

ESTUDO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DO ACIONAMENTO DO LAMINADOR CM1¹

Leandro Ribeiro²
Mário Eduardo Correia³
Danuza Santana⁴
Silas Santana⁵

Resumo

O sistema de acionamento do laminador CM1 da Novelis, apresentou elevados níveis de vibração nos motores após a revisão quando foram submetidos ao rebobinamento e abertura de janela de inspeção. Em função disso a Novelis contatou a Engenharia de Análise Dinâmica da SKF para realizar um estudo de identificação das causas destes elevados níveis de vibração. Neste estudo foi utilizada a análise de vibração convencional, análise de deflexão operacional (Operanting Deflection Shape-ODS) e análise por Elementos Finitos onde foram identificadas características de ressonância do motor na região de 844 rpm (14 Hz). Esta ressonância causa deformações e desalinhamento dinâmico entre os motores. Para reduzir os elevados níveis de vibração Novelis e SKF decidiram minimizar o efeito da massa residual no sistema e diminuir os níveis da amplitude de 1xrpm no espectro. O motor foi balanceado adicionando 4,5Kg de massa de correção e a amplitude foi reduzida de 30mm/s para 3mm/s em 800rpm e de 16mm/s para 2mm/s em 900 rpm.

Palavras-chave: Acionamento laminador; Vibrações; Ressonância; Elementos finitos; Balanceamento.

STUDY OF DYNAMIC BEHAVIOUR OF DRIVE CM1 ROLLING MILL

Abstract

The drive system of rolling mill CM1 Novelis, showed high levels of vibration in the engines after overhaul when rewinding and underwent open inspection window. As a result Novelis contacted the Engineering of Dynamic Analysis SKF to conduct a study to identify the causes of high levels of vibration. In this study was used the conventional vibration analysis, operational deflection analysis (Operanting Deflection Shape-ODS) and Finite Element Analysis where have been identified resonance characteristics of the engine in the region of 844 rpm (14 Hz). This resonance causes deformations and dynamic misalignment between the engines. To reduce the high vibration levels Novelis and SKF decided to minimize the effect of residual mass in the system and lower levels in the range of 1xrpm spectrum. The engine was balanced by adding 4.5 kg mass correction and amplitude was reduced from 30mm / s to 3mm / s at 800rpm and 16mm / s to 2mm / s at 900 rpm.

Keywords: Drive system rolling mill; Vibrations; Resonance; Finite element; Balancing.

¹ Contribuição técnica ao 50º Seminário de Laminação – Processos e Produtos Laminados e Revestidos, 18 a 21 de novembro de 2013, Ouro Preto, MG, Brasil.

² Técnico Mecânico Especializado. Técnico em Manutenção Preditiva– Novelis. Pindamonhangaba, SP, Brasil.

³ Engenheiro Mecânico. Coord. Eng. de Análise Dinâmica– SKF do Brasil. Cajamar, SP, Brasil.

⁴ Doutora em Engenharia Mecânica. Eng. de Simulação Numérica - SKF do Brasil. Cajamar, SP, Brasil.

⁵ Mestre em Engenharia Mecânica. Gerente de Engenharia e Vendas – SKF do Brasil. Cajamar,, SP, Brasil.

1 INTRODUÇÃO

O sistema de acionamento do laminador CM1 instalado na Novelis, unidade Pindamonhangaba, apresentou níveis de vibração elevados nos motores de acionamento após uma revisão realizada nos mesmos. Os níveis de vibração no motor 1 lado oposto ao acoplado chegaram a aproximadamente 30mm/s quando o sistema operava perto da rotação de 800rpm (13,4Hz), e 16mm/s quando o mesmo operava em 900rpm (15Hz).

A análise de vibrações convencional realizada no sistema identificou características de ressonância do motor na região de 844 rpm (14 Hz) através de medições de rampa de subida e descida de rotação, análise modal e também utilizando o gráfico de espectrograma. A análise por ODS identificou deflexões nos motores na região de 840rpm (14Hz) gerando defasagens na carcaça que causam deformações e desalinhamento dinâmico entre os motores.

A análise por elementos finitos calculou as frequências naturais e identificou que existem frequências naturais do motor na região de 14Hz, confirmando a condição de ressonância identificada em campo.

Para reduzir os elevados níveis de vibração Novelis e SKF decidiram minimizar o efeito da massa residual no sistema e diminuir os níveis da amplitude de 1xrpm no espectro. O motor foi balanceado adicionando 4,5 Kg de massa de correção e a amplitude foi reduzida de 30mm/s para 3mm/s em 800 rpm e de 16 mm/s para 2mm/s em 900 rpm.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

Nas Tabelas 1 e 2 estão descritos os dados técnicos do motor e mancais em estudo. Tais informações são relativas às condições de operação utilizadas durante a realização dos testes.

Tabela 1. Descrição dos dados técnicos do motor do laminador LCM1

Equipamento:	Motor ABB
Potência:	2400 KW
Rotação:	900 RPM
Massa:	22500 kg
Mancal LA:	Rolamento: NU256 e 6056
Mancal LOA:	Rolamento: NU256

A seguir é apresentada a instrumentação e os softwares utilizados nas medições para a análise de vibrações convencional, nas medições de ODS e de análise modal experimental:

- Coletor / Analisador de Dados: SKF MICROLOG AX 80;
- Sensores: Acelerômetros SKF CMSS2200;
- Software de Análises/Gerenciamento: SKF @plitude Analyst 4.1;
- Martelos Modais: SKF 5802 M1/SKF 5801 M1;
- Sensor: Acelerômetro SKF 3055 M2;
- Software de Análises/Gerenciamento: SKF Analysis and Reporting Module (ARM); e
- Software de Análise Dinâmica ODS: ME'scope VES.

Associado às coletas de dados para a análise dinâmica realizou-se análise de vibração convencional. Esses sinais orientaram o estudo do comportamento dinâmico do equipamento através do ODS. Durante a parada do equipamento empregou-se a técnica de Análise Modal Experimental e análise por elementos finitos visando identificar frequências naturais próximas ou coincidentes com as frequências operacionais do equipamento. Foram realizadas 82 medições para análise de vibrações convencional, 30 medições para análise modal experimental e 82 medições para o ODS através das FRFs, totalizando 194 medições para a análise dinâmica.

Todas as etapas foram complementares e serviram para validação dos resultados. O diagrama apresentado na Figura 1 apresenta um esquema representativo das etapas desenvolvidas durante este estudo do laminador LCM, através da análise por ODS.

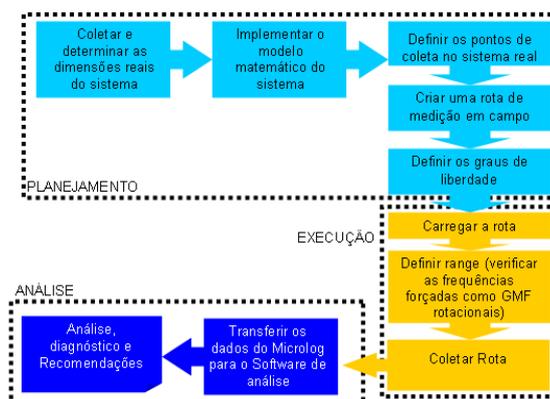


Figura 1. Cronograma das atividades realizadas durante a análise de ODS.

Para a realização da análise por ODS foi construído um modelo matemático à partir das informações fornecidas pela Novelis. Este modelo está apresentado na Figura 2, onde é possível identificar as direções de medições x, y e z que são consideradas os graus de liberdade. Na análise por ODS foram realizadas medições nas três direções x, y e z para cada ponto medido, assim adquirem-se todos os movimentos relativos que existam na estrutura.

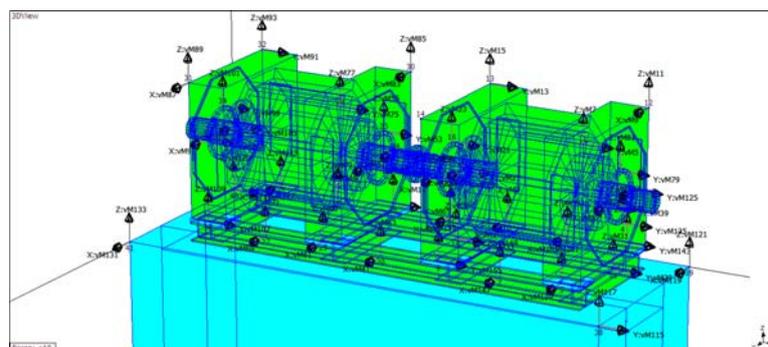


Figura 2. Definição dos pontos e direções de medição para cada ponto selecionado. As direções de medição são os graus de liberdade.

A rota utilizada foi feita levando em consideração os pontos de fixação dos componentes do LCM 1 (motor, base mancais e base civil). Os pontos da rota foram sempre medidos nas regiões de contorno e ligação entre os componentes, como por exemplo: Motor e base, motor e acoplamento, motor e mancal, mancal e base, etc.

Assim, garante-se que todos os movimentos relativos existentes entre os componentes foram identificados.

Para a medição da resposta dinâmica do sistema foi feita uma malha com 42 pontos de medição no sistema, cada ponto contendo três graus de liberdade nas direções x, y e z. No total foram realizadas 126 medições (42 pontos X 3 graus de liberdade) de FFT⁽¹⁾ & 126 medições (42 pontos X 3 graus de liberdade) de FRF.⁽²⁾ Total de medições para cada motor 126 + 126 = 252, num tempo de 3 horas para medição do modelo. O conjunto completo (motor, mancais e base) possui 1804 pontos, estes foram interpolados em relação aos 252 pontos medidos por uma função do quarto grau do tipo ($aX^4 + bX^3 + cX^2 \dots$).

Além da análise de vibrações convencional e ODS neste trabalho também foi realizado um procedimento de balanceamento do rotor do motor.

Para a realização do balanceamento é escolhido o Grau de Qualidade de Balanceamento (G) de acordo com o tipo de rotor, como mostra a Tabela 2 apresentada a seguir.

Tabela 2. Classes de qualidade de balanceamento (G) em função dos tipos de rotores⁽¹⁾

CLASSES DE QUALIDADE DE BALANCEAMENTO (G)	TIPOS DE ROTORES
G 4000	Árvores de manivela de motores diesel marítimos lentos, com número ímpar de cilindros rigidamente montados.
G 1600	Árvores de manivelas de motores grandes de dois tempos rigidamente montados.
G 630	Árvores de manivelas de motores grandes de quatro tempos rigidamente montados. Árvores de manivela de motores marítimos diesel elasticamente montados.
G 250	Árvores de manivela de motores diesel rápidos de quatro cilindros rigidamente montados.
G 100	Árvores de manivela de motores diesel rápidos com seis ou mais cilindros. Motores completos (gasolina, álcool ou diesel) para automóveis, caminhões ou locomotivas.
G 40	Rodas de automóveis, aros de rodas, conjunto de rodas e árvores acionadoras. Árvores de manivelas de motores rápidos (gasolina ou diesel) com seis ou mais cilindros elasticamente montadas. Árvore de manivela de motores para automóveis, caminhões e locomotivas.
G 16	Árvores motoras (árvores de hélices e árvore cardã) com requisitos especiais. Peças de máquinas britadoras. Peças de máquinas agrícolas. Peças isoladas de motores (gasolina, álcool ou diesel) de automóveis, caminhões ou locomotivas. Árvores de manivelas de motores de seis ou mais cilindros sob requisitos especiais.
G 6,3	Peças ou máquinas de processos industriais. Transmissões de turbina principal marítima (marinha mercante). Cilindros de centrífugas. Ventiladores. Rotores montados de turbinas à gás de aeronaves. Volantes. Rotores de bombas. Máquinas-ferramentas e peças de máquinas em geral. Armaduras elétricas normais. Peças isoladas de motores sob requisitos especiais.
G 2,5	Turbinas à gás e vapor, incluindo as turbinas principais marítimas (marinha mercante). Rotores rígidos de turbogeradores. Rotores. Turbocompressores. Acionamento de Máquinas-ferramentas. Armaduras elétricas médias e grandes sob requisitos especiais. Pequenas armaduras elétricas. Bombas acionadas por turbinas
G 1	Acionamentos de gravadores de fita de fonógrafos (gramofone). Acionamento de retificadoras. Pequenas armaduras elétricas sob requisitos especiais.
G 0,4	Fusos, discos e armaduras de retificadoras de precisão Giroscópicos
	<ul style="list-style-type: none"> • Uma árvore de manivelas motora é um conjunto que inclui a árvore de manivelas, volante, embreagem, polia, amortecedor de vibração, parcela relativa de biela, etc... • Para finalidade de padronização internacional, motores diesel lentos são aqueles com velocidade do pistão menor que 9 m/s; motores diesel rápidos são aqueles cuja velocidade do pistão é maior que 9 m/s.

Uma vez conhecida a rotação de serviço do rotor, é então calculada a máxima tolerância residual de desbalanceamento específico após o balanceamento através da expressão apresentada na equação 1.⁽¹⁾

$$e = \frac{m \cdot r}{M} \text{ (g.mm/Kg)} \quad (1)$$

Onde M é a massa do rotor, r p raio do local da correção de massa, m é a massa residual para o raio e rotação determinada e g.mm/Kg é obtido através do gráfico apresentado na Figura 3 à partir da rotação de balanceamento e o G escolhido de acordo com o tipo de rotor.

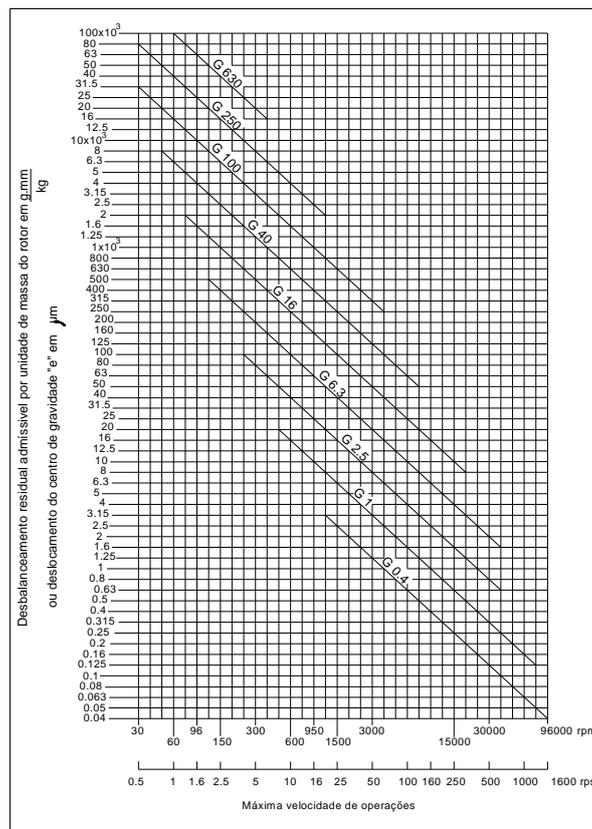


Figura 3. Grau de qualidade de balanceamento (G) de acordo com a norma ISO 1940 / NBR8008/83.⁽¹⁾

Para calcular a massa ideal do residual é necessário conhecer o raio de correção do balanceamento no rotor, uma vez que esta massa pode ser alterada caso ocorra uma variação no raio de correção. Como exemplo de calculo do residual do balanceamento: um rotor com 8.800 Kg, raio de correção de 420mm, rotação de 300RPM, e considerando G=6,3, têm-se: e=200 micron, massa calculada desbalanceadora no raio de 420mm seria de aproximadamente 4190g. E se o grau considerado for de G=2,5 a massa de residual ficaria com 1600g.

O calculo da força centrífuga resultante para este residual de desbalanceamento é dado pela expressão apresentada na equação 2:

$$F_c = m \cdot r \cdot \omega^2 \quad (2)$$

Onde m é a massa causadora do desbalanceamento ou massa residual para o raio e rotação determinada [Kg], r é o raio do local da correção de massa m e ω a velocidade angular [rad/s].

A velocidade angular pode ser calculada através das expressões descritas nas equações (3) e (4):

$$\omega = 2.\pi.f, \text{ sendo } f = \text{frequência [1/s]} \quad (3)$$

$$\omega = \frac{2.\pi.n}{60} \text{ [rad/s] , onde } n = \text{rotação [rpm]} \quad (4)$$

Então, para F_c [Kgf], m [g], r [mm], [rpm], a força centrífuga pode ser escrita através da expressão (5):

$$F_c = 1,1.10^{-9} .m.r.n^2 \text{ [Kgf]} \quad (5)$$

Sendo assim, para este residual de balanceamento com a máquina trabalhando a 900 rpm, a força centrífuga resultante seria de: $F_c=1568$ Kgf.

Uma vez descritas as metodologias utilizadas na análise por ODS e no procedimento de balanceamento, serão agora apresentados os dados obtidos em cada etapa da análise, a começar pela análise convencional de vibrações.

3 RESULTADOS

Em todos os pontos medidos no sistema foi possível verificar a predominância da frequência de rotação aproximadamente 900 rpm (15Hz), como mostra o espectro em cascata apresentado na Figura 4.

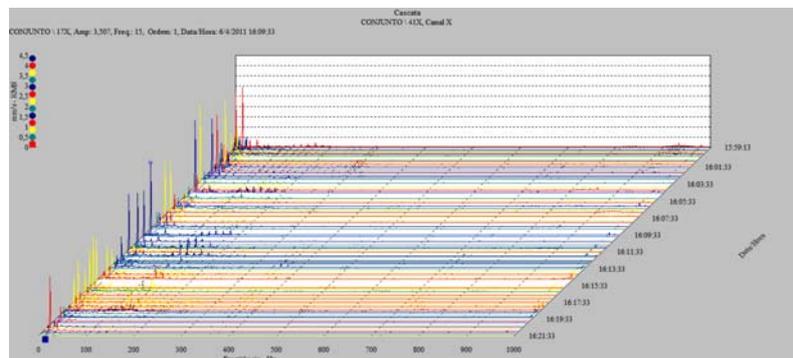


Figura 4. Gráfico de cascata dos pontos medidos no sistema frequência predominante 15Hz.

A análise de vibrações convencional identificou indícios de excitação de frequências naturais devido ao alargamento da base do pico na região de 13,7Hz (Charlotte²) e também na região do segundo harmônico 30Hz quando o sistema esta operando próximo de 900rpm (15Hz), como mostram as Figura 5(a,b) respectivamente. Nos dois casos é possível identificar a proximidade entre a frequência de rotação e a base alargada característica da frequência natural na região de 13Hz e 30Hz. Sendo assim, verifica-se que qualquer variação de rotação no sistema para frequências inferiores a 15Hz pode excitar estes modos, para a frequência de aproximadamente 30Hz o modo pode ser excitado quando o mesmo tiver um residual de desalinhamento relativamente alto.

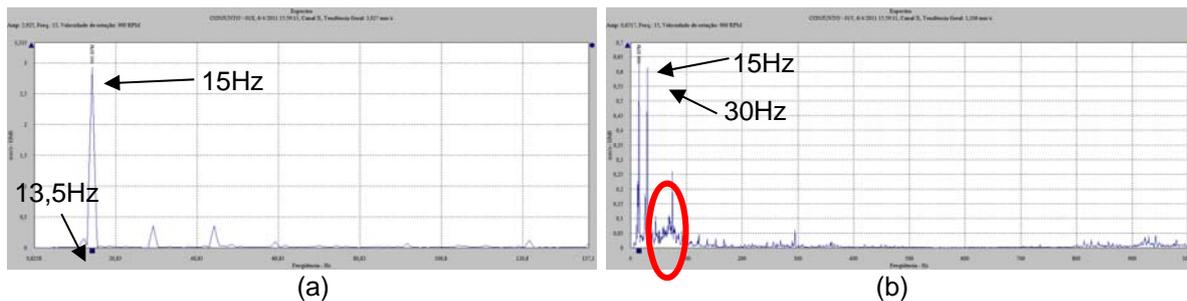


Figura 5. Espectros medidos nos pontos (a) 1Y- Frequência predominante 15Hz (900rpm) e região da frequência de 13,5Hz (810rpm) e (b) Frequência predominante 15Hz (900rpm) e região da frequência de 30Hz (1800rpm).

Para comprovação dos diagnósticos relacionados à região de frequência natural foram realizados testes em campo de rampa de subida e descida de rotação, onde pode ser observado que quando o sistema está com rotação próximo de 844rpm (14Hz) o nível de amplitude atinge o valor máximo, e a fase inverte, esta situação indica região de frequência natural, como mostra a Figura 6, após esta rotação o nível de vibração começa a diminuir quando atinge o valor de maior velocidade do motor em 900rpm (15Hz), como pode ser verificado na Figura 7 onde estão apresentados os dados espectrais do gráfico de cascata.

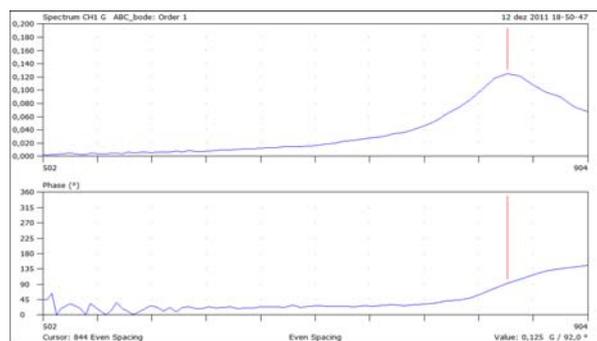


Figura 6. Rampa de subida frequência predominante 14 (844rpm) região de frequência natural devido inversão de fase.

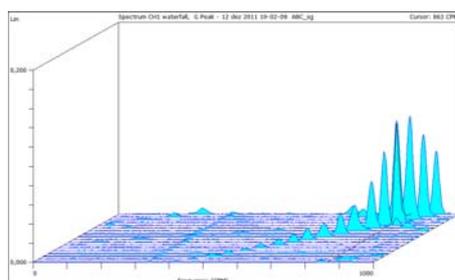


Figura 7. Espectro em cascata da Rampa de subida – Caracterização da região de frequência natural.

Outro indicador utilizado para determinar região de ressonância é o gráfico de spectrograma, onde foi possível verificar a variação de cor tendendo ao vermelho quando o sistema está na região de 858rpm (14,3Hz), após esta rotação a amplitude começa a diminuir, como mostra a Figura 8. Em uma condição normal de rampa de aceleração da máquina o sistema deveria ter comportamento linear de aumento da amplitude, ou seja, os pontos registrados deveriam ter aumento da amplitude de acordo com a variação da velocidade da máquina.

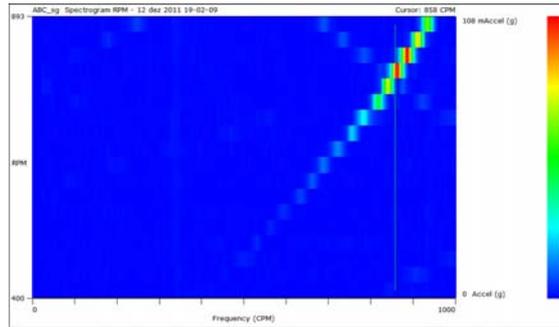


Figura 8. Rampa de subida spectrograma maior amplitude em 14,3Hz (858rpm) região de frequência natural.

Foi também realizada a análise modal experimental do sistema onde foram obtidas as frequências naturais da base metálica e motores. Esta análise foi realizada através da utilização de um martelo modal instrumentado com uma célula de carga para a excitação do sistema. Os resultados obtidos à partir das Funções de Resposta em Frequência (FRFs) medidas no sistema confirmaram a existência das frequências naturais nas regiões de 14Hz e 30Hz. A Figura 9 apresenta a FRF medida no ponto 1Z na região da carcaça do motor.

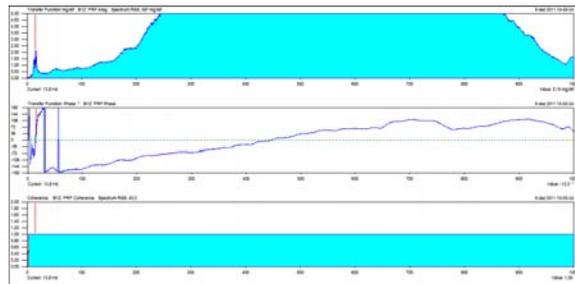


Figura 9. Características de amplitude, fase e coerência do sinal medido na região da carcaça do motor, no ponto 1Z, durante a realização da análise modal.

A análise por ODS foi realizada após a execução do procedimento de balanceamento do sistema de acionamento (motor) e nesta análise foi possível observar que na frequência de rotação 15Hz existe um movimento dinâmico estável, como pode ser verificado na Figura 10.

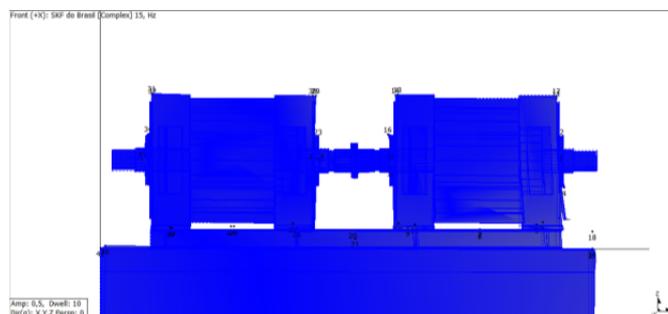
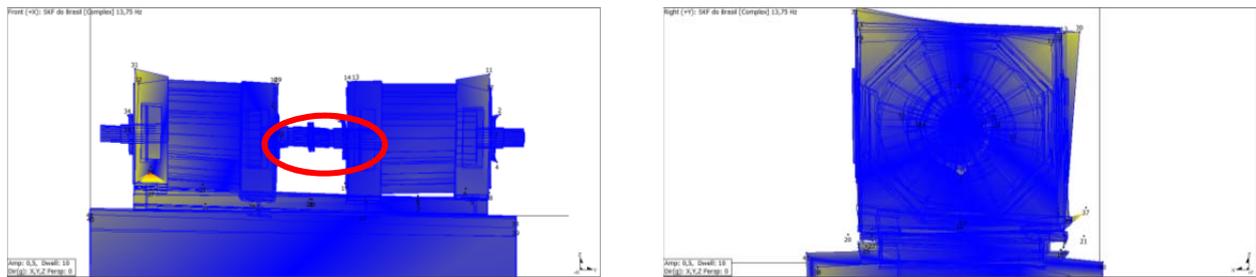


Figura 10. Sistema trabalhando estável sem defasagem significativa na frequência de 15Hz.

Já para o sistema, quando está trabalhando próximo da região de ressonância 840rpm (14Hz) ocorrem defasagens nos motores e demais componentes do sistema, conforme observado nas Figuras 11(a,b) onde é possível verificar deslocamentos e defasagem relativa na carcaça dos motores. Estas defasagens são transmitidas para

o sistema, e conseqüentemente causam deformações que geram desalinhamento dinâmico entre os motores, conforme observado na Figura 11(a).



(a)

(b)

Figura 11 - Defasagem e movimentação relativa na região da carcaça dos motores em aproximadamente 14Hz.

Foi também realizada a análise por elementos finitos com o objetivo de determinar as frequências e modos naturais das bases civil e metálica e do motor do acionamento do laminador CM1 a fim de confirmar de forma teórica a existência dos modos naturais experimentais identificados pelas análises de vibração convencional, análise modal experimental e análise por ODS. Os cálculos foram gerados considerando-se as propriedades mecânicas do aço estrutural SAE 1020 para a modelagem da base metálica e carcaça do motor e concreto para a base civil, conforme mostram as Tabelas 3 e 4.

Tabela 3. Propriedades mecânicas do aço SAE 1020⁽³⁾

Módulo de Elasticidade (MPa)	2×10^5
Coefficiente de Poisson	0,3
Densidade (kg/m^3)	7850
Resistência Mínima de escoamento (MPa)	250
Resistência mínima à tração (MPa)	460

Tabela 4. Propriedades mecânicas do concreto (Ansys®)

Módulo de Elasticidade (MPa)	3×10^4
Coefficiente de Poisson	0,18
Densidade (kg/m^3)	2300
Limite de resistência à tração (MPa)	5
Limite de resistência à compressão (MPa)	41

O modelo foi discretizado em 71893 elementos e 172168 nós, como mostra a Figura 12.

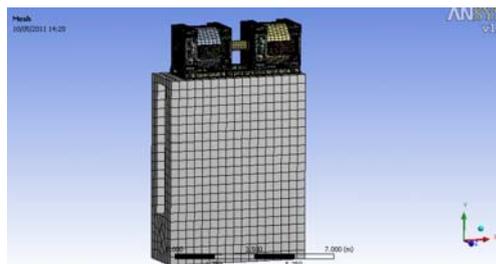
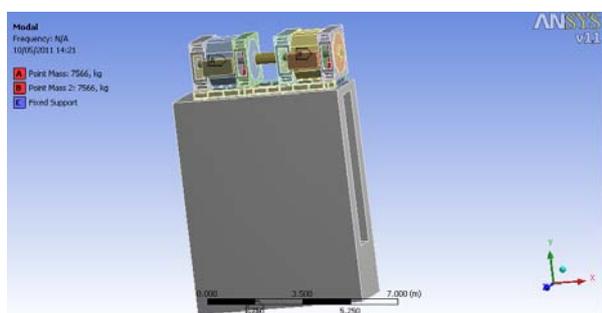
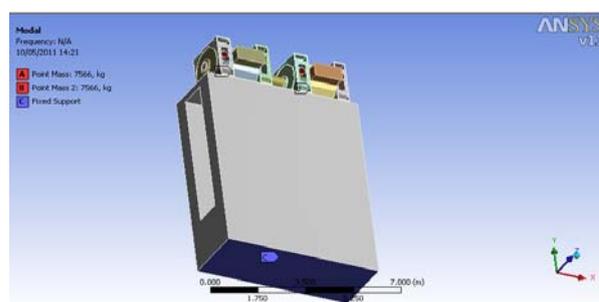


Figura 12. Modelo das bases e motores do sistema de acionamento do laminador CM1 discretizado em 71893 elementos.

De posse do modelo discretizado foi realizada a análise modal do sistema, com o intuito de determinar as frequências naturais da estrutura e seus modos naturais associados. Esta análise foi realizada considerando-se o engastamento da base de concreto na região de contato com o solo, vide Figura 13 (a), e aplicação de duas massas de 7566Kg relativas aos estatores que estão acoplados à carcaça de cada motor, vide Figura 13(b).



(a)



(b)

Figura 13. Condições de contorno aplicadas ao modelo (a) engastamento da base, na região de contato com o solo, (b) aplicação da massa do estator na carcaça do motor.

Foram então calculados os seis primeiros modos naturais, cujos resultados estão apresentados na Tabela 6.

Tabela 6. Frequências naturais dos seis primeiros modos naturais do sistema

Modo	Frequência (Hz)
1,	8,313
2,	16,633
3,	20,668
4,	24,553
5,	30,464
6,	32,899

A análise dos resultados obtidos permite verificar que existe um modo natural na frequência de 16,633Hz que localiza-se na vizinhança da frequência de trabalho do motor 15Hz. A Figura 14 apresenta a forma de deformação característica à esta frequência natural, onde é possível identificar que as deformações ocorrem principalmente na região do motor, sendo que as maiores amplitudes estão localizadas na tampa do motor e mancais.

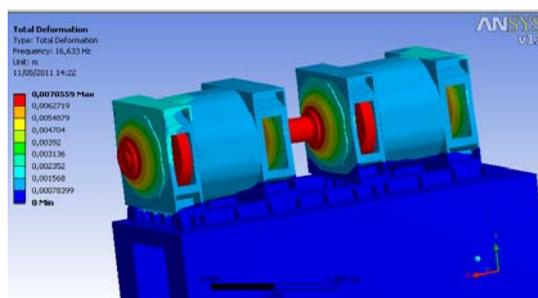


Figura 14. Segundo modo natural do sistema de acionamento do laminador CM1- Frequência de 16,63Hz.

Estas deformações estão coerentes com o comportamento dinâmico da carcaça identificado nas análises experimentais apresentadas anteriormente neste trabalho. Comparando-se os resultados obtidos nas análises por ODS e pelo Método dos Elementos Finitos, verifica-se que existe semelhança entre as formas de deformação operacional em 13,74Hz e as deformações modais em 16,63Hz e em ambos os casos as maiores amplitudes de deslocamento localizam-se na região da tampa do motor lado livre. A discreta diferença entre os resultados teóricos e experimentais está diretamente relacionada às aproximações que foram feitas no modelo devido à falta de documentação técnica deste sistema.

Desta forma, através de diferentes técnicas foi comprovado que a causa dos elevados níveis de vibração presentes no motor são causados por condições ressonantes de operação do mesmo.

Para minimizar este efeito, foi decidido de forma conjunta entre a equipe da SKF e a Novelis a realização de um balanceamento cujo intuito foi de minimizar o efeito da massa residual no sistema, após a execução do balanceamento que foi adicionado 2,5Kg, o mesmo respondeu com amplitude de aproximadamente 8mm/s a 800rpm e 4,3mm/s a 900rpm. Após esta intervenção, com o intuito de diminuir mais a amplitude global do sistema, para reduzir o efeito da vibração quando o mesmo operar próximo a 800rpm, houve a necessidade de refinar mais o balanceamento, onde foi sugerido que o mesmo fosse balanceado na rotação máxima a 900rpm, após esta intervenção houve a adição de mais 1,5Kg e as amplitudes ficaram em aproximadamente 2mm/s em 900rpm, e 3mm/s em aproximadamente 800rpm.

Houve então um consenso entre SKF e Novelis que o sistema deve ser balanceado na rotação máxima 900rpm se as fases estiverem estáveis, assim pode ser garantido um residual menor, e conseqüentemente um nível de amplitude menor para a possível faixa de ressonância do sistema.

A Figura 15a apresenta um espectro medido no motor quando o mesmo opera a rotação de 825 rpm (13,75Hz), nesta rotação a amplitude ocorre um acréscimo próximo a 9 mm/s, nível 2 de alarme no sistema. Após a correção do residual do balanceamento, o nível de amplitude de vibração em 1Xrpm foi reduzido para aproximadamente 2,5mm/s, quando o sistema atinge a rotação de 900rpm (15Hz), conforme pode ser observado na Figura 15b.

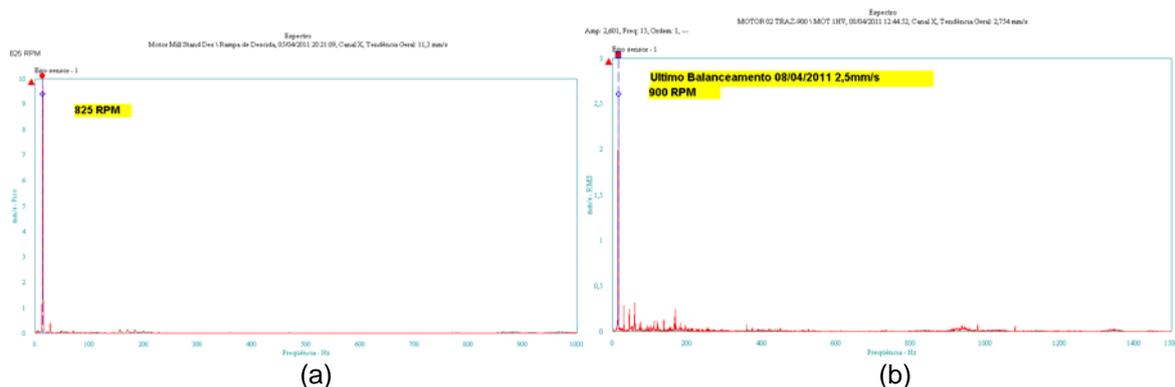


Figura 10. (a) Espectro medido durante a rampa de descida, frequência predominante 13,75Hz (825rpm) no sistema. (b) Frequência predominante 15Hz (900rpm) no sistema após correção final do balanceamento residual.

4 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi utilizada uma combinação de técnicas de análise dinâmica para obter o entendimento das causas das amplitudes de vibração que ocorrem no sistema de laminação CM1 – Novelis, unidade Pindamonhangaba. Através das técnicas de análise convencional de vibrações, análise modal e análise por elementos finitos identificaram que a causa dos elevados níveis de vibração presentes no motor são decorrentes de ressonância do motor na região da frequência de 14Hz. A análise por ODS identificou que o sistema LCM1 apresenta diversas deformações irregulares nos motores quando opera na região de 14Hz, porém quando o mesmo opera na região de 15Hz o comportamento dinâmico do sistema é estável.

A análise de vibração também identificou que com a correção do residual de desbalanceamento os níveis de vibração são significativamente reduzidos mesmo na região de ressonância.

REFERÊNCIAS

- 1 ISO 1940- Mechanical vibration – Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state- Part 1: Specification and verification of balance tolerances.
- 2 Charlotte, Technical Associates of, 1997, “Use of Vibration Signature Analysis to Diagnose Machine Problems”, Chapter 6
- 3 Norton, R.L., 2S004, “Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada”, ARTMED® EDITORA S.A., ISBN 0-13-017706-7.