

# Medição de Vibração Torcional em Laminadores Siderúrgicos

Evaldo Khater, Dr. - Departamento de Engenharia Mecânica  
FUNREI - São João del Rei/MG khater@funrei.br

## RESUMO

Os sistemas de acionamento de laminadores são componentes críticos do processo siderúrgico. São sistemas complexos e de grande porte, manipulando grandes quantidades de energia mecânica sob regimes altamente dinâmicos. Isto se deve aos altos valores de torques transmitidos, a elevados fatores de sobrecargas dinâmicas e à introdução de equipamentos mais rápidos e compactos. Neste sentido, o estabelecimento de um diagnóstico das condições de funcionamento de uma máquina a partir de parâmetros medidos, tais como: vibração, temperatura, ruído, potência absorvida, etc., vem se tornando mais importante, à medida em que aumentam as exigências quanto ao seu desempenho (velocidades de rotação mais elevadas, esforços dinâmicos mais importantes, etc.) e, ao mesmo tempo almeja-se uma economia sempre maior de materiais de construção mecânica. Tal diagnóstico visa permitir a previsão de panes ou funcionamento precário da máquina e, assim, contribuir decisivamente para a otimização de novos projetos e das atividades de manutenção. Uma máquina em funcionamento emite numerosos sinais sintomáticos de suas condições funcionais e o problema consiste em, a partir destes sinais, estabelecer um diagnóstico. Entre as informações fornecidas por uma máquina, as vibrações são de grande interesse, pois são diretamente ligadas aos movimentos, são localizáveis e se transmitem rapidamente.

## 1 - Introdução

A partir dos anos 80 a pesquisa em sistemas rotativos tornou-se, no meio acadêmico, uma preocupação. Até então esta era tratada somente em motores alternativos e eixos de navios através de otimizações empíricas dos parâmetros no sentido de atenuar ou eliminar excitações vibratórias torcionais. Estas técnicas são hoje conhecidas por controle passivo. As máquinas eram de grande porte, pesadas, lentas e exigiam alterações no projeto para a adaptação da nova forma que na maioria das vezes adicionara massas ou inércias ao sistema original, ou ainda impunham um superdimensionamento aos eixos que transmitem torque tornando-as ainda mais pesadas e lentas, comprometendo assim o rendimento e a qualidade das máquinas com conseqüente aumento dos custos operacionais e queda da produtividade.

A nova preocupação acadêmica surgiu em virtude da exigência de uma tecnologia moderna, com o advento da informática propiciando enormes e rápidos avanços nos diversos segmentos tecnológicos tais como periféricos da indústria informática, aero-espacial e comunicações. Estes avanços provocaram praticamente uma avalanche de desenvolvimento das demais áreas, alterando inclusive o perfil tradicional da Mecânica o que, aliado aos conhecimentos de outras áreas como por exemplo a eletrônica, definiu uma nova linha para a Mecânica hoje denominada Mecatrônica.

Esta evolução imediatamente contribuiu com o aperfeiçoamento do desempenho de equipamentos originalmente puramente mecânicos como, nas aplicações automotivas, transmissões inteligentes ou suspensões ativas, que hoje são bastante conhecidas apesar de ainda não serem encontradas nos veículos de uso cotidiano. Outros novos sistemas começam a surgir como as estruturas inteligentes que envolvem o uso de atuadores piezoelétricos ou sistemas eletro-magnéticos. Os novos conhecimentos da Mecânica trouxeram grandes benefícios no aperfeiçoamento dos sistemas mecânicos assegurando melhor desempenho, com sistemas mais leves e maiores velocidades, desenvolvendo sistemas controlados eletronicamente com a denominação de controles ativos. A evolução das sub-áreas no entanto

não se faz por igual, dependendo muitas vezes da atração que determinadas linhas de pesquisas exercem sobre as instituições.

A análise e o controle de vibrações torcionais em sistemas rotativos encontram-se nesse meio. Apesar de representar uma importante ferramenta para a análise e diagnósticos de sistemas rotativos, a vibração torcional constitui uma linha ainda praticamente não explorada, tanto no país como no exterior, onde todo o trabalho de viabilidade das soluções técnicas ainda necessita ser feito.

Dentre as pesquisas realizadas a partir da década de 80 é marcante a participação de pesquisadores japoneses no sentido de atender às necessidades tecnológicas da indústria local, principalmente nos setores siderúrgico e automobilístico. Contudo, em geral as pesquisas têm desenvolvimentos isolados, isto é, estudos de casos específicos e sem continuidade. O avanço lento das pesquisas em vibrações torcionais se dá principalmente pelas dificuldades de transmissão e coleta dos sinais próprios de eixos girantes devido à deficiência de instrumentação até o momento desenvolvida.

## 2 – Fundamentos Teóricos sobre a Vibração Torcional

Um disco circular é preso à extremidade de uma barra, cujo eixo geométrico passa pelo centro do disco e é perpendicular ao plano deste. Quando a extremidade da barra é presa rigidamente, o dispositivo denomina-se pêndulo de torção. Se determinado momento externo fizer girar em torno do eixo geométrico, de modo a torcer o eixo, sendo depois liberado, o disco efetuará uma rotação oscilatória em torno do eixo geométrico, denominada vibração torcional.

Chamando de  $I$  o momento de inércia do disco em relação ao eixo de rotação e  $\theta$  o ângulo de rotação medido a partir da posição de equilíbrio, a equação diferencial do movimento será:

$$I\ddot{\theta} = T \quad (1.1)$$

onde  $T$  é o torque, em relação ao eixo geométrico, das forças externas que atuam sobre o disco, sendo necessário considerar apenas a reação elástica do eixo sobre o disco. Dentro do limite elástico do material do eixo, esse torque é proporcional ao ângulo de torção  $\theta$ , podendo escrever:

$$T = -k_t\theta \quad (1.2)$$

onde  $k_t$  é denominada constante de rigidez torcional do eixo, e representa o torque necessário para produzir um ângulo de torção igual a um radiano. O sinal negativo indica que, para a rotação do disco no sentido positivo, o eixo exerce sobre o disco um conjugado de reação elástico  $T$  em sentido contrário. No caso de um eixo cilíndrico, a relação entre o momento de torção e o ângulo de torção é dada por:

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad (1.3)$$

onde  $L$  é o comprimento do eixo,  $G$  o módulo de elasticidade ao cisalhamento e

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (1.4)$$

é o momento de inércia polar da seção transversal circular do eixo. Comparando as expressões 1.2 e 1.3 conclui-se, que no caso de um eixo de seção circular,

$$k_t = \frac{GJ}{L} \quad (1.5)$$

Substituindo 1.2 em 1.1, tem-se

$$I \ddot{\theta} = -k_t \theta \quad (1.6)$$

então

$$\ddot{\theta} = -\frac{k_t}{I} \theta \quad (1.7)$$

mas,

$$\frac{k_t}{I} = \omega_n^2 \quad (1.8)$$

que representa a freqüência natural do sistema, logo,

$$\ddot{\theta} + \omega_n^2 \theta = 0 \quad (1.9)$$

A solução geral desta equação diferencial pode ser escrita sob a forma:

$$\theta = C_1 \cos \omega_n t + C_2 \sen \omega_n t \quad (1.10)$$

onde  $C_1$  e  $C_2$  são constantes arbitrárias.

Em situações práticas, encontram-se freqüentemente dois corpos (discos) de revolução presos às extremidades de um eixo, sobre mancais, conforme a figura abaixo.

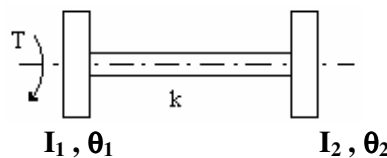


Fig. 1 - Eixo com dois discos de revolução

Aplicando aos corpos dois torques iguais e contrários, o eixo sofre torção e, se os torques forem retirados repentinamente os corpos vibrarão torcional e livremente a uma certa freqüência natural. Desprezando os atritos nos mancais, verifica-se que os dois corpos, durante essas vibrações, estarão sempre girando em sentidos opostos, i.é., a quantidade de movimento angular do sistema, em relação ao eixo de rotação, no instante inicial, é nula, porque os discos estão em repouso. O momento das forças externas, em relação ao mesmo

eixo, será nulo desde que os centros de gravidade dos discos estejam sobre o eixo de rotação. Neste caso o coeficiente de variação da quantidade de movimento angular do sistema, em relação à linha de centro do eixo, deve ser nulo. Portanto, se inicialmente era nula essa quantidade de movimento angular, continuará nula, condição que só pode ser satisfeita se os discos estiverem em repouso ou em movimento sempre em sentidos contrários. Se  $I_1$  e  $I_2$  forem os momentos de inércia dos discos,  $\dot{\theta}_1$  e  $\dot{\theta}_2$  as velocidades angulares no instante  $t$ , a quantidade de movimento angular do sistema em relação ao eixo de rotação, para ser nula, exige que:

$$I_1\dot{\theta}_1 + I_2\dot{\theta}_2 = 0 \quad (1.11)$$

logo,

$$\frac{\dot{\theta}_1}{\dot{\theta}_2} = -\frac{I_2}{I_1} \quad (1.12)$$

isto é, as velocidades angulares são de sinais opostos e inversamente proporcionais aos momentos de inércia dos respectivos discos. Os deslocamentos angulares dos discos de suas posições de equilíbrio estão na mesma relação que suas velocidades angulares. Daí decorre que deve existir uma seção transversal do eixo que não sofre deslocamento angular durante essas vibrações, conhecida como seção transversal neutra do eixo ou simplesmente nó. Portanto, o nó ficará à distâncias dos discos inversamente proporcionais aos seus momentos de inércia. As distâncias que determinam a posição do nó, podem ser obtidas pela condição de que devem ser iguais os períodos de oscilação das duas partes do sistema. A frequência natural desse sistema é determinada por:

$$w_n = \sqrt{k_t \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2}} \quad (1.13)$$

A equação da frequência natural de um sistema com  $g$  graus de liberdade é da forma:

$$w_n^{2g} + b_{2g-1}w_n^{2g-1} + \dots + b_{2g-2}w_n^{2g-2} + \dots + b_1w_n + b_0 = 0 \quad (1.14)$$

As raízes da equação 1.14 são, em geral, complexas apresentando pares conjugados e, cada um desses pares corresponde a um modo natural de vibração.

