

Interação Fluido/Estrutura para Análise de Fadiga de Alto Ciclo em Palhetas de Turbina a Vapor de Baixa Pressão

J. C. Pereira, E. da Rosa, A. F. C. da Silva, UFSC e L. A. de M. Torres, Tractebel Energia S.A.

Resumo—Este trabalho objetiva simular o fluxo de vapor transiente em uma turbina de baixa pressão para posterior análise de fadiga de alto ciclo nas palhetas móveis do 5º estágio. Nesse contexto, a simulação do escoamento do vapor é feita usando o módulo de Computational Fluid Dynamics do software comercial ANSYS. Nesta etapa o fluxo turbulento e compressível é resolvido para o 4º e 5º estágios para a obtenção do campo transiente de pressão. Numa etapa seguinte, a distribuição de pressão obtida na etapa anterior, obtida para um instante de tempo definido, é aplicada sobre o modelo estrutural das palhetas, além da força de inércia e da temperatura. Esse procedimento é feito em três instantes de tempo, permitindo o cálculo das tensões média e alternante necessárias para a análise de fadiga de alto ciclo. Nessa análise foi considerada a nucleação de uma trinca decorrente da condensação do vapor na região do 5º estágio.

Palavras-chave—Turbina, vapor, escoamento, elementos finitos, fadiga.

I. INTRODUÇÃO

Após 5 anos de operação, foi identificada uma falha em uma das palhetas móveis do 5º estágio de uma turbina de baixa pressão. Este trabalho, neste contexto, consiste da determinação do fluxo de vapor incidente sobre as palhetas do 4º e 5º estágios desta turbina, de forma a realizar a análise de fadiga de alto ciclo na palheta móvel do 5º estágio.

A turbina de baixa pressão do presente estudo, é uma turbina simétrica de seis estágios palhetados, componente de um conjunto turbo-gerador de 363 MW de uma unidade geradora do Complexo Termelético Jorge Lacerda da Tractebel Energia S. A., denominada de UTLC, situado em Capivari de Baixo, Santa Catarina.

A figura 1 apresenta uma vista geral do conjunto turbo-gerador, indicando as turbinas de alta e média pressão à esquerda, a de baixa pressão abaixo e à direita, e o gerador mais à direita. A figura 2 apresenta uma vista da turbina de

baixa pressão.

Durante a inspeção de algumas palhetas do 5º estágio, foi identificado que uma delas tinha sido totalmente fraturada, e outras estavam em um processo de degradação (figura 3).

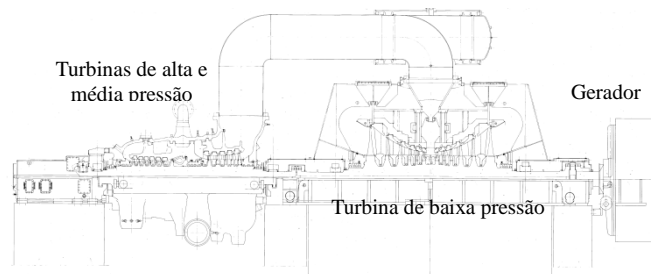


Figura 1. Vista geral do turbo-gerador.



Figura 2. Vista da turbina de baixa pressão.



Figura 3. Vista da palheta fraturada.

Este trabalho foi desenvolvido no âmbito do Programa de Pesquisa e Desenvolvimento Tecnológico do Setor de Energia Elétrica regulado pela ANEEL e consta dos Anais do VI Congresso de Inovação Tecnológica em Energia Elétrica (VI CITENEL), realizado em Fortaleza/CE, no período de 17 a 19 de agosto de 2011.

J. C. Pereira, E. da Rosa e A. F. C da Silva trabalham no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina (e-mail: carlosp@emc.ufsc.br).

L.A. de M.Torres trabalha na Tractebel Manutenção e Serviços da Tractebel Energia S. A. (e-mail: ltorres@tractebelenergia.com.br).

Uma avaliação metalográfica preliminar apresentou marcas de praia, características típicas de mecanismo de fadiga.

A figura 4 apresenta a seção transversal da palheta fraturada do 5º estágio que indica que a origem da falha é fadiga associada ao ambiente corrosivo.

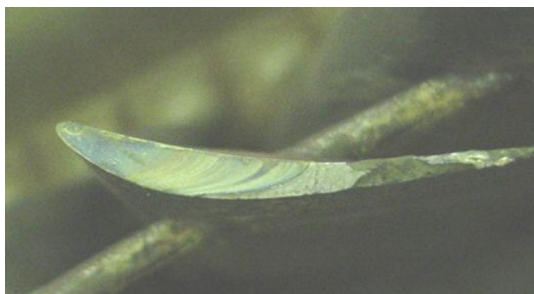


Figura 4. Marcas de praia na seção transversal da palheta fraturada.

De acordo com [4], no 5º estágio de turbinas a vapor de baixa pressão, há formação de vapor condensado no lado sucção das palhetas móveis. Em razão das condições termodinâmicas do vapor (temperatura, pressão e eventual presença de líquido) associadas às variáveis químicas (pH, oxigênio dissolvido, condutividade catiônica e sais) e às condições locais de escoamento, contribuem para a formação de um ambiente agressivo, favorável à geração de um mecanismo de falha. Isso pode ser observado na figura 5 onde pode-se identificar “pits” formados no lado sucção das palhetas, que comprovam este fato.

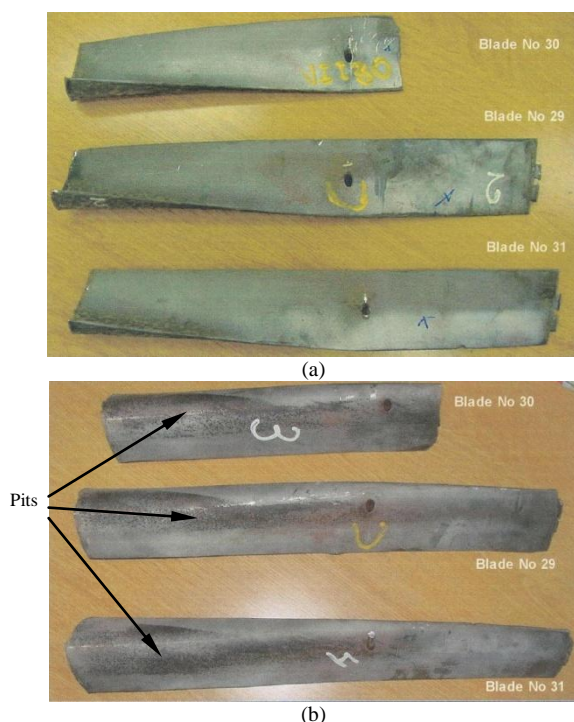


Figura 5. Lados pressão (a) e sucção (b) das palhetas #30, 29 e 31.

II. ANÁLISE DE FADIGA DE BAIXO CICLO NAS PALHETAS MÓVEIS DO 5º ESTÁGIO

Numa primeira abordagem do problema, foi considerada a falha por fadiga de baixo ciclo. Para isso, foi realizada a análise modal do 5º estágio completo de forma a aplicar o

SAFE (Singh's Advanced Frequency Evaluation) Diagram. Os primeiros modos de vibração obtidos nesta análise modal são apresentados nas Tabelas I e II.

