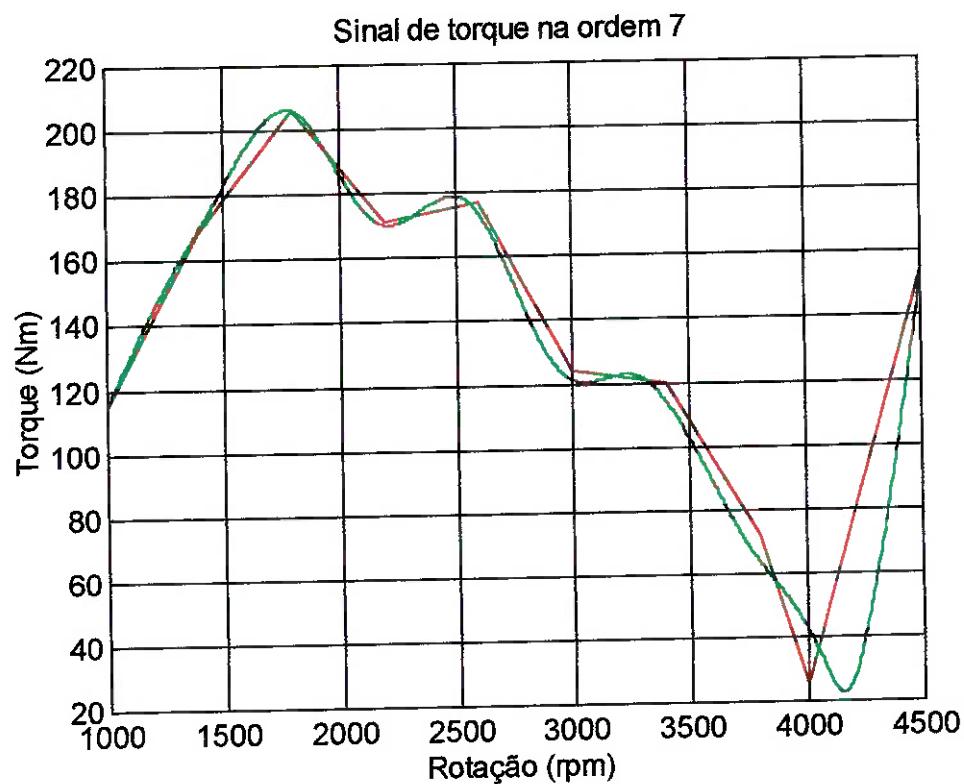


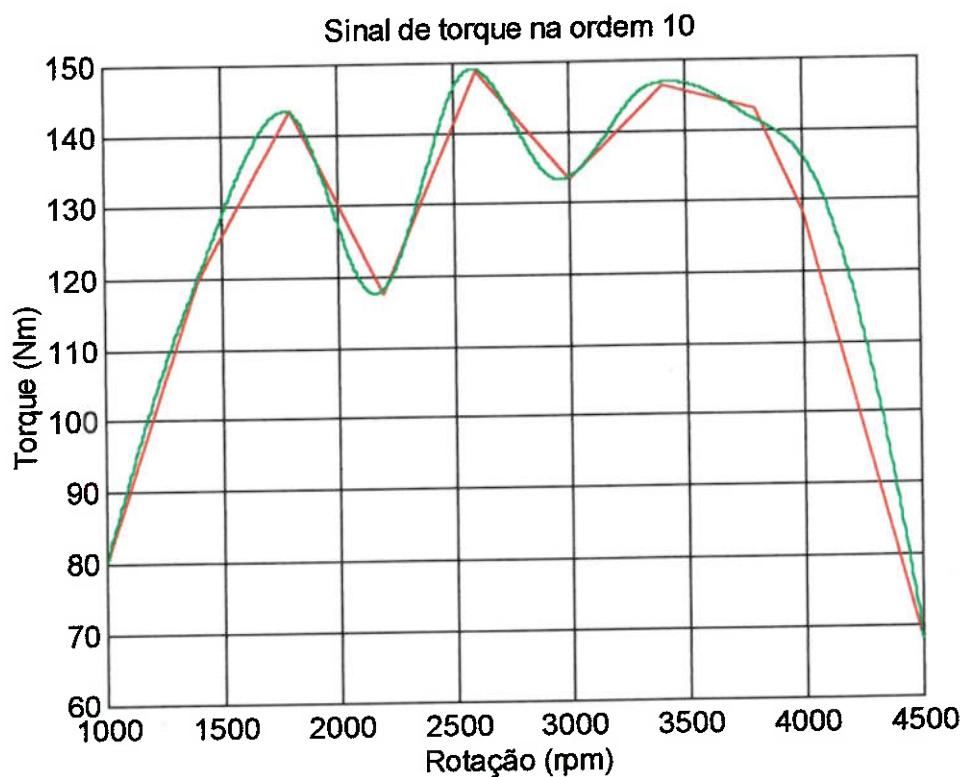