Para determinar estas frequências naturais, pode-se recorrer a:

- a) métodos numéricos convencionais, que requerem a determinação prévia do modelo matemático;
- b) métodos que dispensam o cálculo dos coeficientes da equação, entre os quais, o método de Holzer;
- c) método da matriz de transferência que é uma extensão do método de Holzer, utilizando a álgebra matricial, calculando além da frequência natural, a velocidade crítica e os modos de vibração;

d) métodos experimentais utilizando o sinal de saída como referência e aplicando a transformada rápida de Fourier (FFT).

### 3 – Metodologia Utilizada

Os eixos quando transmitem torque, agem como molas torcionais, além da flexão. Quando há variação cíclica no torque transmitido podem aparecer vibrações torcionais forçadas que, dependendo das frequências naturais do sistema poderão causar ressonância, caso em que o eixo poderá oscilar em amplitudes suficientemente elevadas para produzir falhas ou comprometer a qualidade no processo de fabricação.

Para a medição em questão, uma ponte completa de extensômetros elétricos foi instalada no elemento elástico, cujos sinais elétricos são transmitidos por contato através de anéis e escovas coletoras, já amplificados, e o circuito eletrônico gira solidário ao eixo flexível.

#### 3.1 – Instrumentação Implementada

Foram utilizados quatro extensômetros elétricos instalados no eixo flexível em arranjo de ponte completa de Wheatstone, de modo que dois extensômetros opostos sofrem tração e, os outros dois sofrem compressão.

Para o arranjo em questão a saída dos sensores foi transmitida já amplificada com um ganho A através de um circuito eletrônico embarcado no eixo monitorado, podendo-se afirmar que a tensão de saída é:

$$V_{out} = k\varepsilon V_{in} A \quad (3.1)$$

Após a preparação adequada da superfície do elemento elástico foram colados dois pares ortogonais, diametralmente opostos, de extensômetros, formando 45° com a geratriz. Os extensômetros são da marca KYOWA, modelo KFG-2-350-D2-11, indicados para cisalhamento.

Valores específicos da ponte:

$$K = 2,11 \pm 1\%$$

$$R = 350,9 \pm 1,5\Omega$$

$$V_{in} = 6 \text{ V}$$

$$A = 1000$$

Os extensômetros localizados no meio do eixo têm o sinal elétrico associado à torção e amplificado antes da transmissão. Isso se dá através da utilização do amplificador de instrumentação montado no circuito embarcado no eixo. O sinal que sai do extensômetro passa pelo amplificador, o qual manda para o conversor A/D o sinal do extensômetro multiplicado por 1000. O elevado valor de amplificação se deve à pequena magnitude de deformação que, caso contrário, certamente teria o sinal superposto aos ruídos gerados pela instrumentação. Um computador recebe os dados de uma placa de aquisição de sinais, que possui entradas e saídas analógicas e digitais.

### 3.2 – Transmissão dos sinais

A transmissão de sinais foi feita por contato entre anéis e escovas, que apresenta o inconveniente do ruído causado pela variação das resistências de contato que, sendo quase periódico, pode ser confundido com fontes cujas frequências traduzem o comportamento dinâmico do sistema. Para diminuir o ruído são convenientes algumas precauções sugeridas em Khater, 1992. Uma importante providência é a utilização do circuito embarcado com transmissão do sinal previamente amplificado. A ponte de extensômetros foi alimentada por uma tensão DC, regulada para 6V.

### 3.3 – Ajuste e Calibração da Ponte

Foi adotado o seguinte procedimento para o ajuste da ponte:

- a) Medir as resistências elétricas dos extensômetros com o circuito desligado e comparar com os valores indicados;
- b) verificar as tensões de alimentação;
- c) equilibrar a ponte;
- d) anular “off-set” de saída;
- e) ajustar o ganho.

### 3.4 - Análise das Unidades do Deslocamento Torcional

O sinal de saída da ponte informa o nível de vibração torcional em unidades elétricas, ou seja, volts. A fim de transformar o deslocamento torcional em unidades do Sistema Internacional, radianos, ou mesmo em unidades usuais como medida de graus, torna-se necessária uma conversão da unidade do sinal original. Esta conversão é feita com base na teoria da resistência dos materiais, dados de projeto e instrumentação da ponte de extensômetros (Khater,1992). Assim,

$$T = \frac{2EJ_p}{D(1+\nu)kV_{in}A} V_{out} \quad (3.2)$$

de acordo com a Equação 1.2,

$$T = k_t \theta$$

logo, chega-se a:

$$\theta = \frac{2EJ_p}{D(1+\nu)kV_{in}Ak_t} V_{out} \quad [\text{rad}] \quad (3.3)$$

onde:

E: módulo de elasticidade linear do aço;

$J_p$ : momento de inércia polar da seção transversal do eixo flexível;

D: diâmetro externo do eixo flexível;

$\nu$ : coeficiente de Poisson;

k: fator de sensibilidade do extensômetro (gage factor);

$V_{in}$ : tensão de alimentação da ponte;

A: ganho do sinal da ponte;  
 $k_t$ : constante de rigidez torcional do eixo flexível;  
 $V_{out}$ : tensão de saída da ponte.

Foi monitorado o eixo que transmite torque do motor elétrico para a caixa de pinhões e que apresenta as seguintes dimensões:

Comprimento: 2430mm;

Diâmetro externo: 560mm (aproximadamente);

Diâmetro interno: 32mm (aproximadamente);

Verificou-se que o eixo apresenta variações de diâmetros (interno e externo) ao longo do seu comprimento. O diâmetro interno foi medido pela Acesita, utilizando ultrasom.

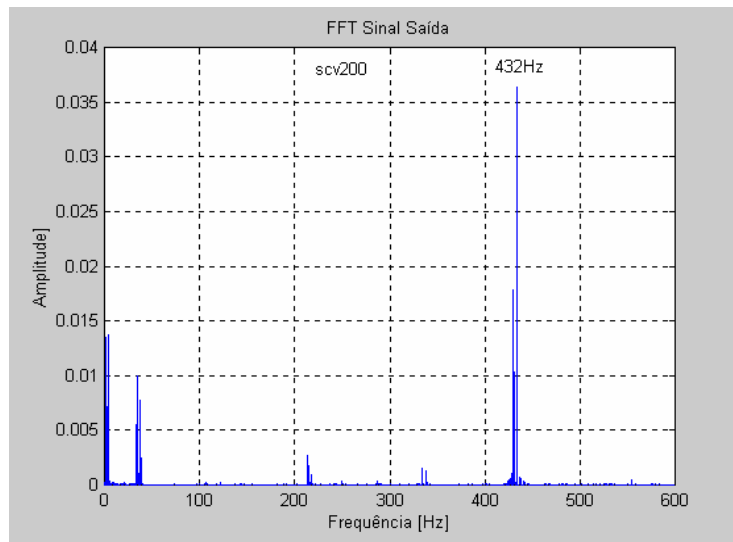
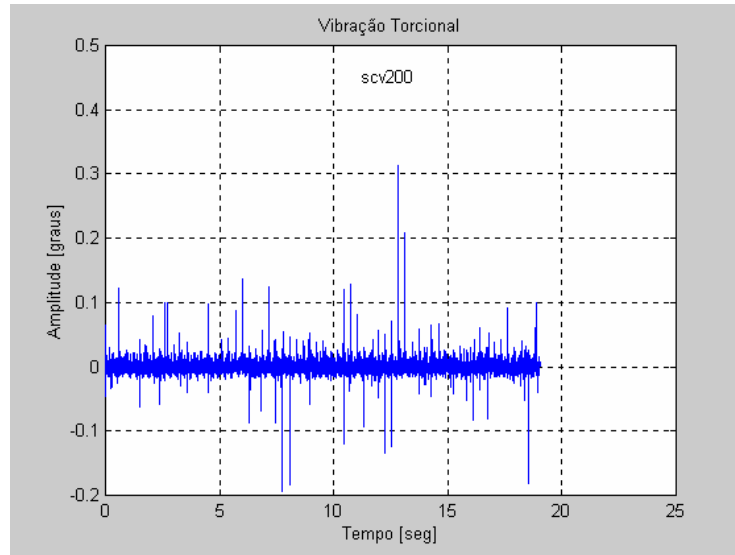
Empregando-se as constantes recomendadas para o aço, pode-se obter:

