

# Desenvolvimento de uma Metodologia para Avaliação de Falha em Operação de Palhetas de uma Turbina a Vapor

J. C. Pereira, UFSC, H. Bindewald, UFSC, E. da Rosa, UFSC, L. A. M. Torres, Tractebel Energia S.A.<sup>1</sup>

**Resumo**—Este trabalho tem por objetivo avaliar as causas da falha ocorrida em palhetas de um estágio de uma turbina a vapor de uma usina termoeletrica. A proposta deste trabalho é investigar o problema de fadiga de baixo ciclo nas palhetas a partir da determinação das frequências naturais e de seus modos associados e comparar com a velocidade de operação da turbina e com seus harmônicos, assim como identificar as velocidades críticas da turbina. O estágio da turbina em questão é formado por um grupo de palhetas e cada grupo é formado por um grupo de quatro ou cinco palhetas, conectadas por elementos chamados de *shroud* e *tie-wire*. Os modelos computacionais de uma única palheta, assim como de um grupo de palhetas foram ajustados por meio de análises modais experimentais. Em seguida, um modelo computacional de todo o estágio, contendo 133 palhetas foi desenvolvido de forma a analisar o problema de fadiga de baixo ciclo. Finalmente, um modelo computacional de toda a turbina, composto dos estágios de baixa pressão, de um eixo e de mancais foi desenvolvido de forma a obter as velocidades críticas da turbina.

**Palavras-chave**—Análise Modal, Elementos Finitos, Fadiga, Palhetas, Turbina a Vapor.

## I. INTRODUÇÃO

Este artigo apresenta uma metodologia para investigar a falha em palhetas em um estágio de uma turbina a vapor que opera em uma usina termoeletrica. Esta turbina é parte de um turbo-gerador que gera 320 MW em uma unidade desta usina situada no município de Capivari de Baixo, estado de Santa Catarina, conforme ilustra a figura 1.

Em meados de 2002, após uma parada não programada desta unidade, uma cuidadosa inspeção no 5º estágio da turbina de baixa pressão, foi identificada uma palheta quebrada, e várias outras apresentando trincas. Um exame metalúrgico preliminar da palheta quebrada apresentou *beach marks*, o que caracteriza um mecanismo de fadiga (ver figura 2).



Figura 1. Vista geral da turbina a vapor.



Figura 2. *Beach marks* na seção transversal da palheta quebrada.

Para a investigação da falha na palheta, deve ser considerada a fadiga de baixo ciclo (Low Cycle Fatigue failure-LCF) e a fadiga de alto ciclo (High Cycle Fatigue failure-HCF) como mecanismo de falha, [1] e [2]. Na análise de fadiga de baixo ciclo, os autovalores e os autovetores do 5º estágio da turbina de baixa pressão, incluindo o efeito da força centrífuga, são determinados. Neste caso, a combinação dos autovalores com seus respectivos autovetores são comparados com os harmônicos da velocidade de operação da turbina, e com o número dos modos diametrais (nD), ver [3] e [4]. Na análise de fadiga de alto ciclo, as tensões osci-

<sup>1</sup> Este projeto de P&D foi realizado com o apoio da Tractebel Energia S.A. e da ANEEL.

J. C. Pereira é professor no Depto. de Eng. Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC (e-mail: [jcarlos@grante.ufsc.br](mailto:jcarlos@grante.ufsc.br)).

H. Bindewald é graduando do curso de Eng. Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC (e-mail: [helder@grante.ufsc.br](mailto:helder@grante.ufsc.br)).

E. da Rosa é professor no Depto. de Eng. Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC (e-mail: [darosa@emc.ufsc.br](mailto:darosa@emc.ufsc.br)).

L. A. M. Torres é engenheiro na Tractebel Manutenção e Serviços – Tractebel Energia S. A. (e-mail: [ltorres@tractebelenergia.com.br](mailto:ltorres@tractebelenergia.com.br)).

lantes nas palhetas devido ao fluxo do vapor são determinadas de forma a comparar com o limite de fadiga do material, [5], [6] e [7]. Neste artigo, é proposto um procedimento numérico/experimental para analisar o problema de fadiga de baixo ciclo, e um procedimento numérico para identificar as velocidades críticas da turbina de baixa pressão.

O procedimento computacional adotado neste trabalho considerou primeiramente a digitalização de uma única palheta para a obtenção de um arquivo com suas dimensões geométricas, para em seguida, gerar um modelo em CAD da palheta. O modelo CAD foi ajustado a partir da comparação do peso calculado e medido da palheta. Este modelo foi analisado usando um *software* de elementos finitos para a obtenção das frequências naturais e dos modos de vibração associados da palheta na condição livre-livre. Uma análise modal experimental da palheta foi realizada de forma a ajustar as propriedades do material e suas dimensões geométricas.

Em seguida ao ajuste do modelo da palheta, um modelo de um grupo de 5 palhetas foi desenvolvido, considerando os elementos *tie-wire* e *shroud*, usados para conectar as palhetas. Neste caso, uma outra análise modal experimental foi realizada, de forma a ajustar as propriedades do material introduzido no modelo computacional com o objetivo de simular o contato entre a palheta e estes elementos. Como apresentado em vários artigos e relatórios técnicos, estes elementos têm uma participação importante neste tipo de análise, [8]. Uma combinação de análise modal experimental com análise modal computacional usando, o método dos elementos finitos, é um procedimento freqüente na previsão da resposta dinâmica de estágios compostos de palhetas em turbo-máquinas.