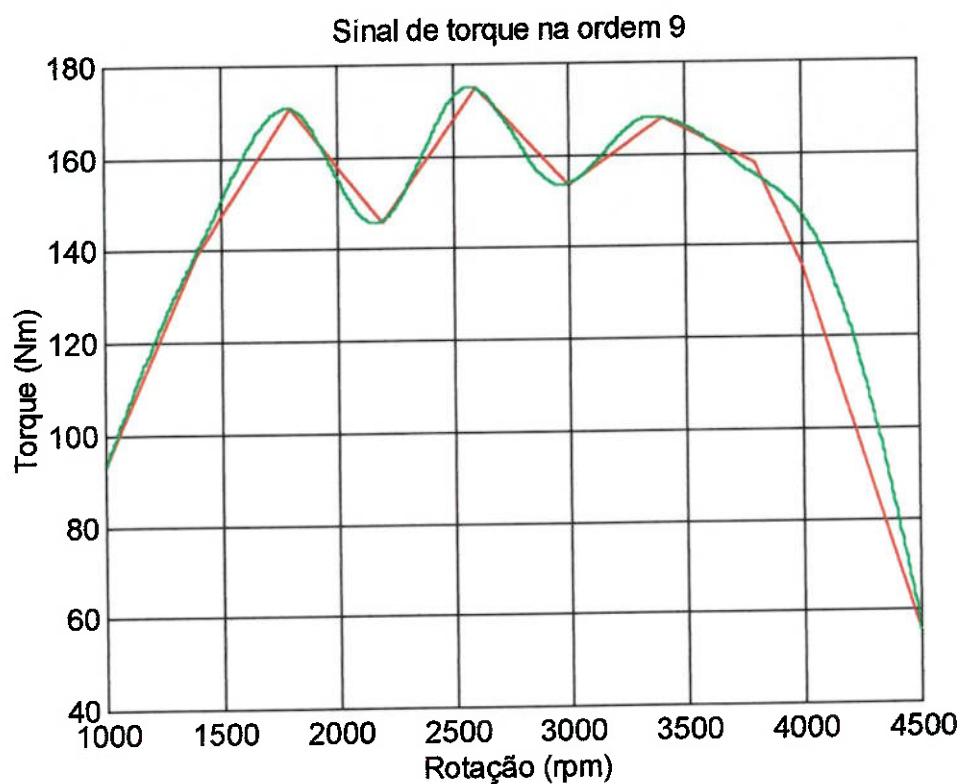
19. ANEXO 3