Tabela I. Frequências e modos de vibração das palhetas no 1º modo de flexão.




#1 – 1D – 152,70 hz	#2 – 1D – 152,8 hz
#3 – 2D – 153,2 hz	#4 – 2D – 153,3 hz
#6 – 3D – 154,1 hz	#7 – 3D – 154,4 hz

Tabela II. Frequências e modos de vibração das palhetas no 2º modo de flexão.

#31 – 1D – 184,4 hz	#32 – 1D – 184,4 hz
#33 – 2D – 185,1 hz	#34 – 2D – 185,4 hz
#35 – 3D – 185,9 hz	#36 – 3D – 186,2 hz

Para a avaliação da fadiga de baixo ciclo usando o SAFE Diagram, sugere-se que, a fadiga de baixo ciclo, ou a ressonância nas palhetas de um disco/estágio poderá ocorrer, levando-as à fratura, quando o número do modo diametral coincidir com o número do harmônico da velocidade de operação da turbina. A Tabela III apresenta de forma resumida este conceito aplicado pelo SAFE Diagram [10].

Tabela III. Modos com potencial para entrar em ressonância.

Velocidade de operação (rpm)	Velocidade de operação (hz)	Número do modo diametral (nD)	Frequência (hz)/ Número do harmônico (nH)
3.600	60	 (nD = 1)	60 (nH = 1)
3.600	60	 (nD = 2)	120 (nH = 2)
3.600	60	 (nD = 3)	180 (nH = 3)

Da observação da Tabela II, é possível verificar que, há dois modos 3D com frequências de 185,9 hz e 186,2 hz. Estes valores apresentam um desvio de 3,3% e 3,4% respectivamente, da frequência de 180 hz, correspondente ao terceiro harmônico da velocidade de operação da turbina. Segundo [6], uma margem de, no mínimo, 3% é recomendada para assegurar uma operação livre de ressonância. A partir destes resultados, pôde-se concluir, portanto que, nas palhetas móveis do 5º estágio da turbina de baixa pressão da UTLC não haveria problema de fadiga de baixo ciclo. Esta conclusão reforça o que pode ser observado na figura 4, com as linhas de praia podendo ser identificadas macroscopicamente, o que corresponde a ciclos de parada e partida da turbina.

III. SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO DO VAPOR NA TURBINA

Em razão das conclusões obtidas na primeira abordagem do problema de fadiga das palhetas do 5º estágio, propôs-se uma nova investigação, desta vez, considerando a fadiga de alto ciclo. Neste estudo, as tensões médias e alternantes nas palhetas do 5º estágio devem ser calculadas. As tensões médias são obtidas em função da força de inércia devido à rotação da turbina e devido aos campos médios de pressão que o escoamento exerce sobre as palhetas. As tensões alternantes são devido às flutuações no campo de pressão originada pela passagem de uma palheta móvel por uma palheta fixa.

Neste presente trabalho, o escoamento do vapor na região do 4º e 5º estágios é realizado usando a técnica de CFD (Computational Fluid Dynamics) com o software comercial ANSYS CFX v. 12, fazendo uso de domínios estacionários para as palhetas fixas, e rotacionários para as palhetas móveis.

A. Metodologia

Precedendo a análise CFD, a compressibilidade do fluido deve ser simulada usando o IAWPS97 (Steam–Water–Properties Software freeware em <http://www.steam-water-properties.com>).

A consideração do fluido como sendo um gas ideal num primeiro momento, revelou uma discrepância com resultados do balanço térmico disponibilizada pelo fabricante da turbina. Numa análise posterior dos dados do fabricante, é observada a formação de uma fração de líquido no 5º estágio. Este fato revela a necessidade de modelar o vapor como um fluido bifásico em equilíbrio termodinâmico. Um modelo que faz esta consideração é chamado de Modelo de Equilíbrio de Fase no módulo de análise CFD do ANSYS, denominado de CFX. Este modelo considera o domínio de análise onde as equações de conservação devem ser aplicadas.

B. Modelos Geometricos e Numéricos

Neste trabalho, o domínio de análise é axisimétrico. Um modelo geométrico representando o volume das palhetas é desenhado em software de CAD (Computer-Aided Design), denominado de positivo, para em seguida, um outro modelo geométrico representando a trajetória do vapor deve ser desenhado, denominado de negativo. Esta etapa necessita do conhecimento da forma geométrica das palhetas fixas e móveis, da distância entre estas palhetas, da posição do estator com relação às palhetas e das extrações de vapor na região a ser modelada. As figuras 6, 7, 8 e 9 apresentam os modelos geométricos positivo e negativo das palhetas fixas e móveis do 4º estágio, assim como das palhetas fixas e móveis do 5º estágio.

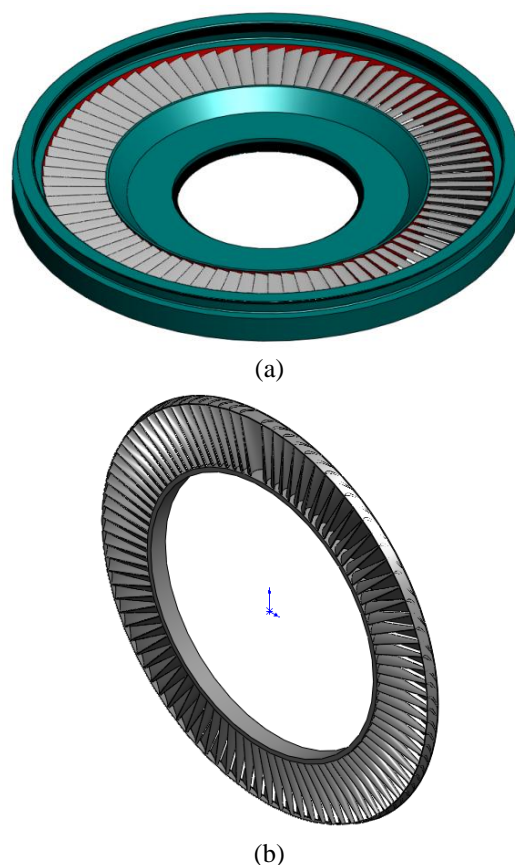
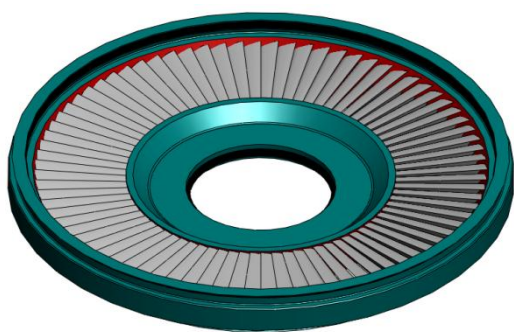
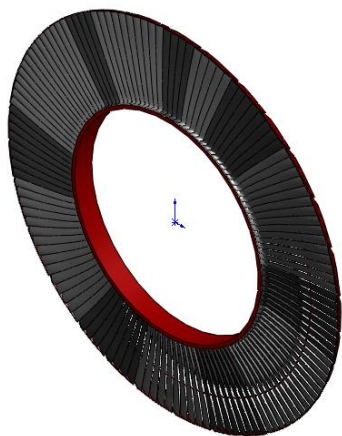


Figura 6. Modelos positivos das palhetas (a) fixas e (b) móveis do 4º estágio.