Após o ajuste do modelo de uma palheta e do grupo de palhetas por meio de análises modais experimentais, o 5º estágio de baixa pressão da turbina foi todo modelado com o objetivo de resolver o problema de autovalor/autovetor, para em seguida investigar o problema de fadiga de baixo ciclo de suas palhetas.

Finalmente, um modelo completo de toda a turbina de baixa pressão foi desenvolvido, considerando as propriedades de massa, inércia de massa e posição dos centros de massa de cada estágio, assim como seu eixo e seus mancais de forma a identificar as velocidades críticas.

## II. ANÁLISE MODAL DE UMA ÚNCA PALHETA

A proposta desta análise é ajustar as propriedades do material e as dimensões geométricas da palheta no modelo numérico, de maneira que, a partir da comparação dos resultados da análise modal experimental, o mesmo fosse representativo de seu comportamento dinâmico.

A figura 3 apresenta a palheta na condição livre-livre, suspensa por cabos de baixa rigidez, pronta para a realização da análise modal experimental. Os instrumentos usados nesta medição foram um transdutor de força B&K 8200, um martelo de impacto (acoplado ao martelo de impacto), um acelerômetro B&K 4344 e um LMS SCADAS III com um software para análise de Fourier acoplado. Para a identificação dos modos de vibração, as acelerações foram medidas em 105 pontos da palheta.



Figura 3. Análise modal experimental da palheta na condição livre-livre.

A figura 4 apresenta o primeiro modo de vibração e a figura 5 apresenta o Segundo modo de vibração da palheta na condição livre-livre. No modelo numérico, o tamanho médio dos elementos foi de 10 mm e o número total de elementos foi 14 313.

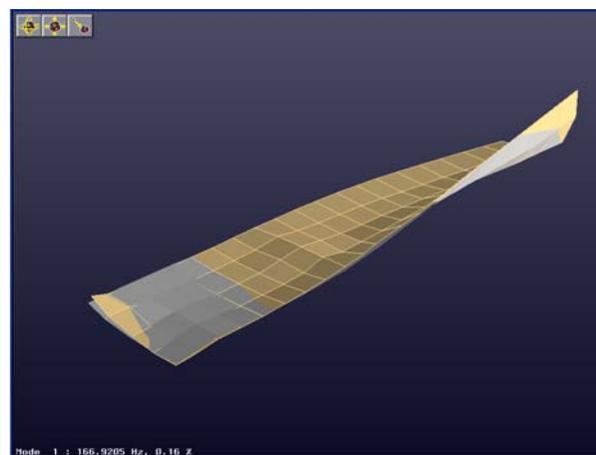
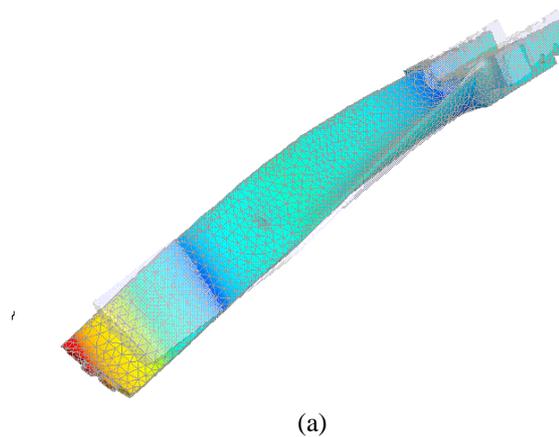


Figura 4. Primeiro modo da palheta: (a) numérico e (b) experimental

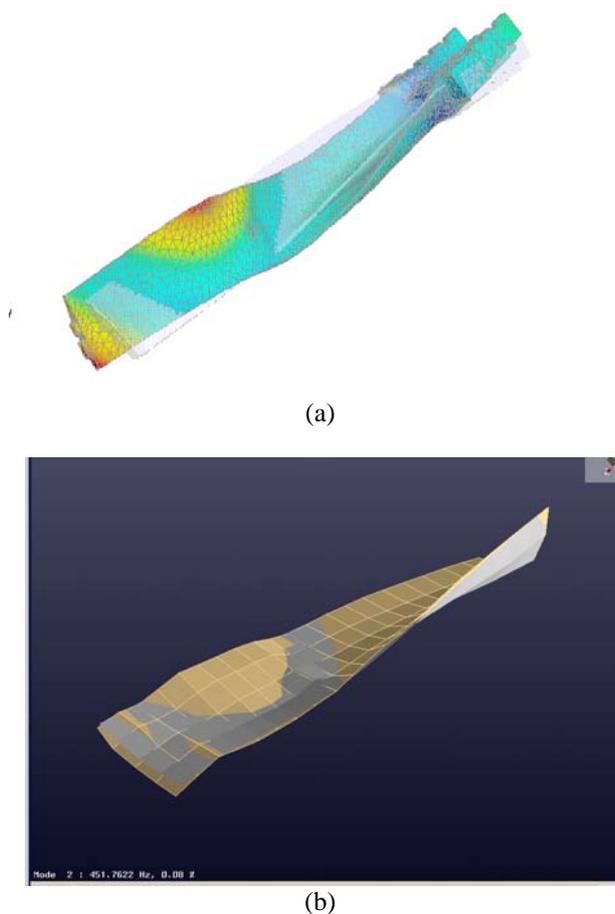


Figura 5. Segundo modo de vibração da palheta: (a) numérico e (b) experimental

A Tabela I apresenta os resultados numéricos e experimentais dos sete primeiros modos de vibração da palheta na condição livre-livre.