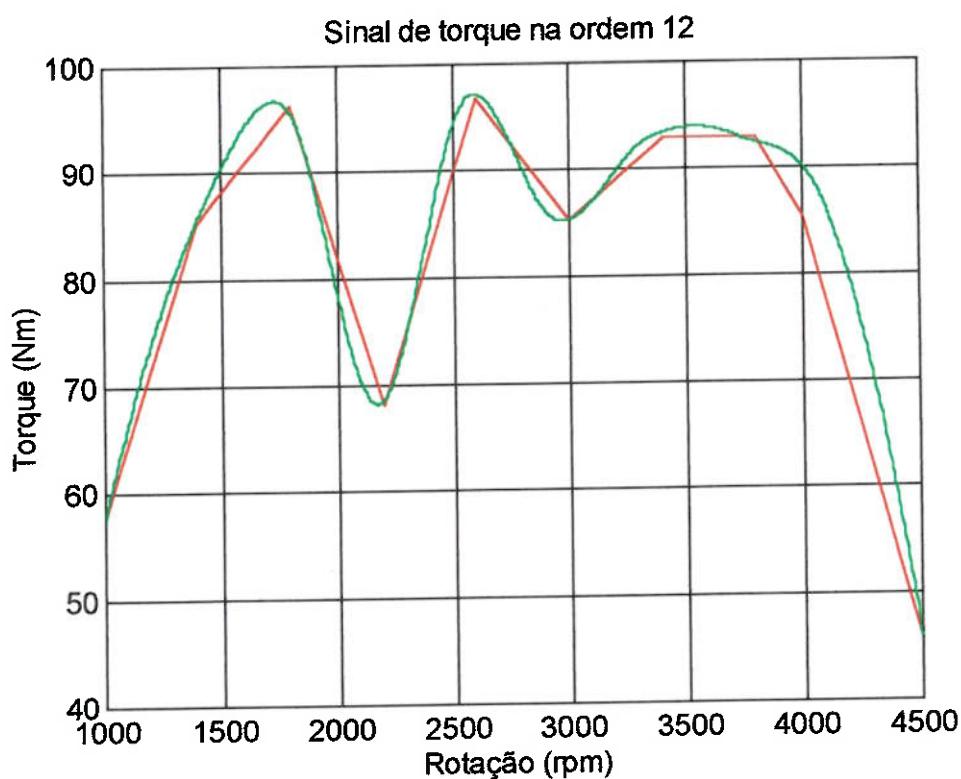
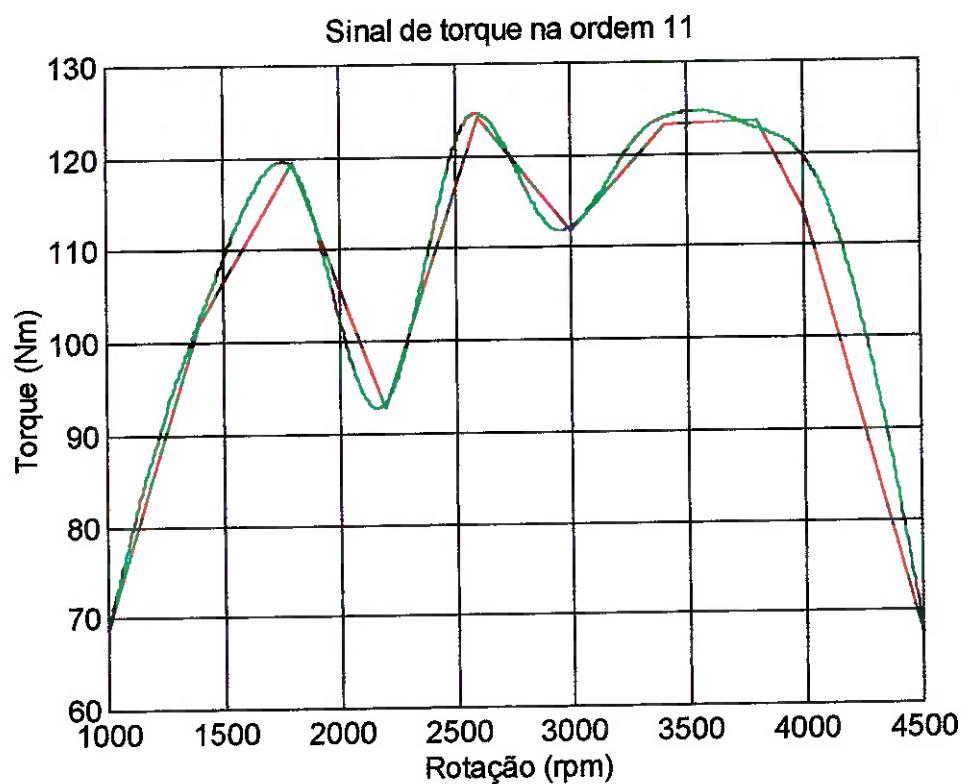