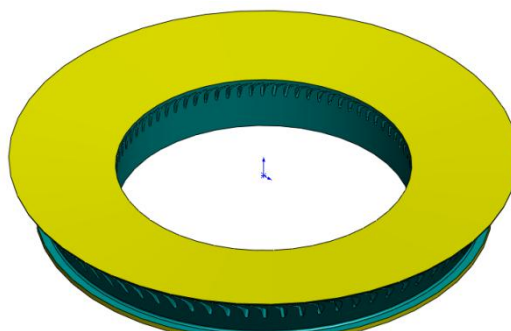


(a)

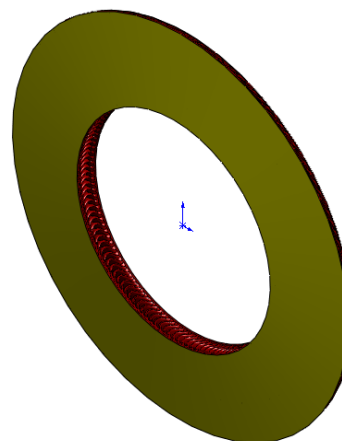


(b)

Figura 7. Modelos positivos das palhetas (a) fixas e (b) móveis do 5º estágio.

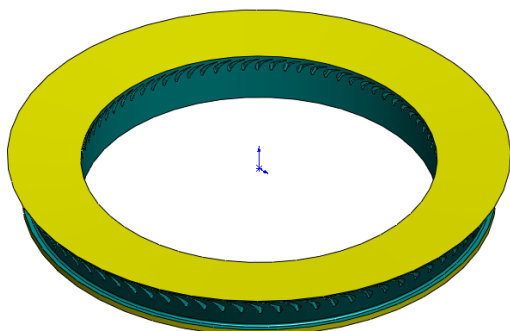


(a)

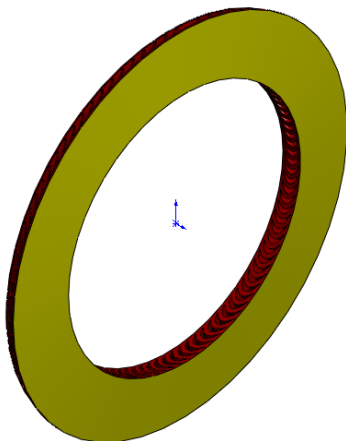


(b)

Figura 9. Modelos negativos das palhetas (a) fixas e (b) móveis do 5º estágio.



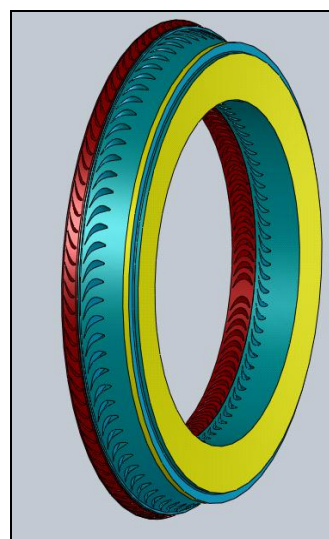
(a)



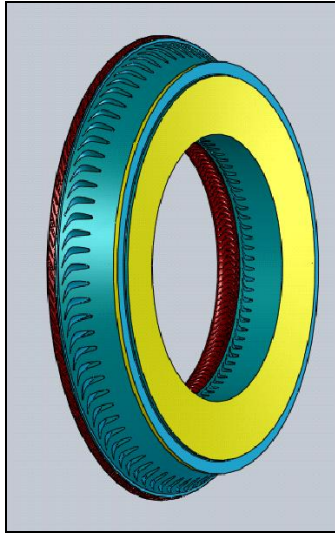
(b)

Figura 8. Modelos negativos das palhetas (a) fixas e (b) móveis do 4º estágio.

A figura 10 apresenta os modelos geométricos negativos das palhetas fixas e móveis do 4º e do 5º estágio. Testes foram realizados com estes modelos individualmente, para no modelo final, considerar os modelos do 4º e do 5º estágio acoplados, [5]. Em razão da simetria axial do problema, somente um setor foi tomado para a simulação do escoamento. O número de palhetas deve ser escolhido segundo mencionado em [3]. A figura 11 apresenta este modelo.



(a)



(b)

Figura 10. Modelos negativos das palhetas fixas e móveis (a) do 4º estágio e (b) do 5º estágio.

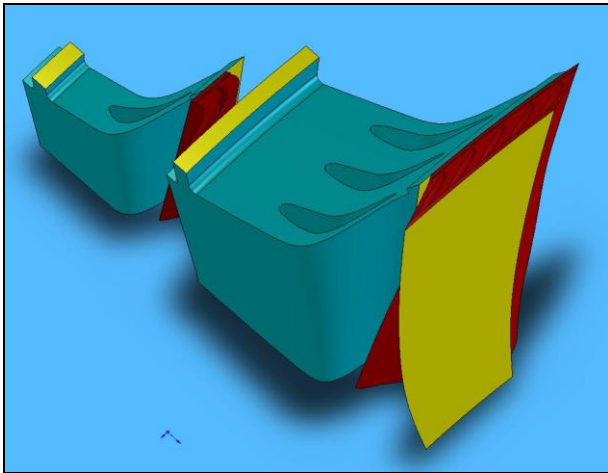
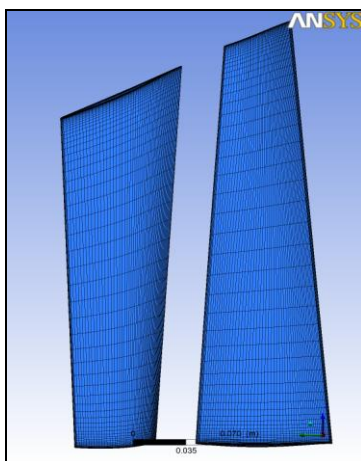
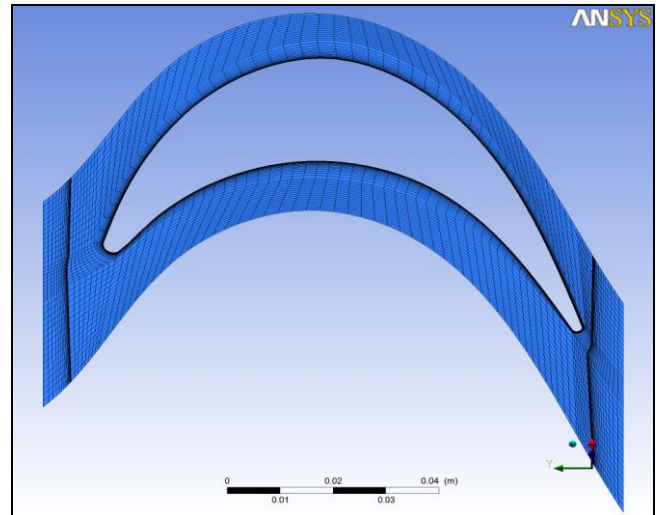


Figura 11. Modelo negativo das palhetas fixas e móveis do 4º estágio e 5º estágio.