$$\theta = 0.0793V_{out} \text{ [graus]} \quad (3.4)$$

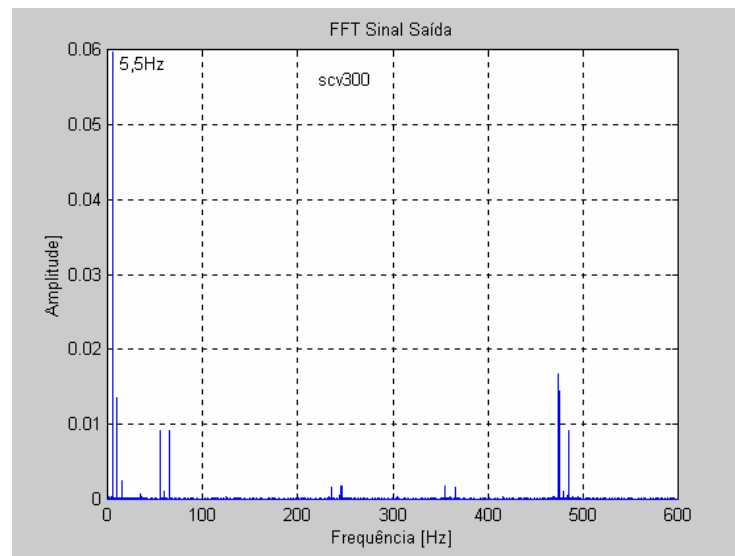
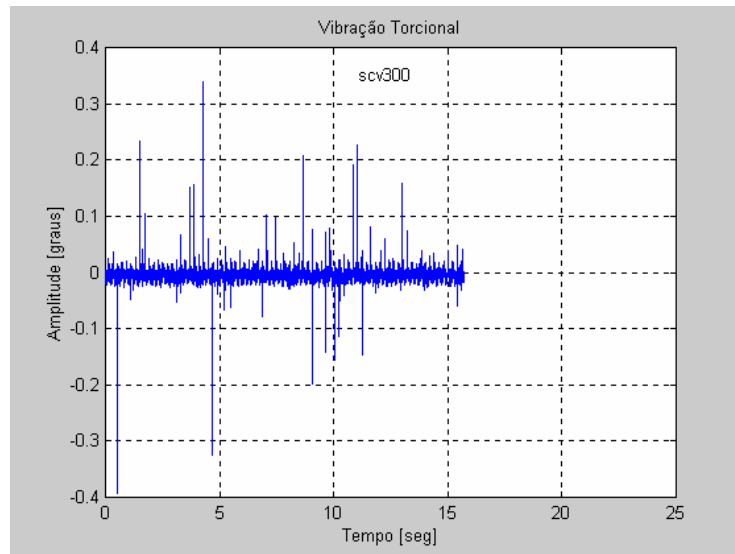
## 4- RESULTADOS

### 4.1- Primeiro teste: Sem carga

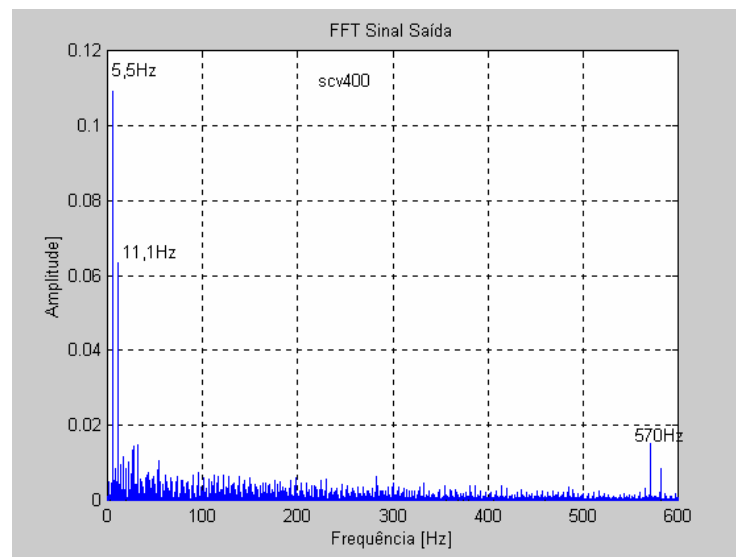
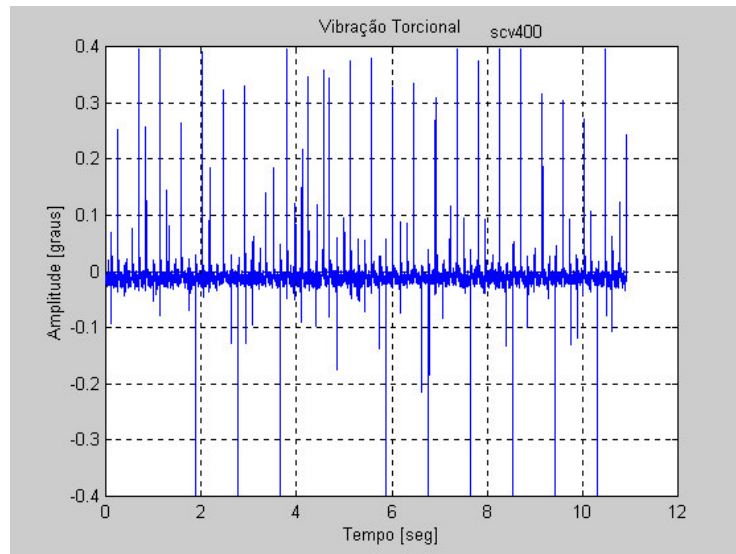
1ª medida: sem carga a 200rpm (3,75Hz)



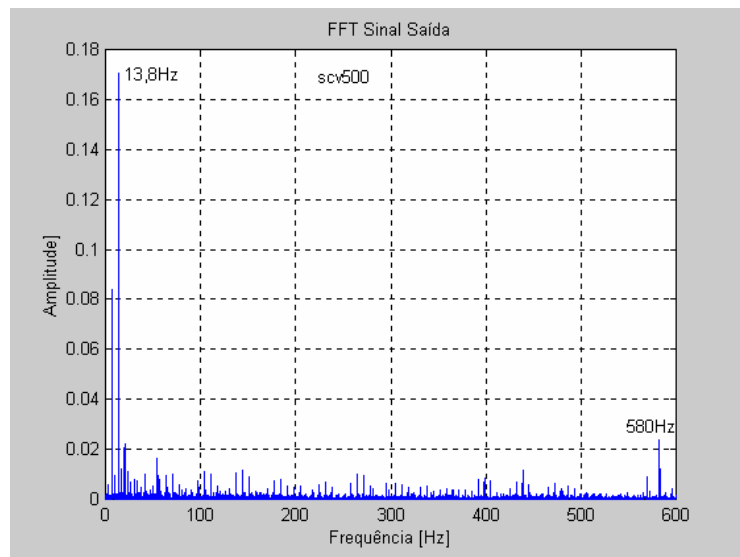
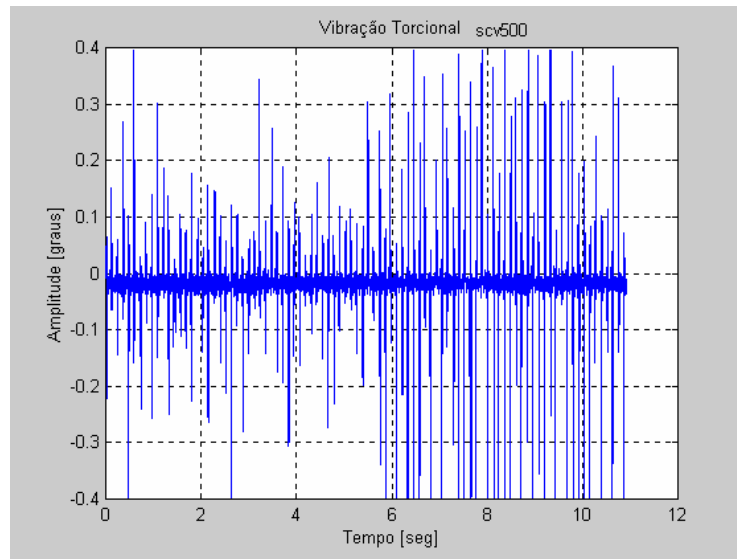
2ª medida: sem carga a 300rpm (5,5Hz)