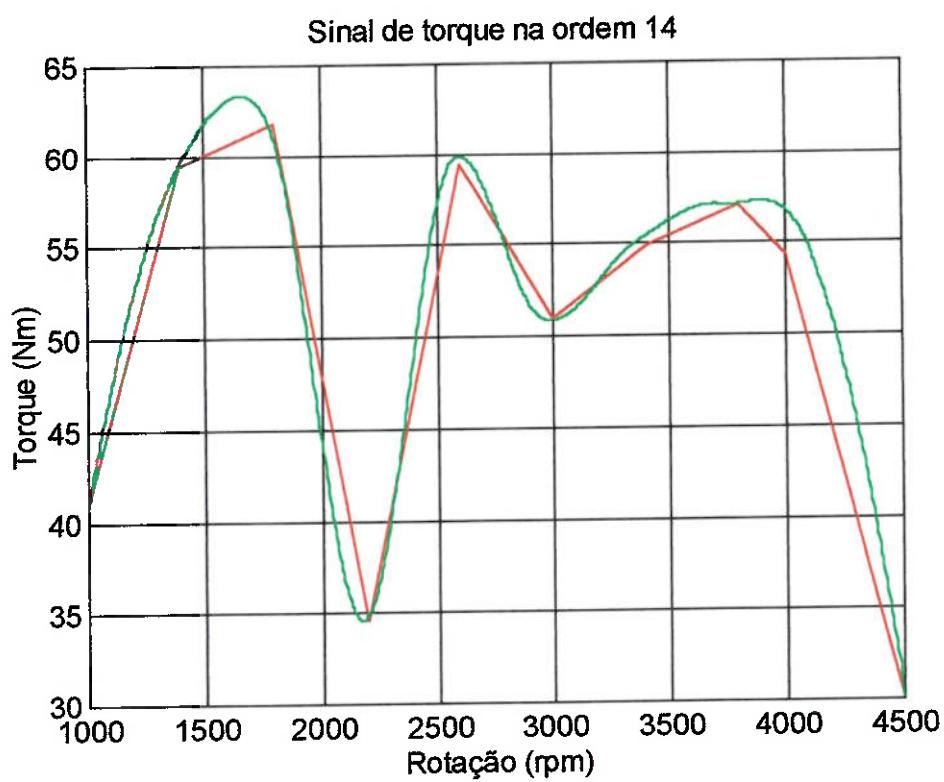
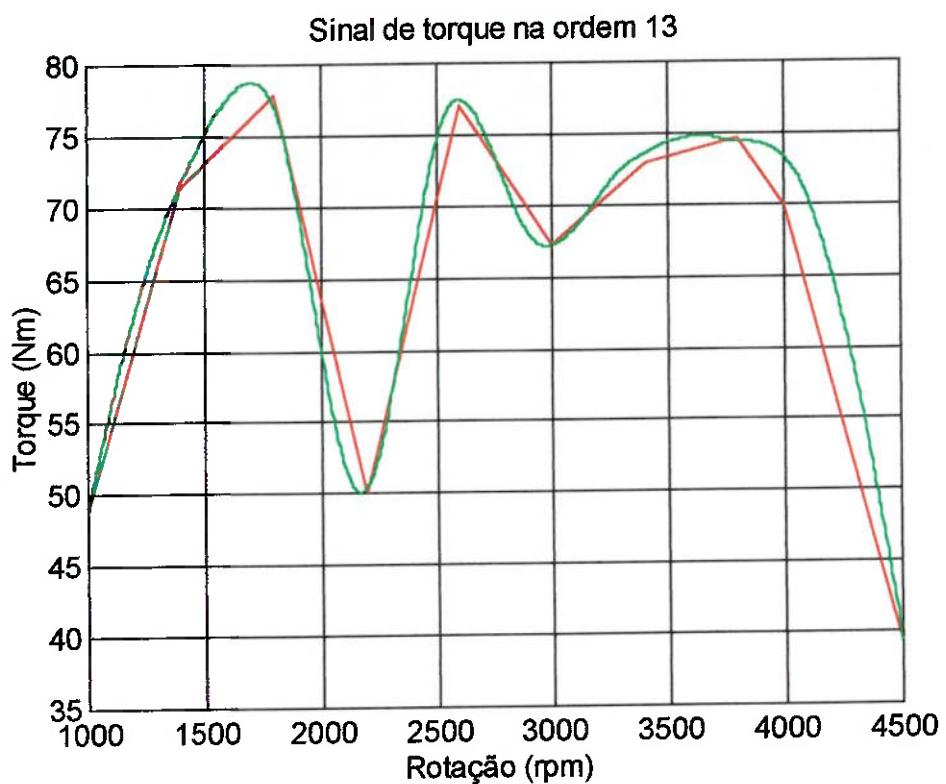