A malha do modelo é definida por elementos hexahédricos e tetrahédricos, de acordo com a geometria. A figura 12 apresenta imagens de algumas regiões da malha de elementos.



(a)



(b)

Figura 12. Malha de elementos tetrahédricos e hexahédricos.

Para fins de informação, a Tabela IV apresenta o número de nós que contém o modelo completo do 4º e 5º estágios.

Tabela IV. Modos com potencial para entrar em ressonância.

		Nº de nós por palheta	Nº de palhetas	Nº total de nós
4º estágio	Fixas	829.780	1	829.780
	Móveis	441.169	1	441.169
5º estágio	Fixas	976.325	3	2.928.975
	Móveis	1.539.131	5	7.695.655
			Nº total de nós	11.786.429

A etapa seguinte a geração da malha de elementos que define o domínio de análise, é definir as equações que serão resolvidas, aplicar as condições de contorno e definir o critério de simulação numérica. A solução das equações que descrevem o problema é finalizada quando a convergência numérica é atingida.

A característica turbulenta do vapor é modelada usando o modelo de turbulência Shear Stress Transport (SST). A formulação do modelo SST é dada pelas equações (1) e (2), [1].

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_i k}{\partial x_i} = \tilde{P}_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu + \sigma_k \mu_t \frac{\partial k}{\partial x_i} \right]$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_i \omega}{\partial x_i} = \alpha \frac{1}{v_i} \tilde{P}_k - \beta^* \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu + \sigma_\omega \mu_t \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] \quad (1)$$

$$+ 2 (1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}$$

$$v_t = \frac{\alpha_1 k}{\max \alpha_1 \omega, SF_2}$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

$$P_k = \mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$$

$$\rightarrow \tilde{P}_k = \min \left(P_k, 10 \beta^* \rho k \omega \right) \quad (2)$$

$$F_1 = \tanh \left\{ \left[\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho\sigma\omega^2 k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right]^4 \right\}$$

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right]$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma\omega^2 \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right)$$

sendo, k a energia cinética turbulenta, ω a frequência de turbulência, y a distância mais próxima da parede, S uma medida invariante da taxa de deformação, ρ is a densidade e U_i a velocidade do fluxo. F_1 e F_2 são funções dependentes do tipo de modelo empregado, [8].

A convergência dos resultados foi atingida impondo duas situações de condições de contorno:

1) pressão/pressão: a pressão total é prescrita na entrada das palhetas fixas do 4º estágio e a pressão estática é imposta na saída do 5º estágio;

2) vazão/pressão: a vazão é prescrita na entrada das palhetas fixas do 4º estágio e a pressão estática é imposta na saída do 5º estágio.

Estes valores prescritos, foram extraídos de um desenho esquemático produzido pelo fabricante da turbina.

Quando se aplica as condições de contorno tipo pressão/pressão, a vazão é um resultado da simulação. Por outro lado, garante-se que o nível das pressões na turbina esteja próximo do esperado. Quando se aplica a condição vazão/pressão, garante-se evidentemente que o fluxo de massa seja o esperado, porém a pressão na entrada do quarto estágio, um resultado da simulação, pode se afastar do valor previstos pelo fabricante.

Os resultados são obtidos considerando os seguintes dados adicionais:

- Velocidade de rotação $\Omega = 3.600 \text{ rpm} = 60 \text{ Hz}$;
- Tempo de uma rotação $t_\Omega = (1/60) \text{ s} = 0,01667 \text{ s}$;
- Número de palhetas fixas do 5º estágio $N_{pf} = 80$;
- Tempo para passagem de uma palheta móvel por uma fixa $t_{fm} = t_\Omega / N_{pf} = 2,08375 \cdot 10^{-4} \text{ s}$;
- Passo no tempo da simulação transiente $p_t = t_{fm} / 100 = 2,08375 \cdot 10^{-6} \text{ s}$.

C. Resultados e Discussões

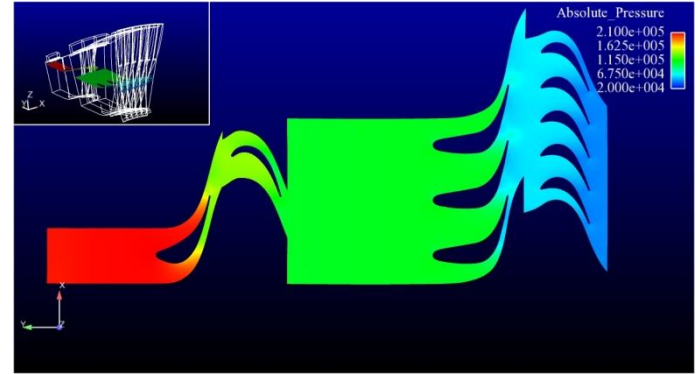
Para fins de comparação, a Tabela V apresenta dados obtidos com o balanço de energia fornecidos pelo fabricante da turbina e resultados obtidos da simulação numérica com a primeira das duas situações de condições de contorno apresentadas acima.

Tabela V. Comparação entre dados do fabricante e resultados da simulação.

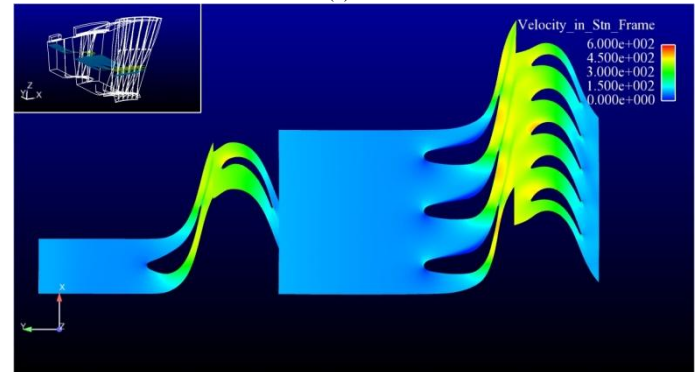
	Dados fabricante	Simulação
Pressão média na entrada do 5º estágio [kPa]	94.13	94.25
Temperatura média na saída do 5º estágio [K]	352.79	352.75
Fração mássica na saída do 5º estágio [%]	97.3	97.5
Fluxo de massa [kg/s]	102.73	88.31

Na Tabela V, observa-se uma diferença significativa entre o fluxo de massa previsto pela simulação e o fornecido pelo fabricante da turbina.