TABELA I  
RESULTADOS NUMÉRICO/EXPERIMENTAIS DE UMA ÚNICA PALHETA

Modo	Numérico (Hz)	Experimental (Hz)	Erro (%)
1	162,8	166,9	-2,5
2	442,3	451,7	-2,8
3	524,6	547,2	-4,1
4	738,7	748,9	-1,4
5	1.112,0	1.077,2	3,2
6	1.212,0	1.166,1	3,9
7	1.448,0	1.457,7	-0,7

### III. ANÁLISE MODAL DE UM GRUPO DE 5 PALHETAS

Os elementos chamados de *tie-wire* e *shroud*, conforme pode ser visto na figura 6, conecta grupos de quatro ou cinco palhetas. O contato entre a palheta e o *tie-wire* e a palheta e o *shroud* são analisados considerando um material de baixa rigidez entre eles. Portanto, o objetivo desta análise é ajustar as propriedades deste material introduzido nestas

regiões no modelo numérico, de forma que, a partir da comparação com os resultados da análise modal experimental, o modelo fosse representativo do comportamento dinâmico do conjunto de elementos que compõem o grupo de palhetas.

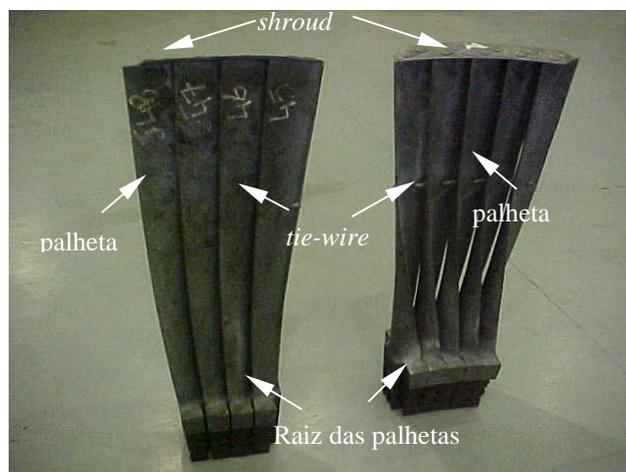


Figura 6. Grupos de quarto e cinco palhetas.

A figura 7 apresenta o grupo de cinco palhetas sendo impactado na condição engastado-livre e a malha de pontos onde foram medidas as acelerações para posterior identificação dos modos de vibração. Os instrumentos usados nesta análise foram os mesmos usados na análise modal de uma única palheta.



Figura 7. Análise modal experimental do grupo de 5 palhetas na condição engastada-livre.

As figuras 8 e 9 apresentam o primeiro e o segundo modos de vibração, respectivamente, do grupo de cinco palhetas em flexão. No modelo numérico, o tamanho médio dos elementos foi de 7 mm na palheta, 4 mm no *shroud* e 2 mm no *tie-wire*. O número total de elementos usado no modelo foi de 98 184.

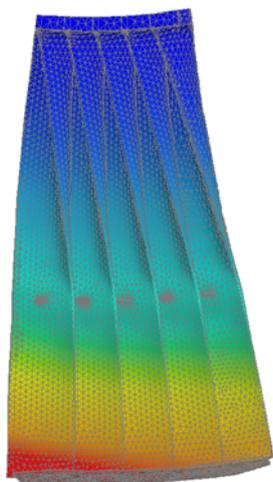


Figura 8. Primeiro modo de vibração do grupo de 5 palhetas em flexão.

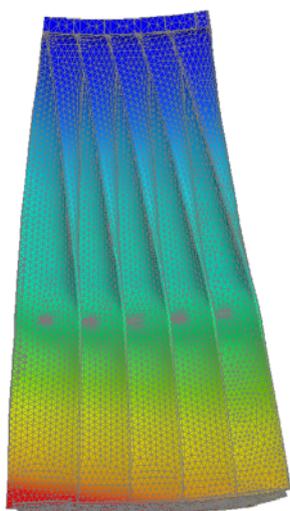


Figura 9. Segundo modo de vibração do grupo de 5 palhetas em flexão.

A Tabela II apresenta os resultados numérico/experimentais para os oito primeiros modos de vibração do grupo de cinco palhetas na condição engastado-livre. O tipo dos modos são flexão (B) e/ou torção (T).