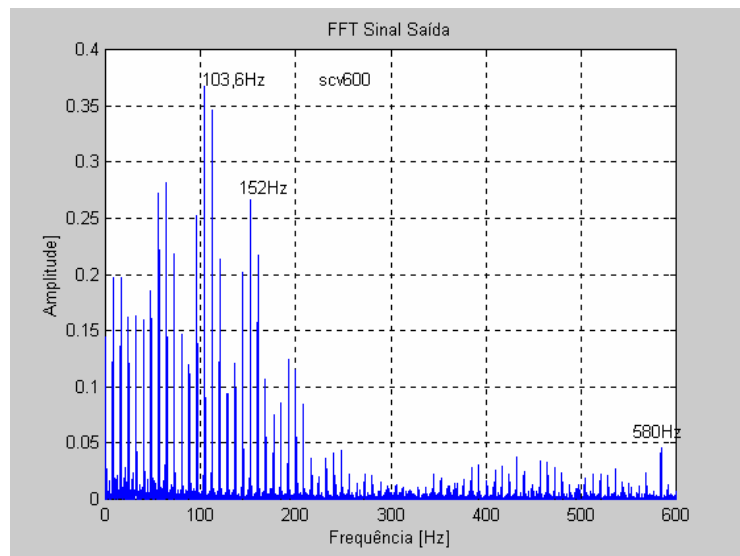
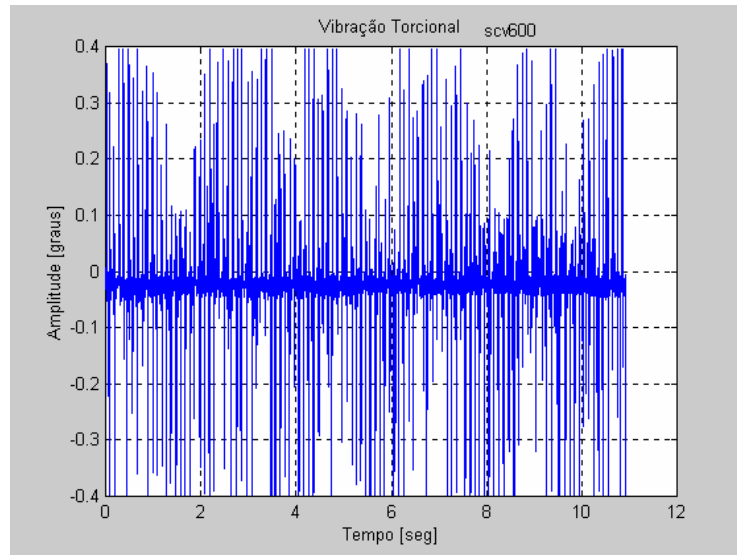
3ª medida: sem carga a 400rpm (6,75Hz)



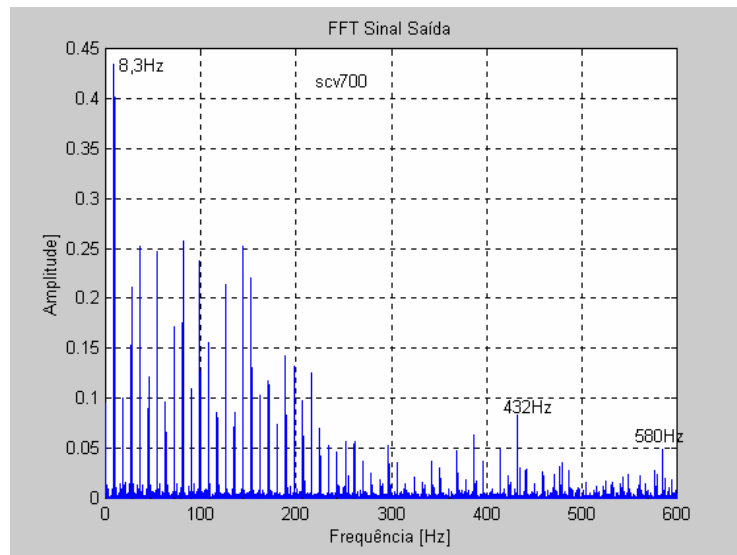
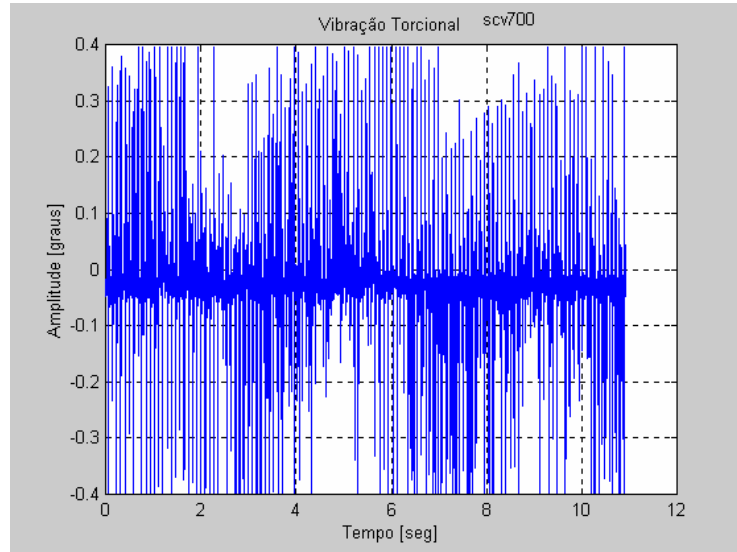
4ª medida: sem carga a 500rpm (8,4Hz)



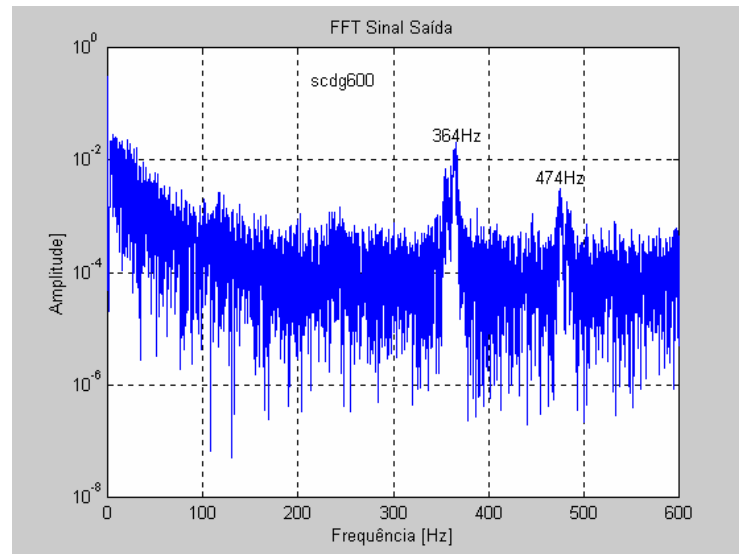
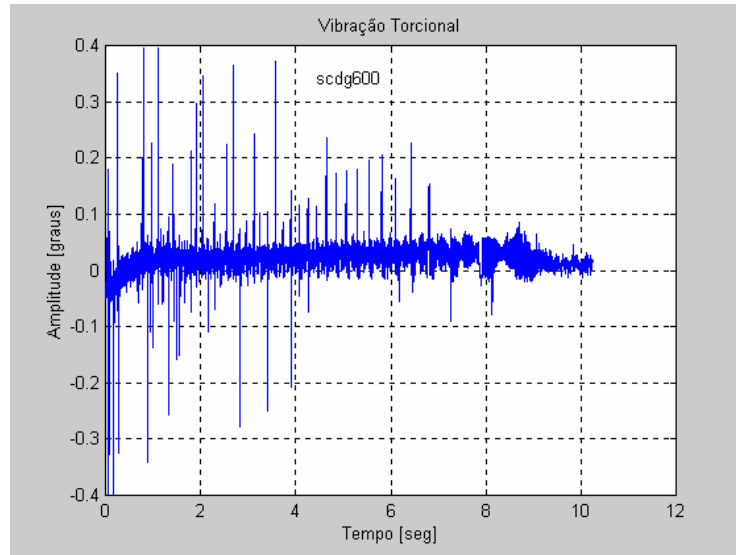
5ª medida: sem carga a 600rpm (10Hz)



6ª medida: sem carga a 675rpm (11,25Hz)

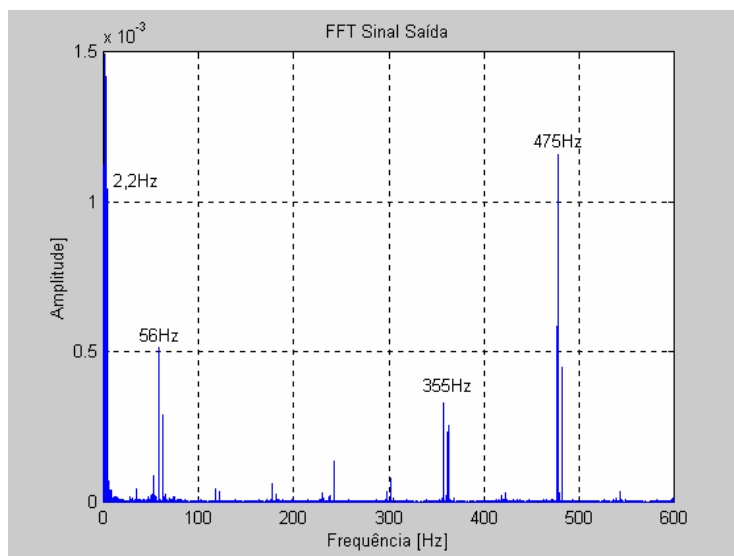
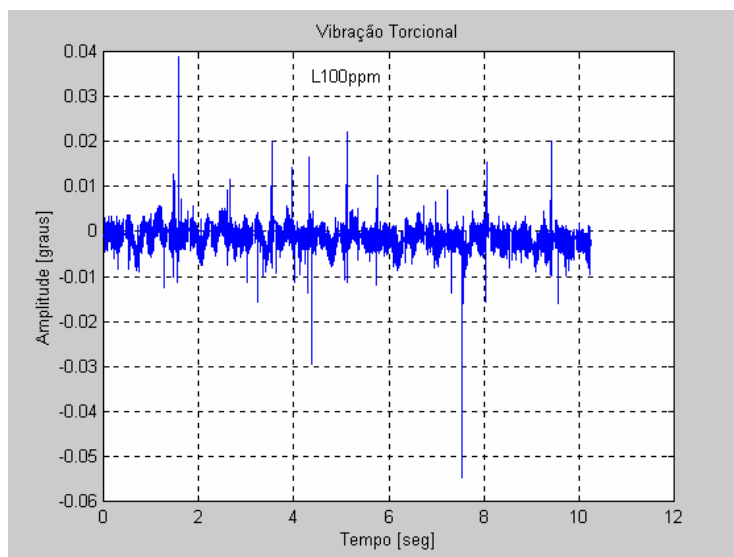