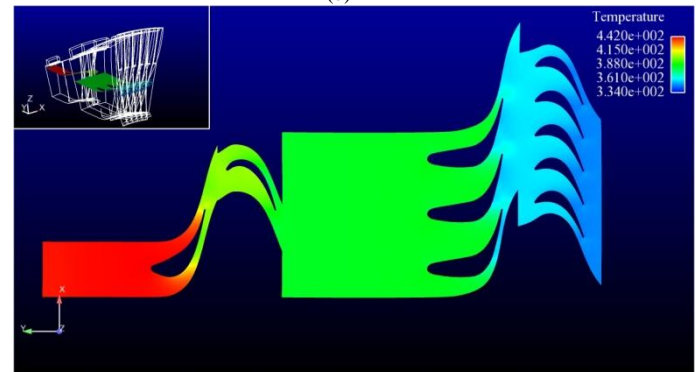
Como resultados obtidos da resolução das equações que descrevem o escoamento do vapor na região do 4º e do 5º estágios, tem-se: a pressão, a velocidade, a temperatura e a fração mássica do vapor. A figura 13 apresenta a evolução destas variáveis ao longo da passagem do vapor do 4º para o 5º estágio. Estes resultados são extraídos em uma posição radial conforme mostrado na posição superior esquerda.



(a)



(b)



(c)

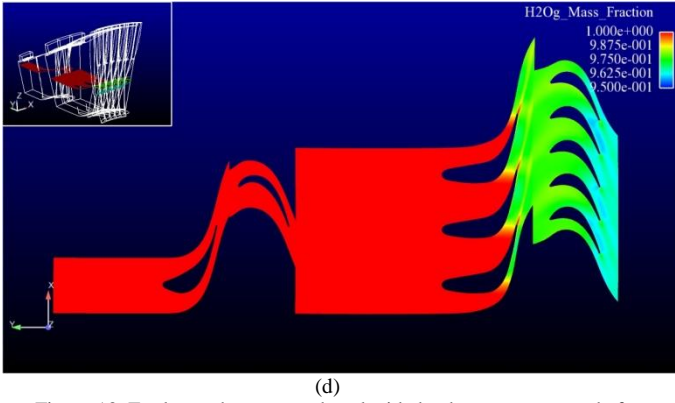


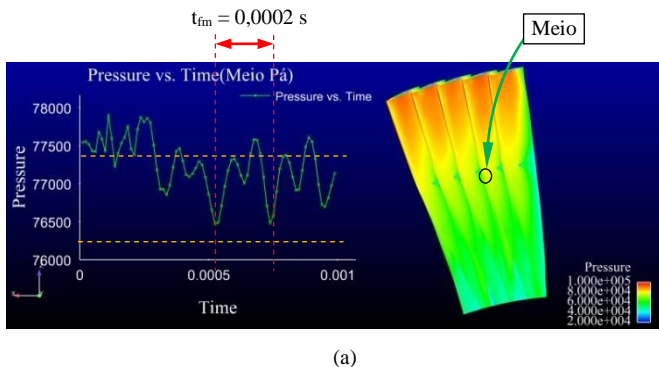
Figura 13. Evolução da pressão, da velocidade, da temperatura e da fração mássica do vapor ao longo do 4º e 5º estágios.

Na figura 13(a), percebe-se uma queda de pressão de um estágio para outro, assim como percebe-se claramente a queda de pressão durante a passagem do vapor pelas palhetas fixas do 4º e do 5º estágios, se mantendo praticamente constante durante a passagem pelas palhetas móveis nestes estágios. Apesar de na direção axial da turbina a pressão se mantém praticamente constante nas palhetas móveis, percebe-se também um gradiente de pressão na direção radial. Isso ocorre em função do ângulo de hélice da seção transversal da palheta. Pode-se concluir com isso que as palhetas móveis do 5º estágio são de ação, quando analisado o fluxo do vapor na direção axial, porém são também de reação, quando analisado o fluxo na direção radial.

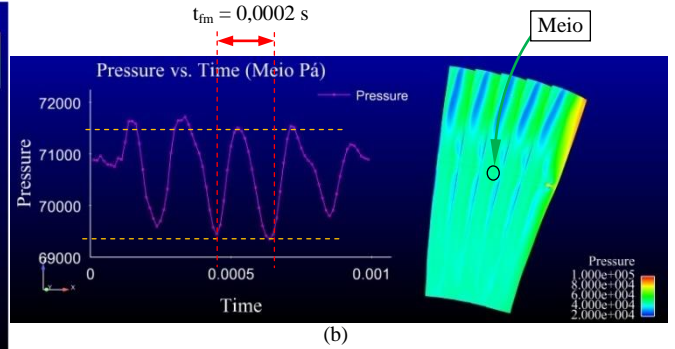
Na figura 13(b), percebe-se na passagem do vapor pelas palhetas fixas e móveis, o aumento e em seguida a redução da velocidade do vapor, caracterizando a transformação da energia cinética em energia mecânica para rotacionar as palhetas móveis.

Na figura 13(c), percebe-se a redução da temperatura do vapor na passagem do vapor do 4º para o 5º estágio, e na Figura 13(d), percebe-se que o vapor é seco até as palhetas fixas do 5º estágio, para nas palhetas móveis se tornar úmido. Este aspecto reforça o que foi encontrado em algumas referências bibliográficas sobre a formação de vapor úmido no 5º estágio de turbinas de baixa pressão, o que contribui para a criação de um ambiente agressivo.

As figuras 14 e 15 apresentam a flutuação de pressão nos lados pressão e sucção em um ponto no meio das palhetas móveis do 5º estágio, para a condição vazão/pressão e pressão/pressão, conforme mencionado acima.

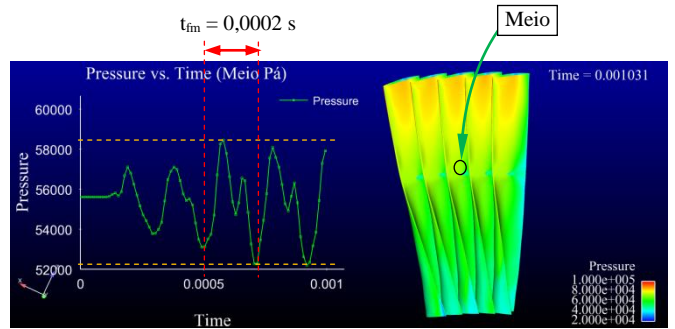


(a)

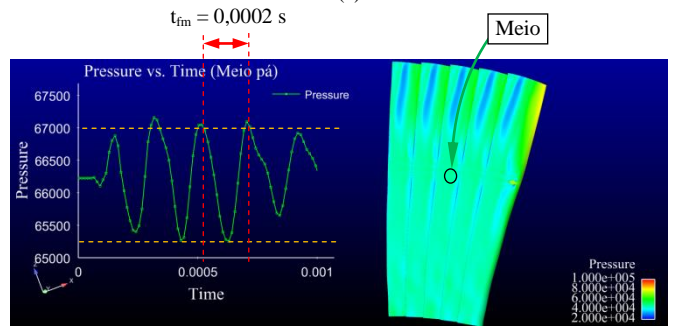


(b)

Figura 14. Flutuação de pressão no meio da palheta (a) lado pressão e (b) lado sucção, para a condição vazão/pressão.



(a)



(b)

Figura 15. Flutuação de pressão no meio da palheta (a) lado pressão e (b) lado sucção, para a condição pressão/pressão.