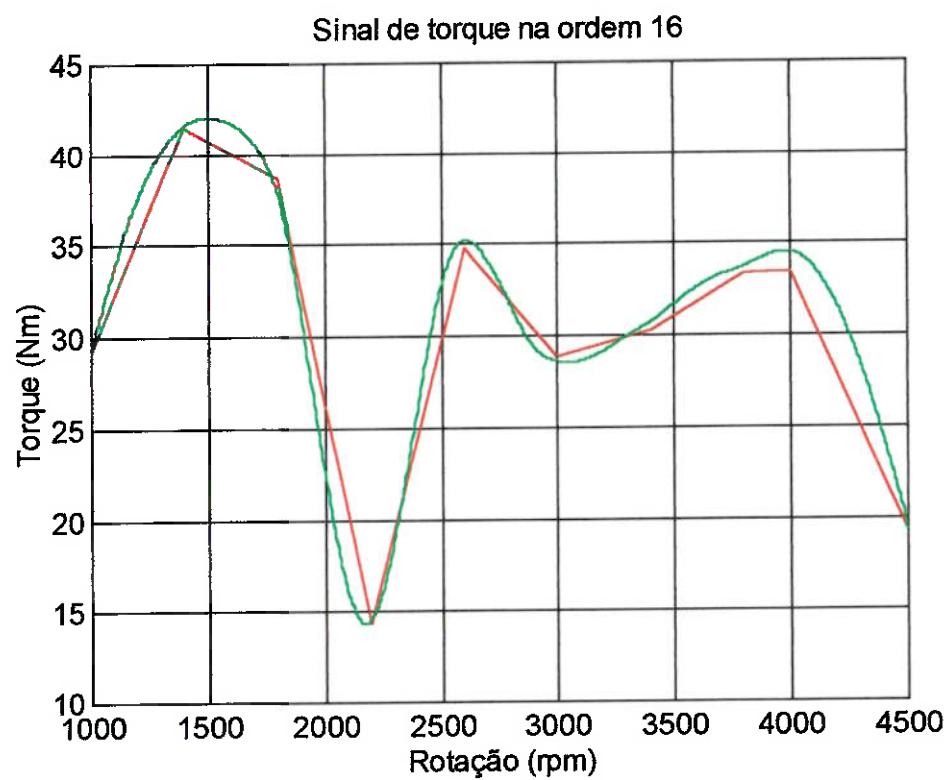
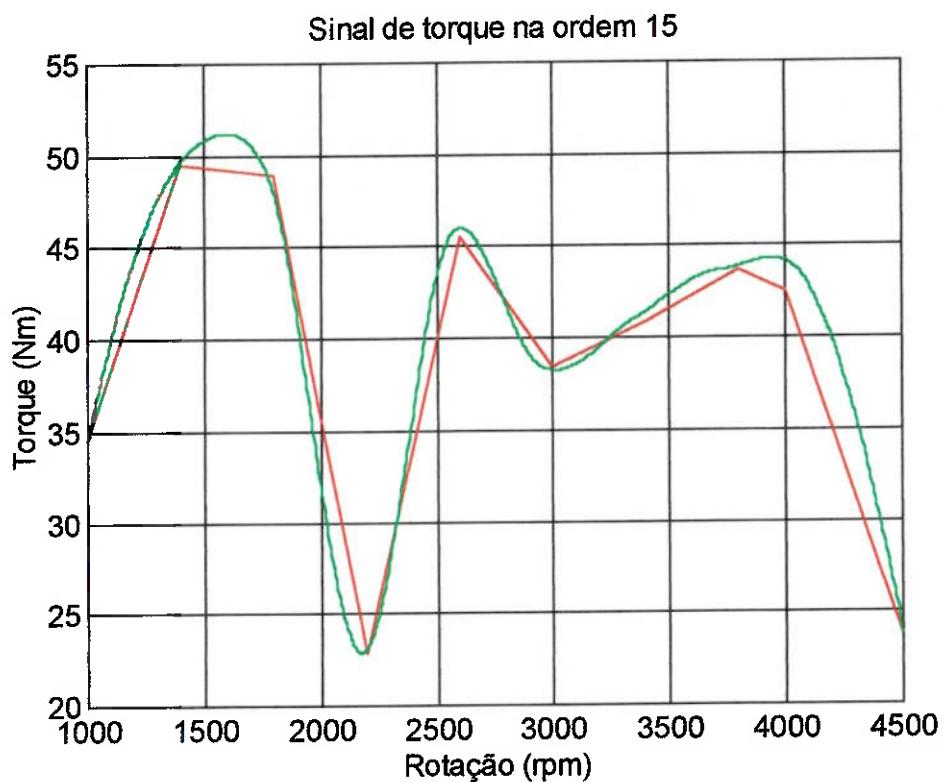












20. ANEXO 4

'Cálculo de ângulo de Vibração, tecle enter p/ continuar...'

```
pause;

ordem=input('Digite a ordem:');
t=input('Digite o cilindro:');
wi=[1000 1400 1800 2200 2600 3000 3400 3650 4000]; %vetor de rotação
fn=Rads(6,6); %Frequencia natural primeiro modo rad/s
wc=1000:25:4000;
cc=polyval(polyfit(wi,c(ordem*2,:),3),wc);
dd=polyval(polyfit(wi,d(ordem*2,:),3),wc);
w=ordem*wc*4*pi/60; %rotação em rad/s
for (i=1:length(cc))
    for (k=1:7)
        %Cálculo de força de excitação em cada massa no vibrabrequim
        ft(k)=Vet(3,k)*cc(i)-Vet(4,k)*dd(i)+Vet(5,k)*dd(i)-Vet(6,k)*cc(i);
        im(k)=Vet(3,k)*dd(i)-Vet(4,k)*cc(i)+Vet(5,k)*cc(i)-Vet(6,k)*dd(i);
    end;
    %Cálculo de ângulo x vetor_modo1
    for (k=1:7)
        x1(k,i)=sqrt(ft(k)^2+im(k)^2)/(m(k)*(fn^2-w(i)^2));
        x2(k,i)=x1(k,i)*cos(4*pi-atan(im(k)/ft(k)));
        x3(k,i)=Vet(k,6)*x2(k,i);
    end;
end;
%Gráfico de ângulo x rotação para o cilindro e ordem escolhidos
plot(wc,(x3(t,:)-x3(t+1,:))*180/pi,'b');grid
xlabel('Rotação do motor (rpm)');
ylabel('Ângulo de vibração(graus)');
title('Gráfico de Ângulo de Vibração');
```

21. ANEXO 5

'Cálculo de ângulo de Vibração, tecle enter p/ continuar...'

pause:

```
h=input('Digite a inércia(E-3 Kgm2):')*.001;
```

Aj=[8.15E-3 15.572E-3 15.632E-3 15.642E-3 15.493E-3 0.152] % valores das inércias