TABELA II  
RESULTADOS NUMÉRICO/EXPERIMENTAIS PARA UM GRUPO DE 5 PALHETAS

Numerical		Experimental		
Freq. (hz)	Mode	Freq. (hz)	Mode	Mode type
107,8	1	99,4	1	B
-	-	142,3	2	B/T
172,7	2	148,5	3	B/T
213,6	3	210,7	4	B/T
-	-	296,2	5	B/T
395,2	4	336,4	6	B/T
411,0	5	407,6	7	B/T
499,1	6	479,4	8	B/T

#### IV. ANÁLISE MODAL DO 5º ESTÁGIO

O 5º estágio da turbina de baixa pressão foi modelado de acordo com os ajustes realizados com a análise modal de uma única palheta e com a análise modal do grupo de cinco palhetas. Este estágio é composto de 133 palhetas, divididas em grupos de quatro e cinco palhetas, conforme apresentado na figura 10 (os grupos de cinco palhetas estão em cinza e os grupos de quatro palhetas estão em preto).

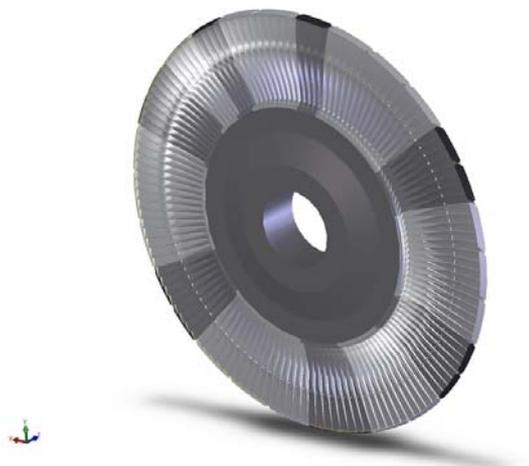


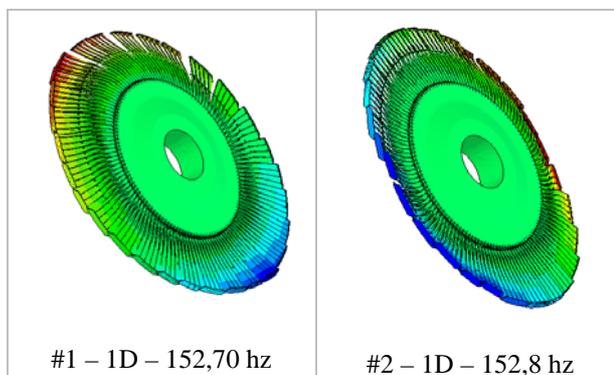
Figura 10. Modelo do 5º estágio da turbina de baixa pressão

Conforme apresentado por Chyou em [3], pode ser observado dois grupos modais com uma grande densidade modal. No primeiro grupo modal, as palhetas estão associadas com o primeiro modo em flexão do grupo de palhetas (ver figura 8) e no segundo grupo modal, as palhetas estão associadas com o segundo modo em flexão do grupo de palhetas (ver figura 9).

A Tabela III apresenta os primeiros modos diametrais no primeiro grupo de modos e a Tabela IV apresenta os primeiros modos diametrais no segundo grupo de modos do 5º estágio girando na sua velocidade de operação de 3600 rpm.

Os modos circunferenciais não são excitados pela força atuante nas palhetas devido ao fluxo de vapor, sendo portanto ignorados.

TABELA III  
MODOS DIAMETRAIS NO PRIMEIRO GRUPO DE MODOS



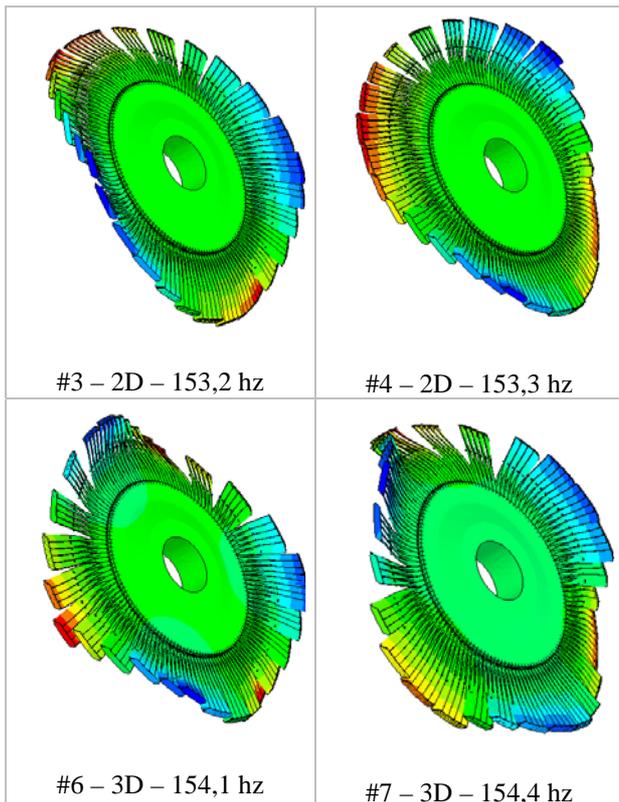
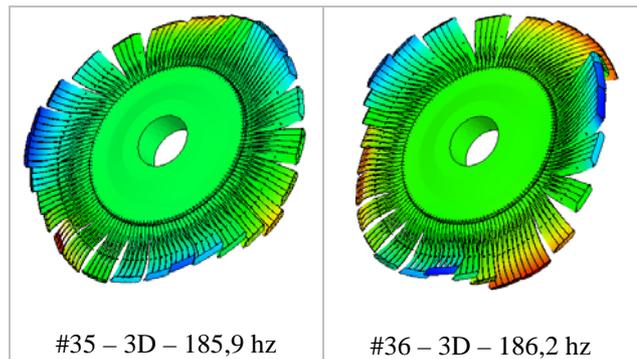
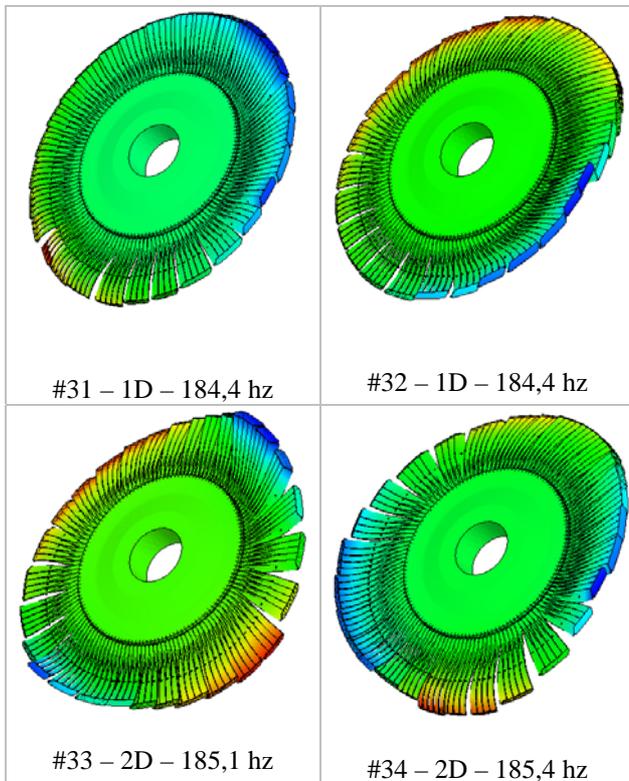


TABELA IV  
MODOS DIAMETRAIS NO SEGUNDO GRUPO DE MODOS



A Tabela V apresenta os modos de vibração os quais podem levar à ressonância do 5º estágio da turbina operando a 3600 rpm, devido aos harmônicos da velocidade de operação, e devido ao número do modo diametral (nD).

TABELA V  
POSSÍVEIS MODOS DIAMETRAIS RESSONANTES

Velocidade de operação (rpm)	Velocidade de operação (hz)	Harmônico/ Número do modo diametral (nD)	Frequência (hz)
3600	60	1 	60
3600	60	2 	120
3600	60	3 	180

Observando a Tabela III, é possível notar que as frequências no primeiro grupo de modos são aproximadamente 150 hz, longe do segundo e terceiro harmônicos da velocidade de operação. No entanto, na Tabela IV, é observado que as frequências no segundo grupo de modos são aproximadamente 180 hz, próximos do terceiro harmônico da velocidade de operação.

Os dois modos diametrais 3D no segundo grupo de modos 185,9 hz e 186,2 hz têm um desvio de 3,3% e 3,4% comparado com o terceiro harmônico da velocidade de operação da turbina, respectivamente. Segundo Orsagh e Roemer em [4], é recomendado um desvio superior a 3% dos harmônicos para garantir a operação da turbina sem ressonância das palhetas. Baseado nestes resultados, é possível concluir que as palhetas do 5º estágio da turbina de baixa pressão não sofrerão nenhum problema de fadiga de baixo ciclo.

## V. ANÁLISE MODAL DA TURBINA

O objetivo de se realizar a análise modal da turbina de baixa pressão é verificar se a mesma não está operando próxima de uma de suas velocidades críticas, gerando grandes amplitudes de vibração, danificando seus componentes, inclusive as palhetas do 5º estágio.

As figuras 11 e 12 apresentam o modelo geométrico da turbina de baixa pressão, composta de 6 estágios, simétricos com relação aos mancais posicionados na extremidade do eixo.

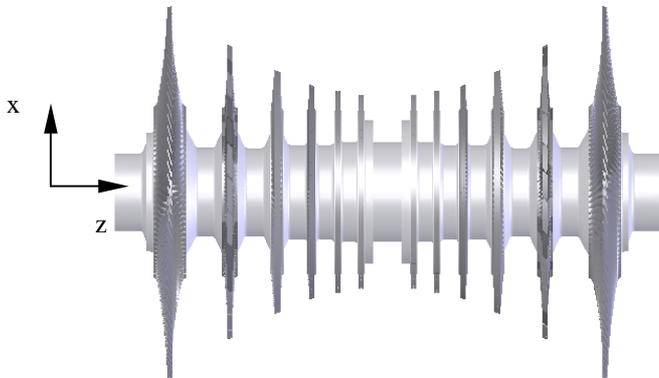


Figura 11. Modelo geométrico da turbina – vista lateral

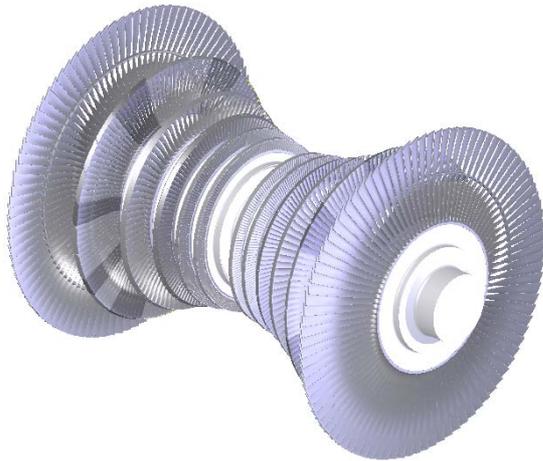


Figura 12. Modelo geométrico da turbina – vista isométrica

Para realizar a análise modal da turbina e determinar suas velocidades críticas é necessária a determinação das propriedades dos elementos que a compõem: estágios, eixo e mancais. A Tabela VI apresenta os modelos geométricos de cada um dos 6 estágios, com os é possível obter as propriedades massa, de centro de massa e inércia de massa, e a Tabela VII apresenta seus resultados.

TABELA VI  
MODELOS DOS SEIS ESTÁGIOS DA TURBINA DE BAIXA PRESSÃO

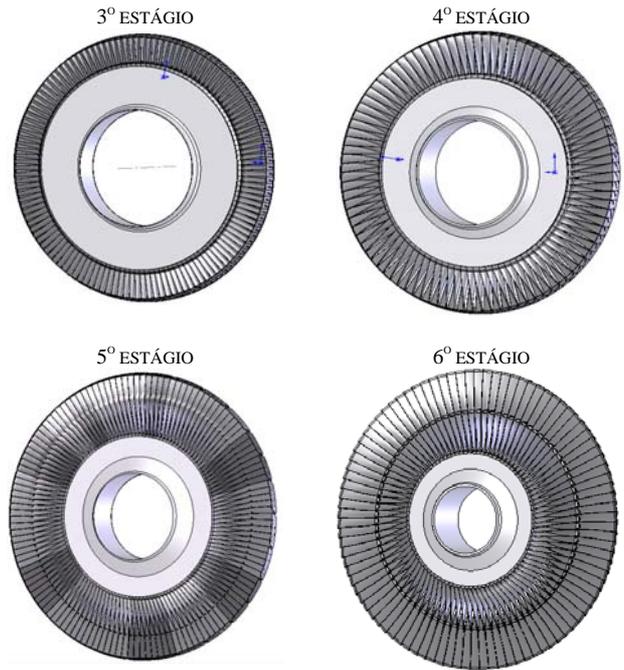
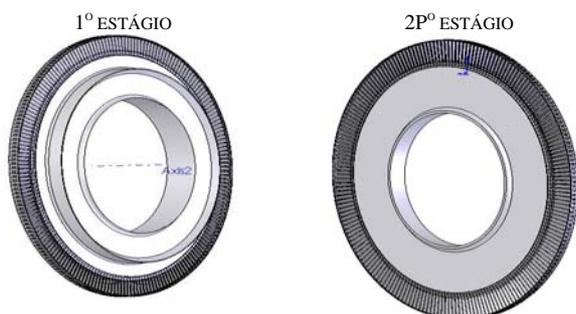


TABELA VII  
PROPRIEDADES DOS ESTÁGIOS DA TURBINA DE BAIXA PRESSÃO

Estágio	1°	2°	3°	4°	5°	6°	
Massa (kg)	777,9	585,3	768,9	1392,7	1.964,1	4.206,9	
Centro de massa (m)	$x_c$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
	$y_c$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
	$z_c$	-1,72	-1,50	-1,28	-0,98	-0,58	-0,07
Inércia de massa ( $\text{kg.m}^2$ )	$I_{xx}$	137,9	114,1	150,1	270,7	440,7	1.112,2
	$I_{yy}$	137,9	114,1	150,1	270,7	440,7	1.112,2
	$I_{zz}$	274,5	227,9	299,6	537,6	874,3	2.159,8

As figuras 13 e 14 apresentam o modelo numérico para a obtenção do Diagrama de Campbell e da resposta em frequência da turbina de baixa pressão.

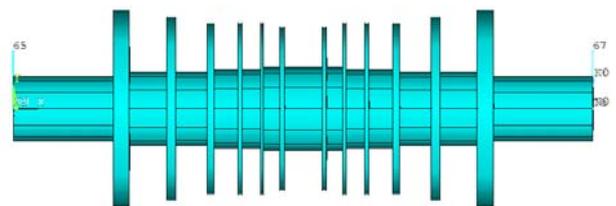


Figura 13. Modelo numérico da turbina de baixa pressão – vista isométrica

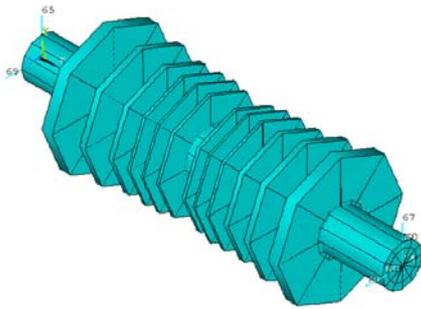


Figura 14. Modelo numérico da turbina de baixa pressão – vista isométrica

As figuras 15 e 16 apresentam as deformadas associadas ao primeiro e segundo modo de vibração da turbina, respectivamente.

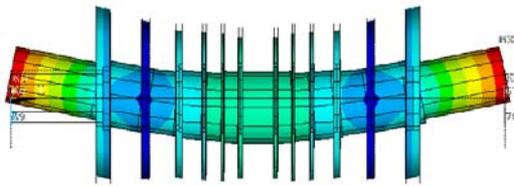


Figura 15. Primeiro modo de vibração da turbina de baixa pressão

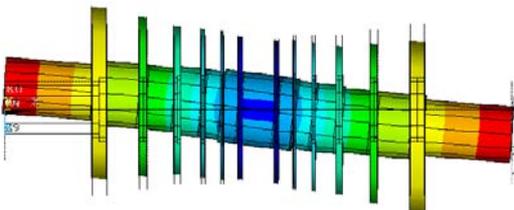


Figura 16. Segundo modo de vibração da turbina de baixa pressão

Em razão da dificuldade em obter as propriedades de rigidez dos mancais, realizou-se dois casos, cada um com rigidezes dos mancais diferentes. No caso 1, onde os mancais são considerados anisotrópicos e suas rigidezes são  $K_x = 0,7e9$  N/m e  $K_y = 1,4e8$  N/m. No caso 2, os mancais são considerados isotrópicos e suas rigidezes são  $K_x = K_y = 1e9$  N/m (no da esquerda) e  $K_x = K_y = 0,5e9$  N/m (no mancal da direita).

As figuras 17 e 18 apresentam o Diagrama de Campbell e a resposta em frequência, respectivamente, para o caso 1. Observa-se que as duas primeiras velocidades críticas estão em  $\Omega_1 = 1313$  rpm = 21,9 hz e  $\Omega_2 = 3069$  rpm = 51,2 hz.

As figuras 19 e 20 apresentam o Diagrama de Campbell e a resposta em frequência, respectivamente, para o caso 2. Observa-se que as duas primeiras velocidades críticas estão em  $\Omega_1 = 1313$  rpm = 21,9 hz e  $\Omega_2 = 3210$  rpm = 53,5 hz.

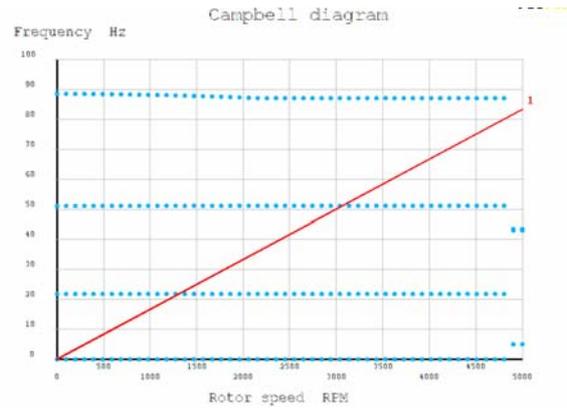


Figura 17. Diagrama de Campbell da turbina de baixa pressão – caso 1

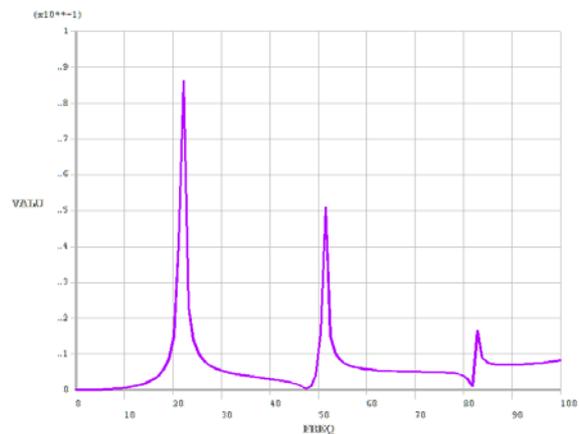


Figura 18. Resposta em frequência da turbina de baixa pressão – caso 1

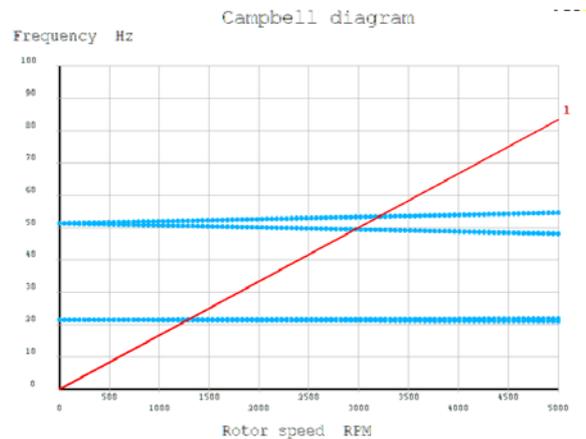


Figura 19. Diagrama de Campbell da turbina de baixa pressão – caso 2

Segundo o fabricante da turbina, as velocidades críticas da turbina estariam em  $\Omega_1 = 1492$  rpm = 24,86 hz e  $\Omega_2 = 2824$  rpm = 47,06 hz. Os erros encontrados em cada um dos dois casos são de -12% para  $\Omega_1$  e de +8% para  $\Omega_2$ , para o caso 1, e de -12% para  $\Omega_1$  e de +13% para o caso.

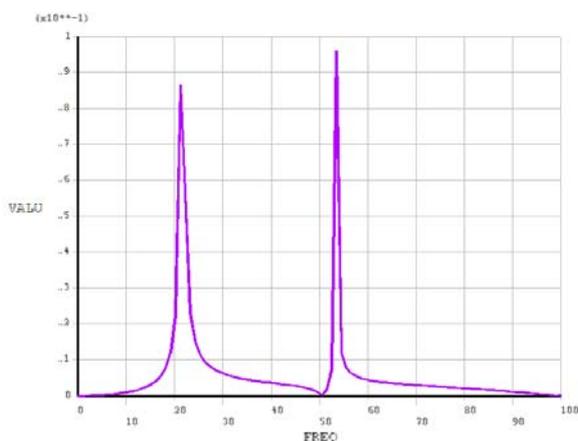


Figura 20. Resposta em frequência da turbina de baixa pressão – caso 2

## VI. CONCLUSÕES

Neste trabalho, o problema de fadiga de baixo ciclo das palhetas do 5º estágio estudado, assim como as velocidades críticas da turbina de baixa pressão foram identificadas.

O procedimento de ajuste de modelos por meio de ensaios experimentais, conforme recomendado pela bibliografia, se mostrou consistente, tornando o modelo de todo o 5º estágio da turbina de baixa pressão confiável para uma posterior determinação dos seus autovalores e seus correspondentes autovetores. Pela análise dos harmônicos da velocidade de operação da turbina e dos modos diametrais do 5º estágio foi possível concluir a não ocorrência de ressonância, conseqüentemente, a fadiga de baixo ciclo das palhetas não foi a causa da ocorrência de falha nas mesmas.

Da análise modal realizada na turbina, considerando seus 6 estágios, seu eixo e seus mancais, foi possível também verificar que a mesma não opera próxima de uma de suas críticas, não gerando grandes amplitudes capazes de permitir o contato entre as palhetas do 5º estágio e o estator, causando conseqüentemente a falha nas mesmas.

Estes fatos indicam que a fadiga de alto ciclo nas palhetas do 5º estágio da turbina de baixa pressão deve imperativamente ser investigada.

## VII. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O investimento da operadora neste projeto de P&D para a análise de fadiga de baixo ciclo em turbinas a vapor, o qual gerou esta metodologia, foi de R\$ 210.000,00. Tendo em vista que o tempo de indisponibilidade de uma unidade geradora do porte como esta analisada neste trabalho é de 6 a 12 meses, que a operadora teve uma perda de R\$ 122 a 241 milhões durante este período de parada forçada, e que os custos para o reparo de uma turbina foram de R\$ 8.5 milhões, os benefícios gerados por este projeto de P&D são enormes.

## VIII. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem as contribuições da equipe de Manutenção e Serviços da Tractebel Energia S.A. e da equipe do Grupo de Tecnologia em Vibrações e Acústica-GTVA da UFSC pelos ensaios experimentais.

## IX. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Dewey, R. P. and Rieger, N. F., 1985, Survey of Blade Failures in Turbine-Generator Units. *Proceedings: Steam Turbine Blade Reliability Seminar and Workshop*, ed. By R. G. Brown and J. F. Quilliam, EPRI CS-4001, pp. 2-61 ~ 2-78.
- [2] Ortolano, R. J., 1991, Recent Case Histories in the Inspection, Modification, and Repair of Steam Turbine Blading. *Proceedings, International Joint Power Generation Conference*, ASME PWR-Vol.13, pp. 147-154.
- [3] Chyou, Y., 2000, Root-Cause Investigation on Blade Failures in Steam Turbines From an Aspect of Computational Mechanics. *Proceedings of 2000 International Joint Power Generation Conference*, Miami, USA.
- [4] Orsagh, R. F. and Roemer, M. J., 1994, Examination of Successful Modal Analysis Techniques Used for Bladed-Disk Assemblies. *Technical Report*, Impact Technologies, New York.
- [5] Fleeter, S., Zhou, C., Houstis, E. and Rice, J., 1998, Fatigue Life Prediction of Turbomachine Blading. *Technical Report*, Lawrence Livermore National Laboratory.
- [6] Boven, R. and Lam, T. Management Strategy and Technical Plan Used to Select, Qualify and Procure a New 20.9" L-1 Stage Steam Turbine Bucket. *Proceedings of 2000 International Joint Power Generation Conference*, Miami Beach, Florida, July 23-26, 2000.
- [7] Rao, J. S., *Turbine Blade Life Estimation*. Alpha Science International Ltd., 2000.