Da observação das figuras 14 e 15, é possível concluir que:

- Após um período de aproximadamente 0,0005 s, a flutuação de pressão entra em um regime de estabilidade numérica.
- É possível identificar claramente o tempo de passagem de uma palheta móvel por uma palheta fixa $t_{fm} = 2,08375e-4$ s.
- Nas figuras 14(a) e 15(a), observa-se uma frequência com um período de aproximadamente a metade do tempo de passagem de uma palheta móvel por uma palheta fixa, $t_{fm}/2$ s, fato para o qual não encontramos justificativas físicas.

Deve-se também notar que a amplitude da variação da pressão na figura 15(a) é significativamente maior que nas demais figuras.

IV. ANÁLISE ESTRUTURAL NAS PALHETAS MÓVEIS DO 5º ESTÁGIO

De acordo com a metodologia empregada no presente trabalho, para a realização da análise de fadiga de alto ciclo das

palhetas do 5º estágio da turbina de baixa pressão da UTLC, é necessário o cálculo das tensões resultantes devido à força inercial, $\sigma(\Omega)$, e devido a flutuação de pressão, $\sigma(P)$. Estas tensões serão obtidas considerando duas condições de contorno diferentes para a simulação do escoamento do vapor: vazão/pressão e pressão/pressão, conforme descrito anteriormente.

A distribuição de pressão é obtida com a importação dos resultados obtidos no módulo CFX para o módulo de análise estrutural. Para isso, deve-se definir os instantes de tempo quando serão feitas as importações, escolhidos a partir de uma curva como a apresenta na figura 16, que representa a flutuação de pressão no ponto de nucleação da trinca na condição vazão/pressão.

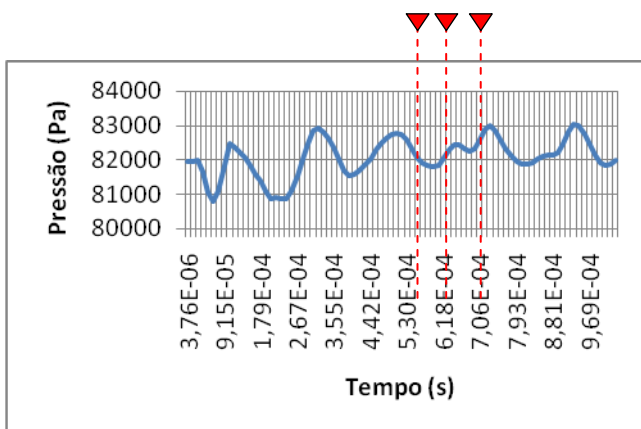
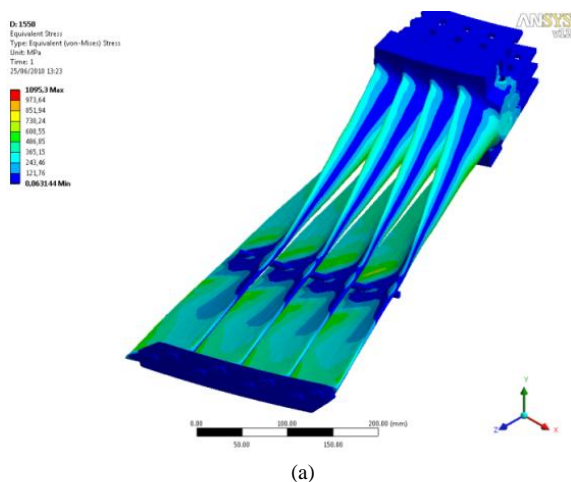
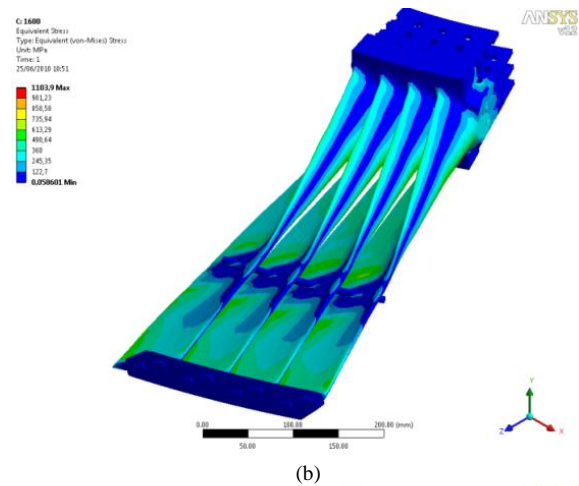


Figura 16. Flutuação de pressão no ponto de nucleação da trinca para a condição vazão/pressão.

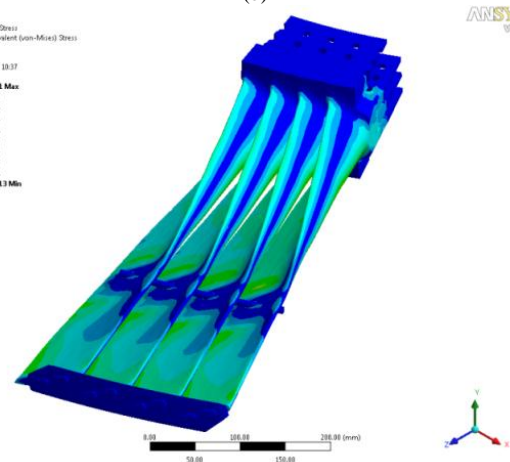
A figura 17 apresenta a distribuição de tensão equivalente de von Mises nos instantes identificados na figura 16.



(a)



(b)



(c)

Figura 17. Tensão equivalente de von Mises em 3 instantes de tempo na condição vazão/pressão.

A figura 18 apresenta um exemplo de como as tensões identificadas no bordo de ataque da palheta móvel na região de nucleação da trinca.

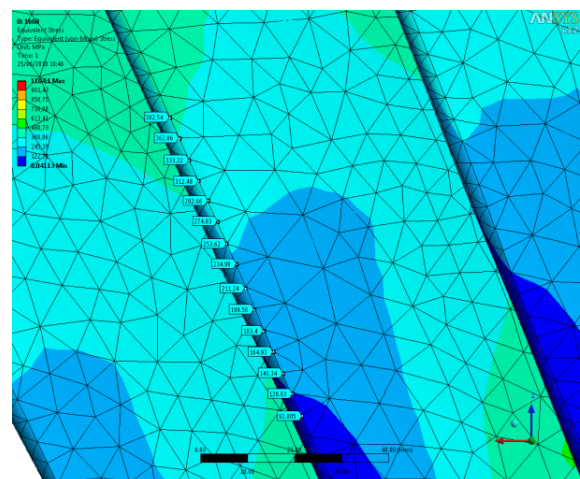


Figura 18. Exemplo de identificação das tensões na região de nucleação da trinca.

As figuras 19 e 20 apresentam a flutuação de pressão no ponto de nucleação da trinca e a distribuição de tensão equivalente de von Mises nos 3 instantes identificados na figura 19, para a condição pressão/pressão.