J=diag(Aj); % Matriz de inércia

```

K=[53473 -53473 0 0 0 0;-53473 53473+2.48E6 -2.48E6 0 0 0 0;0 -2.48E6 2.48E6+0.5152E6 -0.5152E6 0 0 0 0;0 0 0 -0.5152E6 2*0.5152E6 -0.5152E6 0 0 0 0;-0.5152E6 2*0.5152E6 -0.5152E6 0 0 0 0;0 0 0 -0.5152E6 0.5152E6+0.9172E6 -0.9172E6;0 0 0 0 -0.9172E6 0.9172E6];

```

M=inv(J); % Inverso da matriz de inércia

$B = M^*K$: % Matriz característica do sistema

`ccri=2*sqrt(K(1,1)*h); %Valor de coeficiente de amortecimento crítico`

cri=0.09*ccri; %Valor do coeficiente de amortecimento

```
am=[cri -cri 0 0 0 0 0;-cri cri+3 -3 0 0 0 0;0 -3 6 -3 0 0 0;0 0 -3 6 -3 0 0 0 0 -3 6 -3 0;0 0 0 0 -3 6 -3 0]
```

0000-33];

```
cil=input('Digite o cilindro:');
```

```
x=zeros(7,701);
```

```
w=wc*2*pi/60;
```

```
for k=1:16
```

for al=1:720

prov(k,al)=exp(i*k*pi*al/360);

end;

```
xm(k)=max(prov(k,:));
```

end;

for $R=1, 10,$

1800 [-, -]

for $t \in [0, 1]$

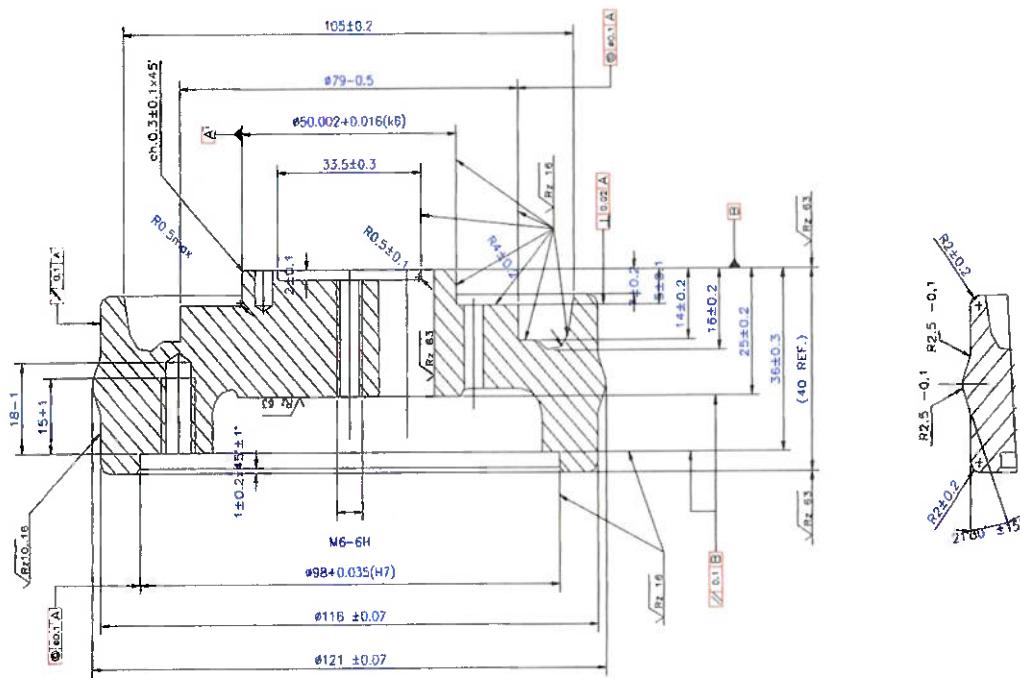
```
equa=inv(~J*(w(t)*k)^2+(am*w(t)*k*i)+K);
x(:,t)=equa*fase*conj(A(k,t));
y(k,t)=x(cil,t)*xm(k);
z(k,t)=x(cil+1,t)*xm(k);
end;
end;
```

%Gráfico de ângulo x rotação para o cilindro e ordem escolhidos

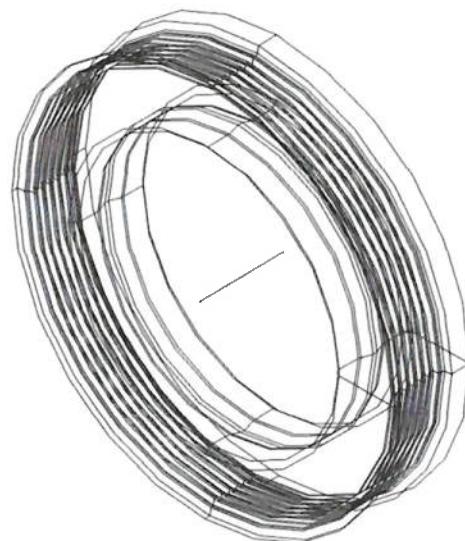
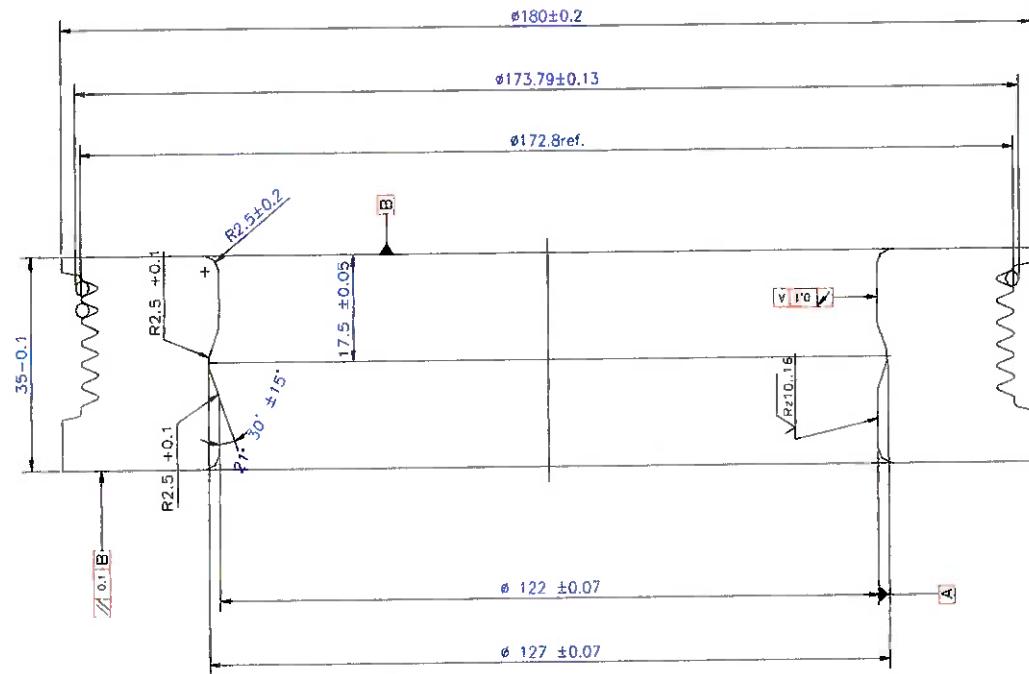
```
plot(wc,abs(sum(y)-sum(z))*180/pi,'r');grid
xlabel('Rotação do motor (rpm)');
ylabel('Ângulo de vibração(graus)');
title('Gráfico de Ângulo de Vibração');
```

22. ANEXO 6

DESENHO DO COMPONENTE INTERNO DO ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES TORCIONAIS (CUBO)



**DESENHO DO COMPONENTE EXTERNO DO ABSORVEDOR DINÂMICO DE
VIBRAÇÕES TORCIONAIS (ANEL)**



23. ANEXO 7