7ª medida: sem carga a 600rpm (10Hz) em vibração livre (degrau)

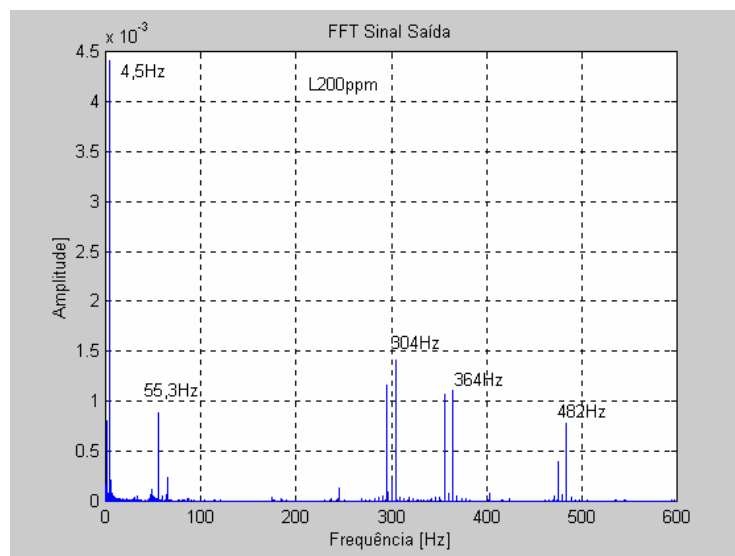
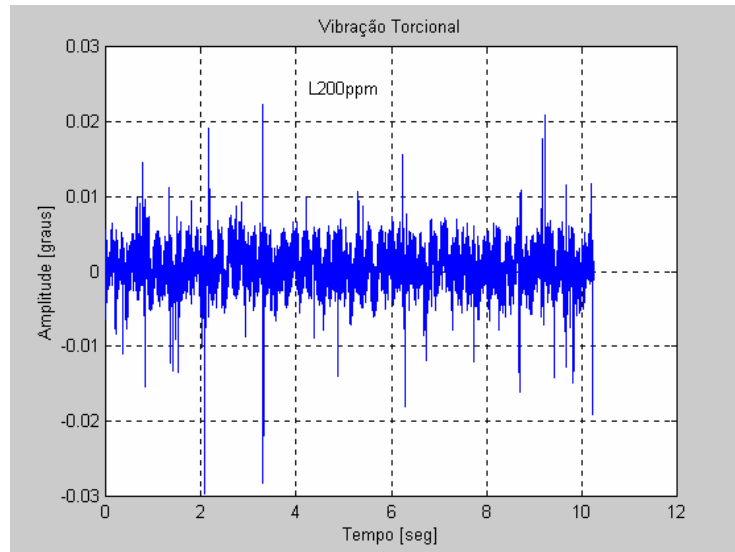


## 4.2- Segundo teste: Laminando Bobina1

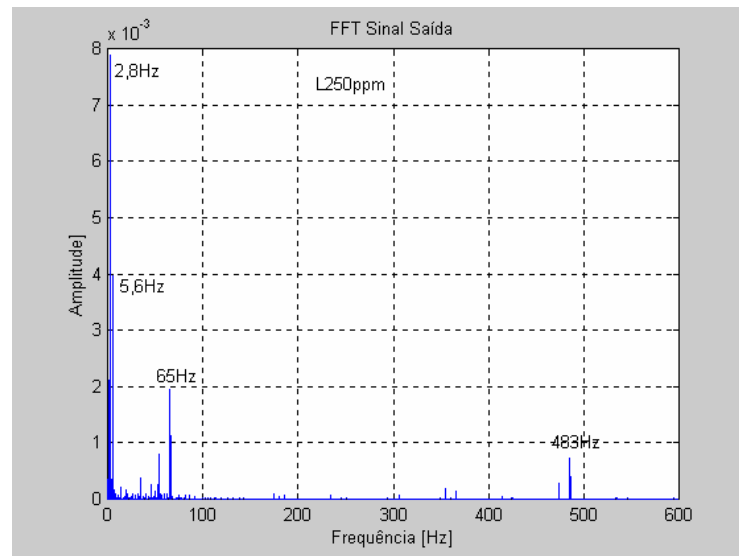
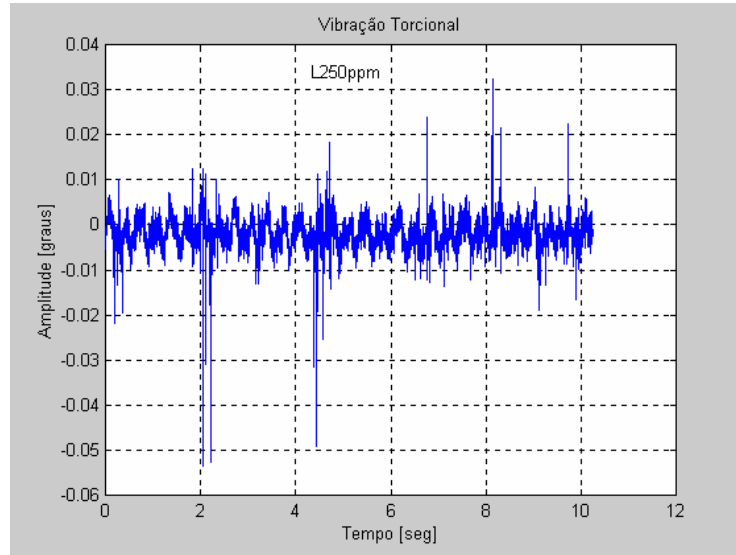
1ª medida: 2º passo a 100mpm – 132rpm (2,2Hz)



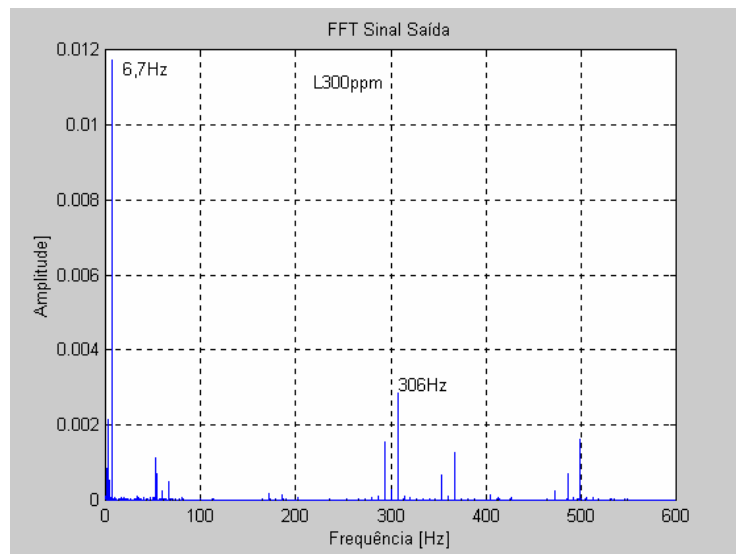
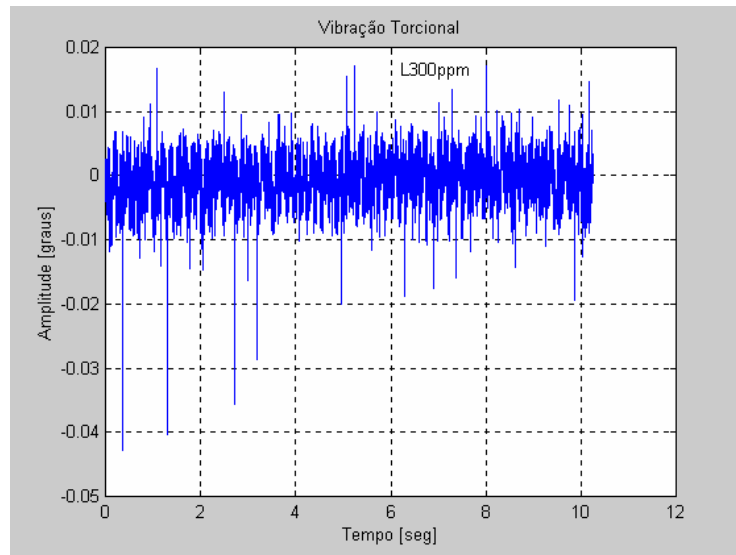
2ª medida: 2º passo a 200mpm – 268rpm (4,5Hz)



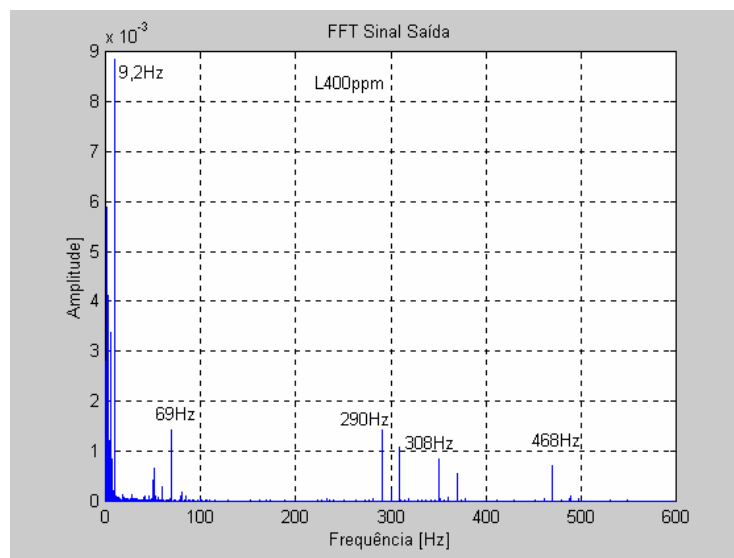
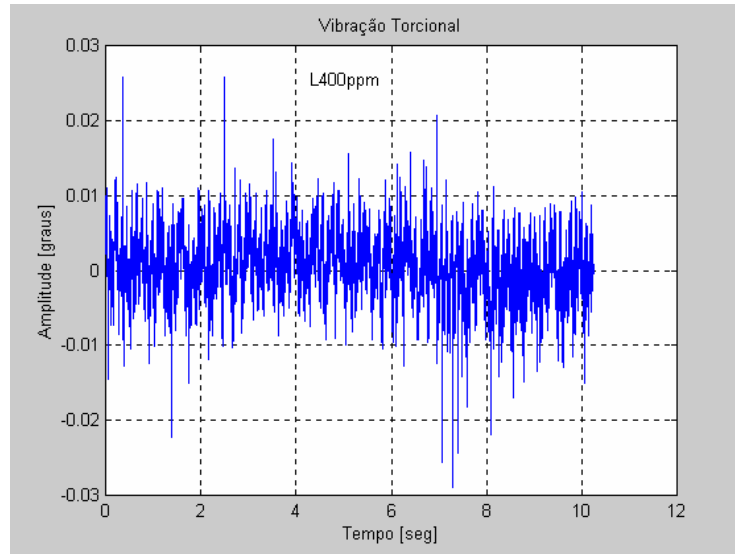
3ª medida: 3° passo a 250mpm – 342rpm (5,7Hz)



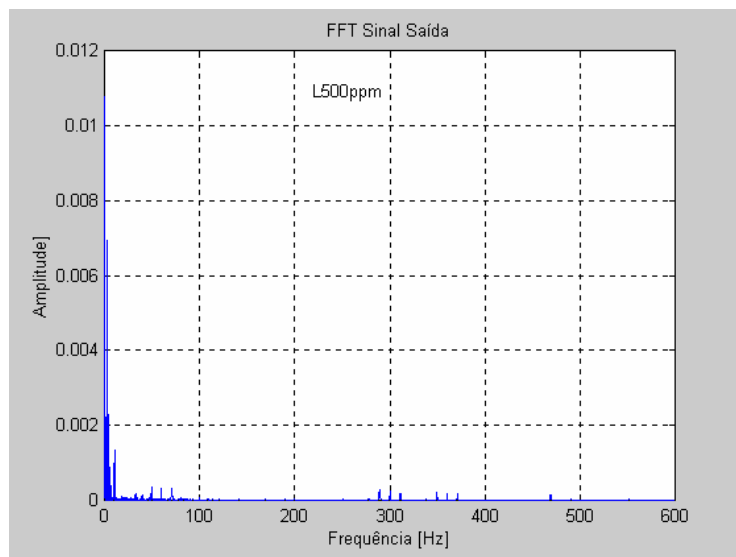
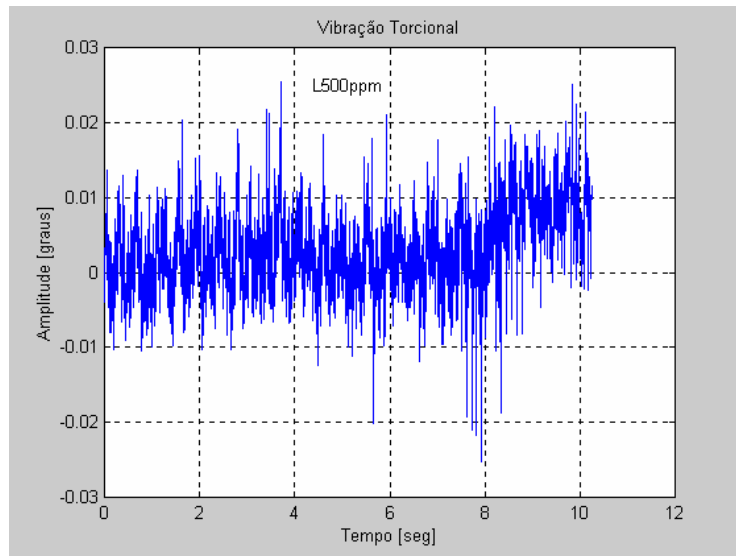
4ª medida: 2º passo a 300mpm – 404rpm (6,7Hz)



5ª medida: 5° passo a 400mpm – 552rpm (9,2Hz)

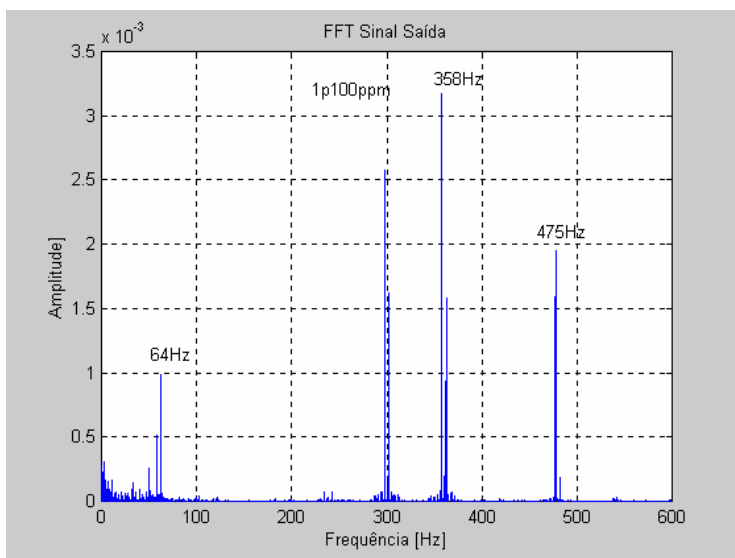
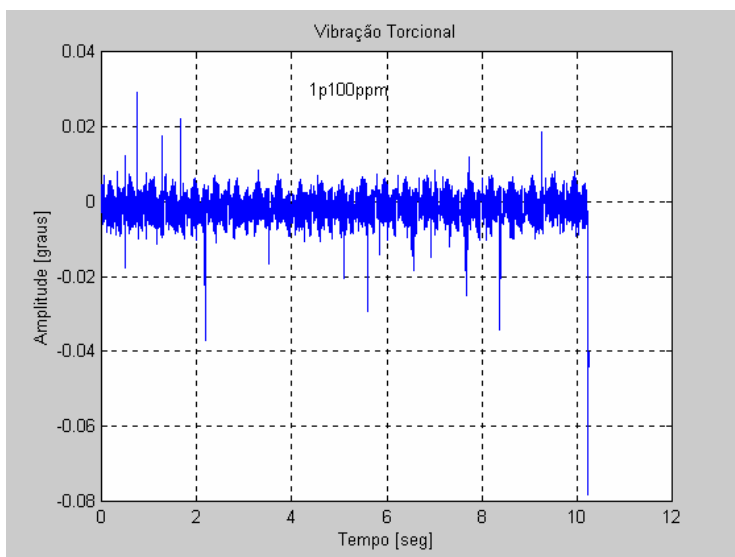


6ª medida: 7º passo a 500mpm – 570rpm (9,5Hz)

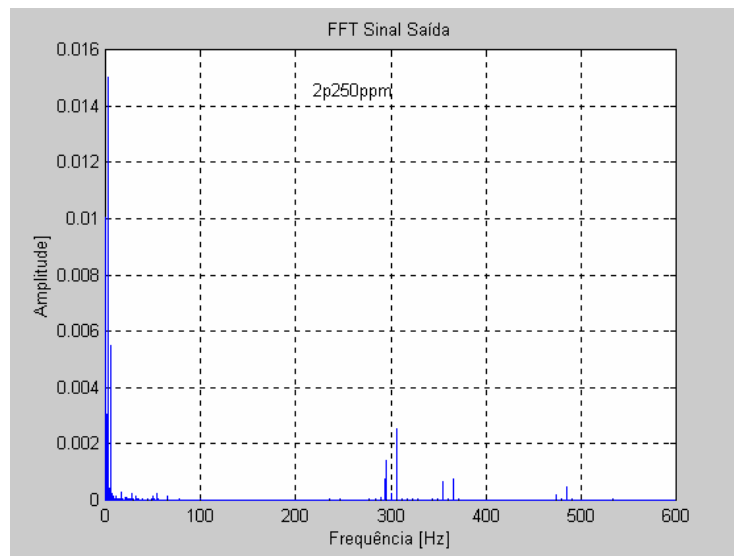
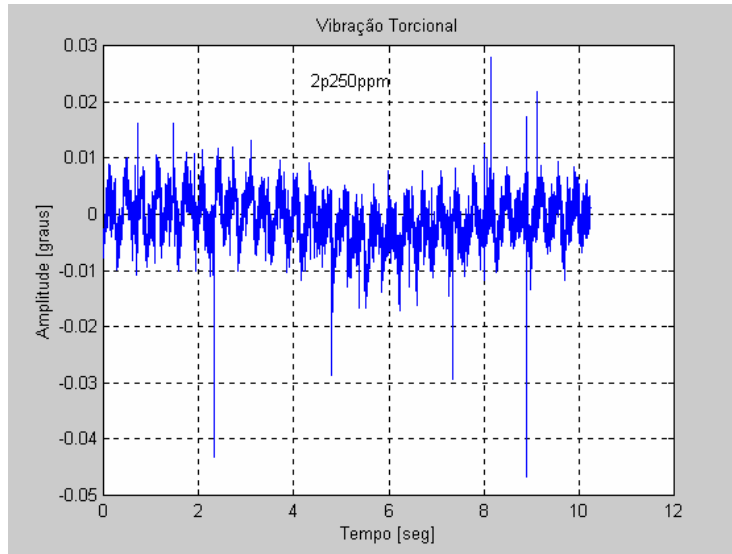


### 4.3- terceiro teste: Laminando Bobina2

1ª medida: 1° passo a 100mpm – 135rpm (2,25Hz)

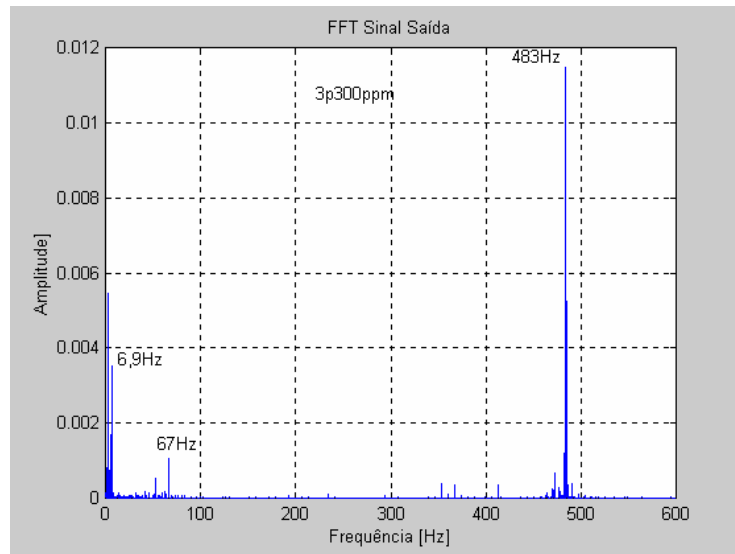
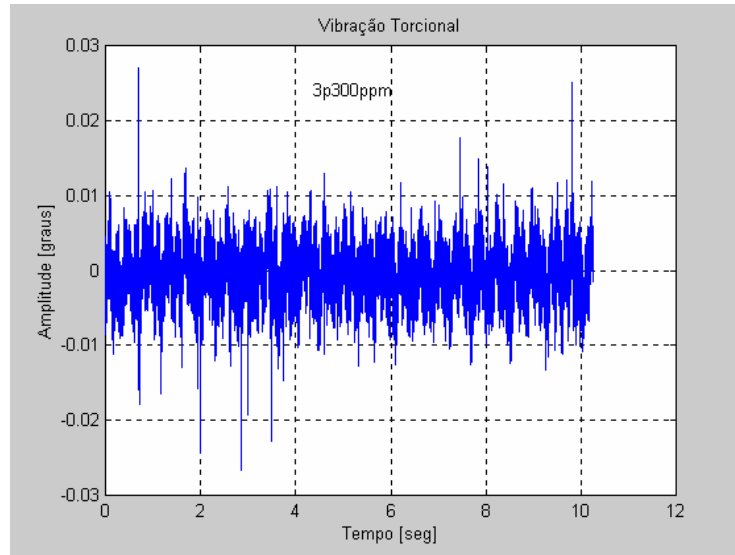


2ª medida: 1º passo a 250rpm – 335rpm (5,6Hz)

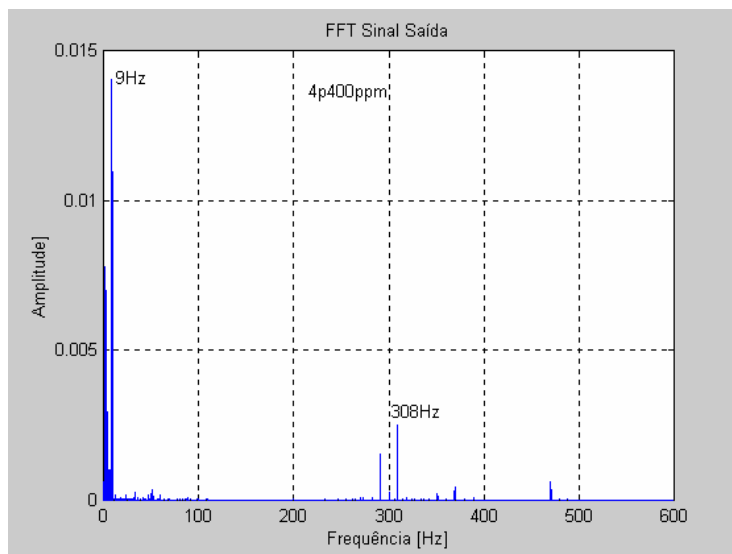
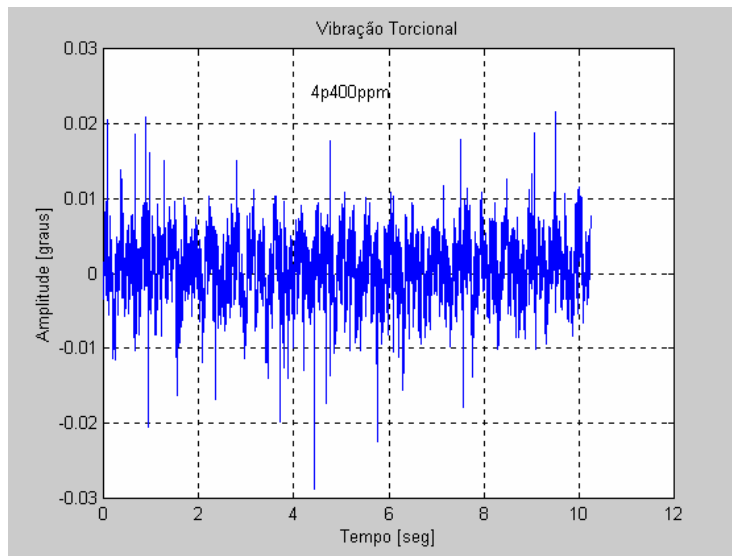


3ª medida: 3° passo a 300mpm – 413rpm (6,9Hz)

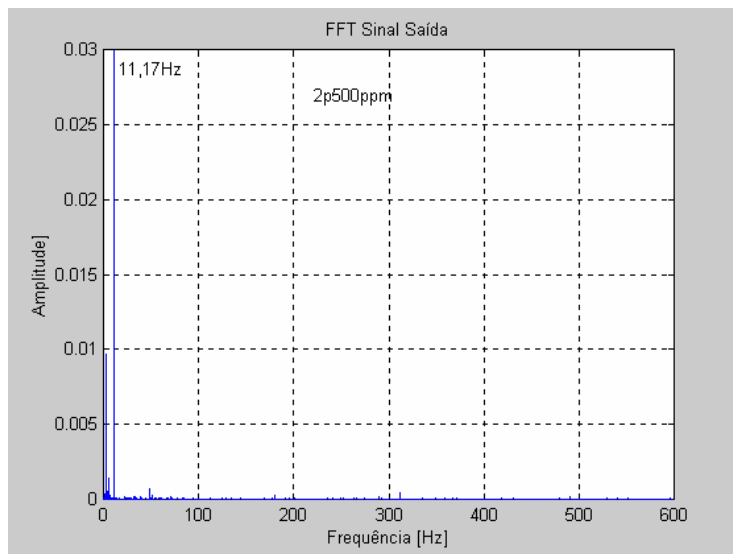
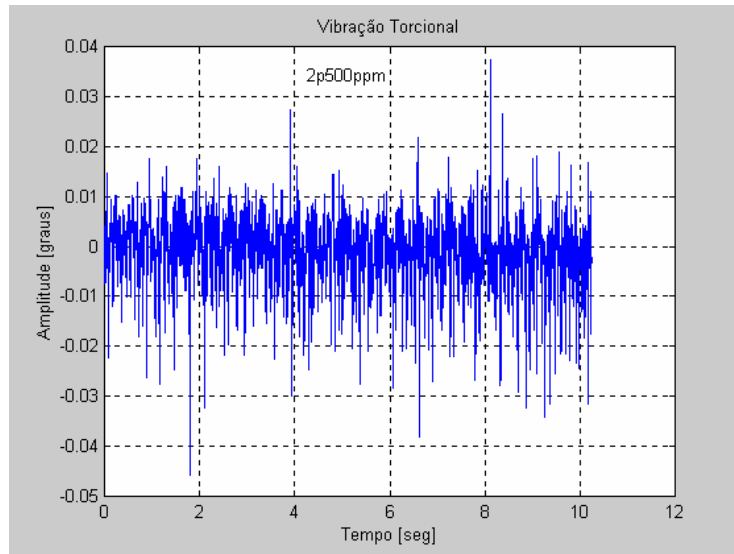
•



4ª medida: 4° passo a 400mpm – 540rpm (9Hz)



5ª medida: 2º passo a 500mpm – 670rpm (11,17Hz)



## 5 – CONCLUSÕES

Com o desenvolvimento de mecanismos providos de altas velocidades e maior complexidade dinâmica a medição de vibração torcional nos sistemas rotativos torna-se cada vez mais uma condição necessária para o seu diagnóstico, embora os recursos técnicos de instrumentação sejam ainda bastante escassos. Espera-se que novas pesquisas sejam desenvolvidas dando seguimento às técnicas de monitoração de sistemas rotativos.

#### 5.1- Freqüências naturais

As freqüências naturais foram determinadas a partir do sinal de vibração torcional livre com excitação degrau. Os valores mais importantes situam em torno de 360 Hz e 475 Hz. Os valores das freqüências variam de acordo com a condição de operação do laminador, indicando presença de não linearidades do sistema. Outras freqüências que merecem destaque são: 110Hz, 245Hz e 580Hz. A freqüência de cerca de 300Hz, apesar de tão evidenciada nos resultados, não apresenta característica de freqüência natural do sistema quando opera sem carga. Possivelmente, algum componente não ligado rigidamente ao sistema, pode excitar esta freqüência quando o laminador opera com carga, de modo que este componente passa a influenciar flutuação de torque nesta freqüência.

#### 5.2- O laminador operando sem carga: 1° teste

As maiores amplitudes de vibração torcional, ocorreram com o laminador operando sem carga e as amplitudes aumentam com o aumento da velocidade do acionamento (motor elétrico), atingindo valores máximos em torno de 0,4°. Várias freqüências foram excitadas até 50Hz, devido provavelmente, aos harmônicos e sub-harmônicos da freqüência fundamental de rotação e excitações não lineares, evidenciando possivelmente, a presença de “backslash” dos pinhões.

#### 5.3- Laminando Bobina1: 2° teste

Quando o laminador se encontra em regime de produção, as amplitudes de vibração torcional diminuem. Isto pode ser devido a um melhor ajuste da cadeia de cilindros. Nesta condição observou-se que as maiores amplitudes ocorreram em:

5° passo: 400mpm a 552rpm

7° passo: 500mpm a 570rpm

as freqüências mais excitadas foram por volta de 300 a 470Hz.

#### 5.4- Laminando Bobina2: 3° teste

As amplitudes de vibração torcional foram semelhantes às mencionadas no 2° teste. As maiores amplitudes ocorreram em:

2° passo: 250mpm a 335rpm e freqüências entre 300 e 480Hz

3° passo: 300mpm a 413rpm e freqüência em torno de 480Hz

2° passo: 500mpm a 670rpm e freqüência de aproximadamente 11,17Hz, correspondendo à freqüência do acionamento.

## Referências

Allen, E. H., Chapman, J. W., Ilic, M. D. Effects of torsional dynamics on nonlinear generator control. *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, v. 4, n. 2, p. 125-140, march 1996.

Cardinali, Rodmar. *Controle de vibração torcional pelo acoplamento de uma inércia através de uma embreagem eletromagnética*. Campinas: Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP, 1987. 96 p. Tese (Mestrado).

Fujisawa, F., Segawa, Y., Shiga, M. Prevention of torsional vibration in fan motor shaft systems with multiblade fans (2nd report: Effect of making the shaft system symmetrical on vibration reduction). *Bulletin of the JSME*, v. 22, n. 171, p. 1299-1306, september 1979.

Furuya, Y., Seto, K., Yamada, K., Yamanouchi, M. Influence of torsional vibrations of a gear train system on the load. *Bulletin of the JSME*, v. 23, n. 176, p. 300-308, february 1980.

Habib, H., Tawfiq, S. S., Said, W. K. A microprocessor-based time optimal control for reduction of torsional vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 180(1), p. 17-28, 1995.

Habib, R., Habib, H. Microcomputer based variable structure control for reduction of torsional vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 155(3), p. 403-411, 1992.

Inoue, Y., Shibata, T., Fujikawa, T., Takemura, M. Nonlinear torsional vibration in synchronous motor driven systems. *Bulletin of the JSME*, v. 24, n. 197, p. 2003-2012, november 1981.

Kadomukai, Y., Yamakado, M., Nakamura, Y., Murakami, K., Fukushima, M. Reducing vibration in idling vehicles by actively controlling electric machine torque. *JSME International Journal*, v. 38, n. 3, p. 470-477, september 1995.

Kanemitsu, Y. Torsional vibration of rotor coupled by gear coupling. *Bulletin of the JSME*, v. 28, n. 246, p. 3002- 3009, december 1985.

Kashay, A. M., Voelker, F. C., Smalley, A. J. Dynamic shock phenomena in rolling mills. *Trans. ASME Journal of Engineering for Industry*, v. 94, p. 647-659, may 1972.

Kashiwagi, A. Evaluation method of internal damping in torsional vibration of engine shafting. *Bulletin of the JSME*, v. 28, n. 244, p. 2386-2393, october 1985.

Khater, Evaldo. *Acelerômetro angular com circuito embarcado*. Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, 1992. 107 p. Tese (Mestrado).

Khater, E., Nóbrega, E. G. O., Netto, M. L. A. Controle Ativo de vibração torcional em máquinas rotativas. V Simpósio Brasileiro de Redes Neurais, p. 195-198, dezembro 1998.

Khater, E., Nóbrega, E. G. O., Netto, M. L. A. Controle Ativo de vibração torcional em sistemas acionados por motores de corrente contínua. IV CEM-NNE/96, p. 583-588, junho 1996.

Khater, Evaldo. *Controle Ativo de vibração torcional em sistemas rotativos usando redes neurais multicamadas*. Campinas, SP: Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP, 1998. 126 p. Tese (Doutorado).

Khater, Evaldo. *Relatório Sobre Medições da Vibração Torcional no Laminador Sendzimir LB-3 da ACESITA*. Timóteo-MG, Janeiro de 2001.

Koser, K., Pasin, F. Continuous modelling of the torsional vibrations of the drive shaft of mechanisms. *Journal of Sound and Vibration*, 188(1), p. 17-24, 1995.

Nagaya, K., Kojima, H., Ohkawara, K., Kumagai, Y., Ikeda, S. Transient response of torsional feedback servomechanisms with consideration of vibration of shafts. *Journal of Sound and Vibration*, 100(2), p. 155-168, 1985.

Nonami, K., Higashi, M., Totani, T. Torsional vibration control of rotating shaft systems when starting and stopping. *Bulletin of the JSME*, v. 28, n. 245, p. 2715-2722, november 1985.

Ohmae, T., Matsuda, T., Kanno, M., Saito, K., Sukegawa, T. A microprocessor-based motor speed observer for reduction of torsional vibration. *IEEE Trans. on Industry Applications*, v. IA-23, n. 5, october 1987.

Pasricha, M. S., Carnegie, W. D. Diesel crankshaft failures in industry - A variable inertia aspect. *Journal of Sound and Vibration*, 78(3), p. 347-354, 1981.

Pasricha, M. S., Carnegie, W. D. Formulation of the equations of dynamic motion including the effects of variable inertia on the torsional vibrations in reciprocating engines (part 1). *Journal of Sound and Vibration*, 66(2), p. 181-186, 1979.

Segawa, Y., Fujisawa, F., Shiohata, K., Shiga, M. Prevention of torsional vibration in fan motor shaft systems with multiblade fans (3rd report: Method of frequency control using correction weights). *Bulletin of the JSME*, v. 22, n. 171, p. 1307-1313, september 1979.

Takeshita, M., Matsukura, Y., Ishii, A. Estimation of impact input: Torque in rolling mill drive system when material enters the rolls. *Bulletin of the JSME*, v. 24, n. 192, p. 1037-1043, june 1981.

Thomas, C. W., Jewik, H., Stratford, R. P. Torque amplification and torsional vibration in large reversing mill drives. *Iron and Steel Engineer*, p.55-73, may 1969.

Ulsoy, A. G. Vibration control in rotating or translating elastic systems. *Trans. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. v. 106, n. 1, p. 6-14, march 1984.

Yanabe, S. Nonstationary vibration during acceleration through two critical speeds. *Bulletin of the JSME*, v. 24, n. 188, p. 405-412, february 1981.

Yanabe, S. Vibration of a shaft passing through a critical speed (4th report). *Bulletin of the JSME*, v. 23, n. 180, p. 945-952, june 1980.

Yanabe, S., Kikuchi, K., Kobayashi, S. Vibration of a shaft passing through several critical speeds. *Bulletin of the JSME*, v. 22, n. 164, p. 156-163, february 1979.

Zajaczkowski, J. Torsional vibration of shafts coupled by mechanisms. *Journal of Sound and Vibration*, 116(2), p. 221-237, 1987.

Zindeluk, M., Scieszko, J. L., et al. Medidas de força e torque em laminadoras. Rio de Janeiro: COPPETEC/UFRJ, 1985. 317 p. Projeto COPPETEC: ET-1249.