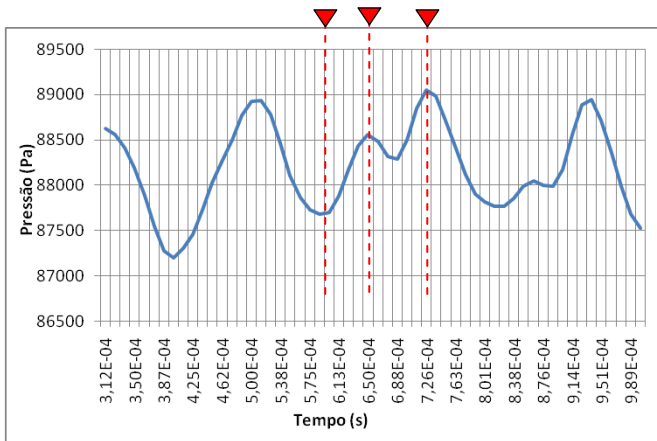


Figura 19. Flutuação de pressão no ponto de nucleação da trinca para a condição pressão/pressão.

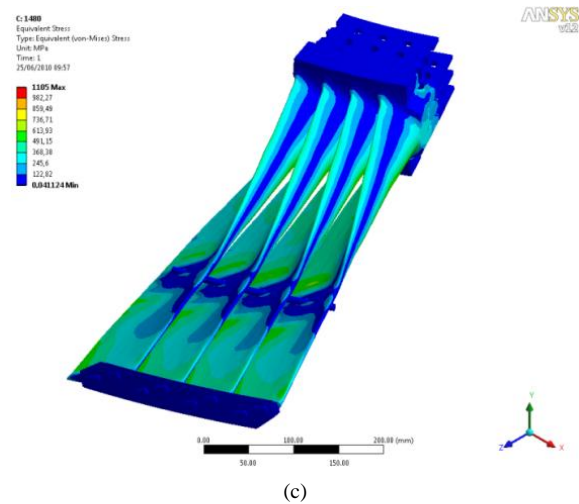
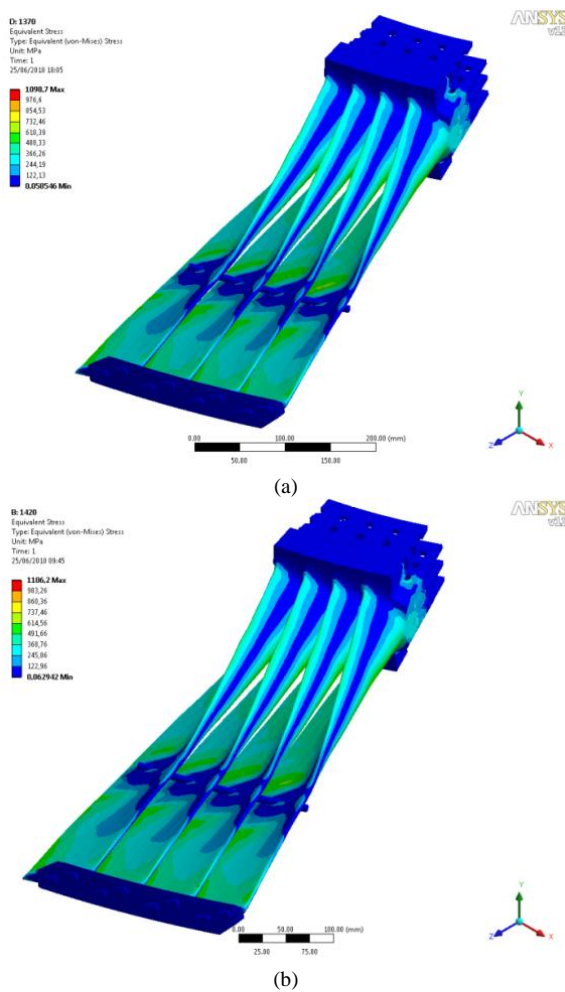


Figura 20. Tensão equivalente de von Mises em 3 instantes de tempo na condição pressão/pressão.



Na Tabela VI estão destacados pontos onde se encontram os valores das maiores tensões média e alternante nas duas condições, vazão/pressão e pressão/pressão, retirados dos pontos no bordo de ataque, região onde ocorre a nucleação da trinca, conforme apresentado na figura 18. Assim, por exemplo, para a condição vazão/pressão, a tensão média máxima é de 382,12 MPa e nesse ponto a tensão alternante é 0,85 MPa. Já a maior tensão alternante é de 19,84 MPa e nesse ponto a tensão média é de 101,93 MPa.

Tabela VI. Tensões média e alternante nos casos vazão/pressão e pressão/pressão.

	Tensão média (MPa)	Tensão alternante (MPa)
vazão/pressão	382,12	0,85
	101,93	19,84
pressão/pressão	376,06	10,11
	104,20	27,41

V. ANÁLISE DE FADIGA DE ALTO CICLO NAS PALHETAS MÓVEIS DO 5º ESTÁGIO

O material das palhetas do 5º estágio é do tipo (12Cr-TP-403) com tensão de escoamento de 566 MPa e tensão de ruptura de 740 MPa. A ruptura por fadiga da palheta #30 do 5º estágio de baixa pressão teve início em um pit de corrosão, com 0,42 mm de profundidade, conforme relatório de análise da falha elaborado pelo fabricante, [8]. As palhetas adjacentes, que não romperam, tinham pits da ordem 0,15 mm. Este fato evidencia a importância da profundidade do pit no processo de falha.

Para uma situação deste tipo a análise de fadiga pode seguir dois procedimentos distintos, quanto ao tratamento dado ao pit de início da falha:

1 – Considerar o pit como um ponto de concentração de tensão, que nucleia uma trinca, a qual vai posteriormente crescer até levar à falha. Este procedimento faz uso dos modelos tradicionais de análise de fadiga, com os modelos tensão-vida ou deformação-vida. Para o caso de fadiga de alto ciclo, o fator chave passa a ser a tensão limite de fadiga, visto que rapidamente as flutuações de tensão atingem a casa dos milhões de ciclos. A tensão limite de fadiga deve

considerar o meio no qual a palheta trabalha, como temperatura, presença de vapor e de condensado.

2 – Considerar o pit como sendo uma pequena trinca inicial que com o carregamento cíclico vai progressivamente aumentando de tamanho, até levar à ruptura final da palheta. Para este procedimento a vida da palheta é computada considerando o mecanismo de formação do pit e, posteriormente, o mecanismo de propagação da trinca de fadiga. O modelo de análise fadiga para este caso é o baseado na Mecânica da Fratura, de propagação da trinca, cuja velocidade depende da parcela dinâmica do fator de intensidade de tensão, ΔK , lei de Paris - Erdogan.

A literatura recente trata o problema de fadiga sob corrosão de palhetas de turbina preferencialmente com o modelo de propagação, procedimento 2. Assim, para que a propagação efetivamente ocorra, é necessário que ΔK atuante seja maior que ΔK_{th} , para o tipo de ambiente, bem como para aquele valor de tensão média. O valor de ΔK_{th} representa o nível de sensibilidade do material para que ocorra a propagação. Abaixo dele a trinca não propaga, permanecendo dormente.

Segundo [2], para um aço 12 Cr, com resistência à tração de 800 MPa, portanto bastante similar ao utilizado nas palhetas do 5º estágio, tem-se um valor $\Delta K_{th} = 2 \text{ MPa m}^{1/2}$, para $R=0,8$, relação entre a tensão mínima e a tensão máxima do ciclo de carregamento. Este valor de R é bastante próximo ao encontrado nas análises, decorrência de uma elevada tensão média, quando comparada com a tensão alternante. Para o caso do material operar num ambiente de vapor d'água pode-se esperar valores menores, da ordem de $1 \text{ MPa m}^{1/2}$ ou menos. Usando a maior flutuação de tensão encontrada, 27,41 MPa, bem como uma profundidade de trinca de 0,42 mm, profundidade do pit, resulta $\Delta K = 1,11 \text{ MPa m}^{1/2}$. Desta forma passa a ser fundamental a determinação exata de ΔK_{th} , de modo a estabelecer, para as reais condições de operação, as condições limítrofes para a propagação ou não, quanto a níveis de carga, meio ambiente e dimensões dos pits.

VI. CONCLUSÕES

Concluindo, dos dados obtidos com a análise de tensões usando o carregamento dinâmico atuante sobre as palhetas do 5º estágio da turbina de baixa pressão da UTLC, obteve-se flutuações de tensão da ordem de 27 MPa. Conforme discutido, as literaturas mais recentes (2010) sobre o problema de fadiga sob corrosão em aços com 12% de cromo indicam que o método de análise baseado nos conceitos da mecânica da fratura são plenamente aplicáveis. Assim, a falha por fadiga ocorrida na palheta #30 do 5º estágio da turbina de baixa pressão passa a ser encarada sob dois aspectos:

1 - O problema de formação do pit, sob ação do mecanismo de corrosão/ erosão, consequência do fluxo de vapor e a existência de um certo percentual de condensado. A formação destes pits é fortemente influenciada pelas interações material-ambiente.

2 - Uma vez formado o pit este pode ser tratado de duas formas, uma como ponto de concentração de tensão e modelar a fadiga como nucleação, aplicando os critérios de Wohler, Goodman, etc, ou modelar diretamente como propaga-

ção, usando a mecânica da fratura, como indicado na literatura mais recente.

Da análise realizada verifica-se que a resistência do material à propagação da trinca, caracterizada pelo nível de sensibilidade à propagação, da ordem de $1 \text{ MPa m}^{1/2}$, é muito próxima da sollicitação cíclica atuante, quando se considera o pit como uma trinca inicial de profundidade de 0,42 mm. Neste caso a sollicitação, dada pela parcela dinâmica do fator de intensidade de tensão atinge $1,11 \text{ MPa m}^{1/2}$. Assim o pit passa a se comportar como uma pequena trinca de fadiga que vai progressivamente ganhando dimensões, até a ruptura final. Esta diferença numérica indica a necessidade de se aprimorar os estudos neste foco, de forma a ter-se mais certeza sobre os valores envolvidos. Nesse sentido, a obtenção do fator de intensidade de tensão crítico K_{IC} do material da palheta, e o desenvolvimento de modelo numérico para a análise de mecânica da fratura contribuiriam para esclarecer essas questões.

Finalizando, para avaliar a vida da palheta, passa a ser necessário quantificar a vida para a formação do pit, modelada pelo mecanismo de corrosão, mais uma vida de propagação da trinca de fadiga, formada a partir do pit. Para quantificar estas duas parcelas de vida um maior conhecimento destes dois mecanismos passa a ser necessário, com valores numéricos aplicáveis ao caso em questão, da combinação de material, nível de sollicitação e meio ambiente. Nesse ponto, ensaios em laboratório, simulando as mesmas condições que daquelas em operação das palhetas, poderiam contribuir para aprimorar os modelos numéricos.

A metodologia apresentada nesse trabalho, de determinação do fluxo de vapor incidente sobre as palhetas, para posterior determinação das tensões flutuantes, e em seguida análise de fadiga, ou de mecânica da fratura, contribui para a avaliação de confiabilidade de projetos de turbinas a vapor. Esse conhecimento é importante para decisões estratégicas quanto aos projetos de palhetas na aquisição de novas turbinas junto aos fabricantes, assim como contribui para análise de causa raiz de falhas de palhetas de turbinas a vapor em operação e o aprimoramento do projeto de palhetas de modo a obter o aumento da sua confiabilidade operacional.

O aumento da confiabilidade de componentes mecânicos em unidades termelétricas, reduz a probabilidade de falha, e consequentemente a interrupção de geração de energia, disponibilizando a unidade geradora por um maior período de tempo ao órgão regulador.

VII. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Tractebel Energia S.A. e à ANEEL pelo aporte financeiro para a realização dessa pesquisa, e à ESSS-Engineering Simulation Scientific Software pelas contribuições na simulação do escoamento do vapor na turbina de baixa pressão da UTLC do Complexo Termelétrico Jorge Lacerda da Tractebel Energia S. A.

VIII. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Periódicos:

- [1] Menter, F., "Review of the Shear-Stress Transport Turbulence Model Experience from an Industrial Perspective", International Journal of Computational Fluid Dynamics, 23: 4, 305 - 316, London-UK, 2009.

- [2] Stanzl-Tscheggel, S., B. Schönbauer, Near-threshold fatigue crack propagation and internal cracks in steel, *Procedia Engineering* 2 1547–1555, 2010.
- [3] Wang, Q., Wang, J. and Zhang, J., “Dynamic Analysis Of Shrouded Blades and Disc Coupling System with Freely Slipping Shroud Contact Surfaces,” *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, Vol. 69, Issue 6 pp. 540-542, 1997.

Livros:

- [4] Woodruff, E. B., Lammers, H. B. and Lammers T. F., *Steam Plant Operation*, 8^a Edition, MacGraw-Hill, 2005.

Relatórios Técnicos:

- [5] Monteiro, H. C. and Rangel, L. P., Estudo Numérico-Experimental do Comportamento em Fadiga de Alto Ciclo em Palhetas de Turbinas a Valor de Usinas Termoelétricas, Engineering Simulation Scientific Software-ESSS, 2010.
- [6] Orsagh, R. F. and Roemer, Examination of Successful Modal Analysis Techniques Used for Bladed-Disk Assemblies, Impact Technologies, LLC, Rochester, New York 14623.
- [7] Traverso, Marzia, Failure analysis on the blades of Lacerda, Ansaldo Energia, outubro 2002.

Artigos Apresentados em Conferências (Não publicados):

- [8] Monteiro, H. C. Rangel, L. P., da Silva, A. F. C., Pereira, J. C., da Rosa, E., Bindewald, H, Torres, L. A. de M., “Transiente Steam Flow Simulation in a Low Pressure Turbine Portion for a Blade Fatigue Analysis”, Thirteenth International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC-13), Hawaii, USA, 2010.

Artigos em Anais de Conferências (Publicados):

- [9] Pereira, J. C., Torres, L. A. de M., Rosa, E. da and Bindewald, H. “A Low Cycle Fatigue on a Steam Turbine Bladed Disk-Case Study”, *12th IFToMM World Congress*, Besançon, France, 2007.

Dissertações e Teses:

Normas:

Patentes: