Unisanta Science and Technology, **2017, 6, July**
Published Online 2017 Vol.6 N°1 http://periodicos.unisanta.br/index.php/sat)

UNISANTA
Science and Technology
ISSN 2317-1316

Estudo da Falha em Palheta de uma Turbina a Vapor Sistema Motriz de Compressor de Síntese de Gás Nitroso

Ricardo A. Ferreira da Silva[1] e Willy Ank de Morais[1,2]

UNISANTA[1] – Universidade Santa Cecília – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - PPGEMec
Rua Oswaldo Cruz, 266 - Santos-SP, Brasil - CEP: 11045-100

WILLY ANK SOLUÇÕES [2] – Departamento Técnico
Rua Onze de Junho, 312 A.102 - São Vicente-SP, Brasil- CEP: 11320-160

E-mail*:* riapfesi@hotmail.com
Received dec, 2016

Resumo: Este trabalho trata do estudo da falha de uma palheta de turbina a vapor que ocorre de forma repetitiva. Foram investigadas várias hipóteses de falha: no projeto; no material; avaliação das condições de vibração e outros aspectos típicos de projeto (diagrama de Campbell, *Safe Diagram*, frequência de passagem de injetores, fator de segurança, esforços na palheta oriundos do vapor e da força centrífuga, etc.). As avaliações foram comparadas com dimensionamento das tensões que atuam nas palhetas, encontrados analiticamente e através de elementos finitos *FEA* (*Finite Element Analysis*). Desta forma encontrou-se a condição esperada de vida da palheta, estimada através das tensões determinadas e também pelo estudo estatístico dos dados da falha, através da distribuição de Weibull. Desta forma a causa da falha na palheta foi identificada e foi proposta uma solução para que a palheta atenda as condições operacionais da planta em termos de vida útil e confiabilidade.

Palavras chave: Palheta de turbina; análise de falha; fadiga.

Study of the Failure of a Turbine Blade from a Steam Nitrous Gas Synthesis Compressor Power Train

Abstract: This work deals with the study of the failure of a steam turbine blade that occurs in a repetitive way. Several hypotheses of failure were investigated: design; material; evaluation of vibration conditions and other typical aspects of design (Campbell diagram, Safe Diagram, frequency of injection nozzle, safety factor, forces on the blade from steam and centrifuge force, etc.). The evaluations were compared with the calculated stresses that act on the blades, found analytically and through finite elements analysis (FEA). In this way, the expected condition of life for the blade, that was estimated by the determined stresses and also by the statistical study of the fault data, using the Weibull distribution. In this way, the cause of the failure of the blade was identified and a solution was proposed so that the blade meets the operational conditions of the plant in terms of useful life and reliability.

Keywords: Turbine blade; failure analysis; fatigue.

1. Introdução

Turbinas a vapor ou turbo máquinas são equipamentos que transformam energia de um fluxo contínuo de fluído em energia rotacional mecânica, sendo empregadas para acionar vários tipos de máquinas nas mais diversas aplicações; compressores, bombas, geradores, etc.; nos mais variados tipos e condições industriais. Conforme dados atualizados, não impactados pela atual retração econômica [1], cerca de 30,3% da matriz energética brasileira está relacionada com a aplicação de turbinas a vapor na geração de energia. A importância na matriz energética das turbo máquinas eleva-se para a

Copyright © 2017 ISESC.

faixa de 80% nos países onde a matriz energética não é majoritariamente hídrica [1].

As palhetas das turbo máquinas são seus componentes mais críticos e estão diretamente ligados ao seu rendimento e à sua vida útil [2]. O desenvolvimento das palhetas, como também das turbinas, tem se baseado em ferramentas de projeto avançadas e na experiência tecnológica de cada fabricante, baseada em aplicações existentes [3]. Atualmente os projetos de turbo máquinas, dos grandes fabricantes, são executados através de Análise de Elementos Finitos ou *FEA* (*Finite Element Analysis*) e CFD (*Computational Fluid Dynamics*), utilizando softwares como ANSYS®, ANSYS® CFX®, BLADE GEN®, etc. A outra forma é o dimensionamento analítico, que é dificultado pela escassez de material [4].

Considerando o elevado grau de carregamento sob condições de fadiga, este mecanismo deve ser levado em consideração quando se projeta as palhetas de uma turbina a vapor [5]. Adicionalmente à fadiga, outros mecanismos de degradação devem ser levados em consideração no projeto de palhetas de turbina a vapor, tais como a corrosão, a fluência (*Creep*) e as vibrações [6].

As turbinas a vapor modernas são classificadas de várias formas com relação à sua construção. Em relação ao modo de atuação do vapor no rotor, as turbo máquinas podem ser classificadas como [7, 8]:

- **turbinas de ação** - quando a expansão do vapor ocorre unicamente nos órgãos fixos, constituídos de injetores ou palhetas fixas;
- **turbinas de reação** - quando a expansão do vapor ocorre também no rotor e desta forma a pressão na entrada do vapor é maior do que na saída;
- **turbinas de ação e reação** - são turbinas mistas, sua parte inicial de alta pressão, é construída para ação e a outra parte, de baixa pressão, para reação.

O ciclo termodinâmico que mais se aproxima do ciclo real de turbina a vapor é o ciclo de Rankine [9], que está apresentado na Figura 1 (a) e é uma variação do ciclo de Carnot, no qual o trabalho realizado pelo vapor em uma turbina pode ser representado por um diagrama temperatura-entropia T-S, mostrado na Figura 2 (b).

A transformação da energia potencial do vapor em energia mecânica de rotação ocorre de diversas maneiras no interior das turbinas. Cada forma de transformação de energia possui características diferentes em termos de comportamento da pressão e velocidade envolvidas [7, 8] e consequentemente nos danos que podem produzir.

- **Turbinas *Curtis* (ou de impulso/ação)** – foram desenvolvidas com o objetivo de evitar a perda por energia cinética na saída. Essas turbinas são montadas com 2 ou mais filas de palhetas móveis, intercaladas por palhetas fixas que atuam redirecionando o fluxo de vapor.
- **Turbinas *Rateau* (ou de reação)** – nessas a expansão do vapor é dividida entre as palhetas móveis e fixas, em 2 ou mais fileiras de bocais, nos quais ocorre um escalonamento de pressões.
- **Turbinas de estágios combinados (impulso e reação)** – construídas com os dois tipos de extração da energia do vapor em um mesmo conjunto rotor, condição essa que se mostrou mais vantajosa do ponto de vista econômico.

Normalmente os estágios de impulso (*Curtis*) se destinam as altas pressões, porque as características construtivas deste tipo de turbina proporcionam uma queda de pressão maior com uma eficiência melhor para um baixo número de estágios. Os estágios de reação (*Rateau*) são empregados para as baixas pressões, porque suas características construtivas proporcionam uma maior eficiência em pressões menores.

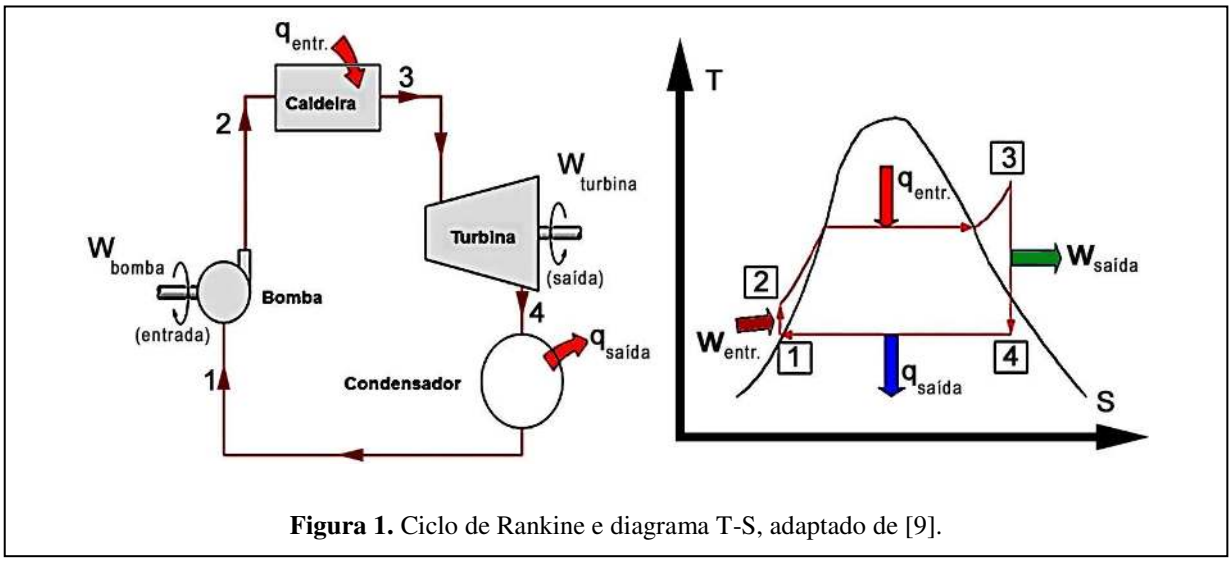

Figura 1. Ciclo de Rankine e diagrama T-S, adaptado de [9].

Copyright © 2017 ISESC

Assim, para turbinas de estágios combinados obtêm-se melhores rendimentos e dimensões mais apropriadas para cada ciclo, consequentemente obtendo-se melhores rendimentos no conjunto [9].

1.1 Projeto de Palhetas e Forças Atuantes

As palhetas são componentes essenciais das turbinas, pois são responsáveis por transformar a energia do vapor em movimento do rotor, implicando diretamente no rendimento geral das turbinas. Seu projeto e fabricação apresentam particularidades vinculadas com a forma de atuação do fluxo de vapor nestes componentes e em como esta interação gera trabalho mecânico. Para o projeto destes componentes têm-se várias expressões que descrevem as condições mecânicas submetidas, cuja notação e símbolos empregados estão listados no Quadro 1:

Fluxo de vapor pela turbina (com $\varphi = 0{,}95$) [7, 11]:

$$C_1 = \varphi C_{1t} = 91{,}5\varphi\sqrt{i_0 - i_{it}}, \text{ para } C_0 = 0 \quad (1)$$

$$C_1 = \varphi C_{1t} = 91{,}5\varphi\sqrt{i_0 - i_{it} + \frac{C_0^2}{8378}}, \text{ para } C_0 \neq 0 \quad (2)$$

Transformação da energia em movimento nas palhetas móveis em um estágio de impulso ($\varphi = \psi = 0{,}95$) [7, 8, 11]:

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + u^2 - 2uC_1\cos\alpha_1} \quad (3)$$

$$W_2 = \psi W_1 \quad (4)$$

$$C_2 = \sqrt{W_2 + u^2 - 2uW_2\cos\beta_2} \quad (5)$$

Transformação da energia em movimento nas palhetas móveis em um estágio de reação [8, 10]:

$$W_{2t} = \sqrt{w_1^2 + 8378\varrho h_{02}} \quad (6)$$

$$W_2 = \psi W_{2t} = \psi\sqrt{w_1^2 + 8378\varrho h_0} \quad (7)$$

$$L_{rs} = \frac{C_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - C_2^2}{2g} \quad (8)$$

Força atuante na direção do fluxo [11, 12],

nas palhetas guia: $P_{Pg} = \frac{G}{g}(C_1 - C_2) + t_n(p_1 - p_2)$ (9)

nas palhetas móveis: $P_{Pm} = \frac{G}{g}(w_1 - w_2) + t_b(p_1 - p_2)$ (10)

Força atuante na direção (u) perpendicular ao fluxo [11, 12],

nas palhetas guia: $P_{Pgu} = \frac{G}{g}(C_{1u} - C_{2u})$ (11)

nas palhetas móveis: $P_{Pmu} = \frac{G}{g}(w_{1u} - w_{2u})$ (12)

Força atuante na direção longitudinal (z) das palhetas [10, 11],

nas palhetas guia: $P_{Pgz} = \frac{G}{g}(C_{1z} - C_{2z}) + t_n(p_1 - p_2)$ (13)

nas palhetas móveis: $P_{Pmz} = \frac{G}{g}(w_{1z} - w_{2z}) + t_b(p_1 - p_2)$ (14)

Tensão de flexão devido a pressão de vapor [2, 8]:

$$\sigma_{\text{Fvapor}} = \frac{M_x}{W_y} \quad (15)$$

Força centrífuga nas palhetas [2,8]:

$$\sigma_{CF} = ((CF_{aro} + CF_{Pal})/A_{RPal})/10^6 \quad (16)$$

1.2 Materiais para Palhetas

Materiais para palhetas de turbinas a vapor são exigidos ao extremo devido as condições de trabalho nas

A_{RPal} – Área da raiz da palheta [m²]	*NPF* - Frequência de passagem nos injetores [Hz]	β_y - contante,tipicamente 0,9 a 1,0
C_1 - Vel. do jato de vapor na saída do injetor [m/s]	P_{Pg} - Força na direção do fluxo de vapor na palheta fixa [kgf]	Ø - Energia interna [kj/kg]
C_2 - Vel. do jato de vapor na saída da palheta fixa [m/s]	P_{Pm} - Força na direção do fluxo de vapor na palheta móvel [kgf]	φ - Coeficiente de Vel. das palhetas injetor
C_{1u} - Vel. do jato de vapor na saída do injetor em u [m/s]	P_{Pgu} - Força na direção do fluxo de vapor na palheta fixa em u [kgf]	μ - Fator de amplificação da resposta ressonante
C_{2u} – Vel. do jato de vapor na saída da palheta fixa em u [m/s]	P_{Pmu} - Força na dir. do fluxo de vapor na palheta móvel em u [kgf]	σ_{Fvapor} - Tensão de flexão na palheta causada pelo vapor [MPa]
C_{1z} - Vel. do jato de vapor na saída do injetor em z [m/s]	P_{Pgz} - Força na direção do fluxo de vapor na palheta fixa em z [kgf]	σ_{CF} - Tensão centrifuga na raiz da palheta [MPa]
C_{2z} - Vel. do jato de vapor na saída da palheta fixa em z [m/s]	P_{Pmz} - Força na dir. do fluxo de vapor na palheta móvel em z [kgf]	σ_{vib} - Tensão de vibração calculada na palheta [MPa]
CF - Força centrifuga das partes envolvidas [N]	p_1 - Pressão na entrada do estágio [kgf/m²]	ω^2 - Vel. angular [rad/s]
CF_{aro} - Força centrifuga do aro [N]	p_2 - Pressão na saída do estágio [kgf/m²]	ω_n - Frequência fundamental da palheta [Hz]
CF_{Pal} - Força centrifuga da palheta [N]	*RPM* – Rotação na turbina [1/min.]	ψ - Coeficiente de Vel. das palhetas móveis.
G - Vazão em massa do vapor [kg/s]	*r* - raio médio [m]	
g - Aceleração da gravidade [m/s²]	t_b - Passo da palheta móvel [m]	
h_0 - Entalpia de entrada [kj/kg]	t_n - Passo da palheta fixa [m]	
i_0 - Calor Contido [kj/kg]	W_1 - Vel. do jato de vapor na entrada da palheta móvel [m/s]	
$k_{\sigma vib}$ - Fator de concentração de tensão para tensão de vibração	W_2 - Vel. do jato de vapor na saída da palheta móvel [m/s]	
M - números de injetores distribuídos em 360°	W_{1u} - Vel. do jato de vapor na entrada da palheta móvel em u [m/s]	
Mx - momento fletor [N-m]	W_{2u} - Vel. do jato de vapor na saída da palheta móvel em u [m/s]	
m_{aro} - Massa do aro [kg]	W_{1z} - Vel. do jato de vapor na entrada da palheta móvel em z [m/s]	
m_{Pal} - Massa da palheta [kg]	W_{2z} - Vel. do jato de vapor na saída da palheta móvel em z [m/s]	
	W_y - Menor momento de resist. da palheta relativa para o eixo yy [m³]	

Quadro 1. Notação dos símbolos e unidades empregadas nas equações contidas neste trabalho.

Copyright © 2017 ISESC

quais as pressões podem chegar a 29 MPa e às temperaturas que podem superar 1033,15 K, condições que favorecem o aparecimento de fadiga e de fluência (*creep*).

Normalmente os materiais empregáveis se afunilam em uma gama pequena, quase pré-definida, devido as características de custo, disponibilidade e facilidade de ser trabalhado. É possível dizer que as escolhas partem de aços com Cromo, Tungstênio, Níquel e Titânio [12]. Para aplicações de baixa pressão são tipicamente empregados os aços AISI 403, AISI 410, AISI 420Cb, AISI 422, sendo que o AISI 403 é encontrado em aproximadamente 90% das palhetas de turbinas a vapor tradicionais [13], em todos os estágios, devido a sua alta resistência ao escoamento, à tração, à corrosão e erosão e capacidade de amortecimento (*damping*).

1.3 Carregamentos transientes

As vibrações mecânicas são um fator importante a se considerar no projeto das turbinas. As principais características vibracionais que são observadas na avaliação dinâmica das turbinas a vapor e das máquinas em geral, são as frequências, amplitudes e os modos de vibração presentes. Esses últimos podem ser constituídos por flexão, torção, radiais, axiais ou em todas as direções. Basicamente são avaliadas as frequências naturais (ω_n) das palhetas, rotor ou disco, carcaça; de forma individual ou em conjuntos montados [12, 13, 14].

A ressonância, que é a coincidência de uma das forças de excitação com alguma das frequências naturais de um sistema, deve ser evitada em todos os equipamentos e especialmente nas palhetas, sob pena danos severos. Assim sendo, os modos de vibração e as frequências naturais das palhetas e do disco devem ser conhecidas ainda na fase de projeto, de forma a realizar o dimensionamento vibracional apropriado. Neste caso, os parâmetros importantes que devem ser considerados são: os materiais, geometria e as demais características que têm influência na frequência natural da palheta e do conjunto em geral [13].

Tipicamente a avaliação das palhetas de uma turbina é realizada utilizando o diagrama de Campbell, que relaciona as frequências naturais com a rotação do equipamento, e o diagrama de interferência (*Safe*), que relaciona uma frequência ao modo de vibração. Os diagramas se complementam, indicando as possíveis ressonâncias.

Devido à necessidade de estimar as tensões causadas por ressonâncias associadas à interação do jato de vapor com a palheta, foram desenvolvidos métodos analíticos simplificados, dos quais, têm-se uma das equações que estimam a tensão de vibração na palheta [14]:

$$\sigma_{vib} = \mu * k_{\sigma vib} * \sigma_{Fvapor} \quad (17)$$

O fator de ampliação da resposta ressonante, causada pela excitação harmônica da rotação, é estimado por:

$$\mu = \frac{\beta_v(RPM/60)}{\omega_n} \quad (18)$$

A frequência de passagem dos injetores (NPF), resultante da variação do fluxo de vapor entre a saída do injetor e a entrada na palheta, pode ser descrita por:

$$NPF = M(\frac{RPM}{60}) \quad (19)$$

1.4 Objetivo

Neste estudo foi analisado um caso de falha repetitivo e intermitente de palhetas de um conjunto, mostrado na Figura 2, empregado em uma turbina a vapor multiestágio de condensação TERRY® modelo F6, com 5 rodas *Rateau* e 1 roda *Curtis* com dois estágios de velocidade.

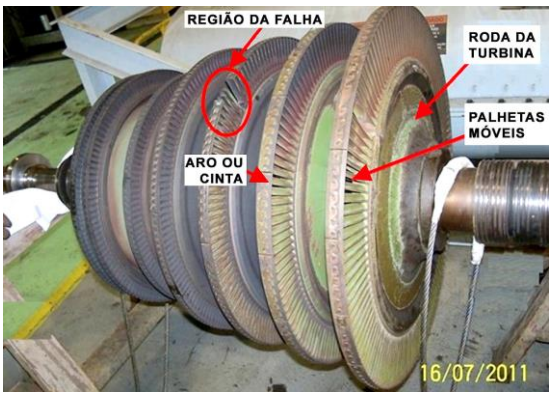

Figura 2. Rotor da turbina em estudo TERRY® modelo F6.

Copyright © 2017 ISESC

A palheta que sofreu ruptura da turbina em estudo estava sendo usada no estágio Rateau R_3. O equipamento é empregado no acionamento de um trem de máquinas composto por dois compressores e um expansor, que são empregados na síntese de gás para produção de ácido. Mesmo com todo aparato de monitoramento existente, através do registro das vibrações, temperatura da carcaça e análise do óleo lubrificante, não houveram sinais indicativos de problemas na turbina antes da ocorrência das falhas. Essas falhas ocorreram, na maioria dos casos, durante uma partida da planta, após uma parada.

2. Materiais e Métodos

Foram investigadas várias hipóteses para encontrar a causa da falha na palheta, desde a falha no projeto da palheta, falha no material da palheta, avaliação das condições vibrações e demais aspectos típicos de projeto de palhetas de turbina (Diagrama de Campbell, *Safe Diagram*, frequência de passagem de injetores, fator de segurança, esforços na palheta oriundos do vapor e da força centrífuga, etc.). As análises realizadas estão listadas no Quadro 2.

O módulo ***Stress Analysis*** do *Autodesk Inventor Profissional*® foi utilizado para realizar análise por elementos finitos (*FEA*), incluindo as análises linear elástica, modal e de frequências naturais. Neste mesmo *software* também existe a opção de utilizar o módulo *Dynamic Simulation*, para estudos de intervalos de tempo baseado no mecanismo real. Para a análise de tensões e deformações, os elementos utilizados na *FEA* foram o tetraédrico parabólico e o hexaédrico parabólico. A distribuição de tensões foi considerada através do modelo de Von Mises.

Para encontrar os esforços gerados pelo vapor na palheta e assim identificar os valores dos esforços sofridos pela palheta mais próximos da realidade, empregaram-se dados de operação da turbina, conforme descritos pela Tabela 1.

(Rotação (RPM	8.900
Temperatura de entrada (°C)	350
Temperatura de saída (°C)	85,38
Vazão (ton/hr)	18,50 a 30
Vazão (Kg/s)	5,14 a 8,33
Pressão entrada (kgf/cm²)	36,00
Pressão saída exaustão (kgf/cm²)	0,57

Tabela 1. Dados de operação da turbina.

As Tabelas 2 e 3 mostram dados dimensionais do equipamento, obtidos dos relatórios de manutenção, do livro de registros ("*book*") ou através de medições realizadas em campo. Tais dados foram utilizados nos cálculos, considerando uma rotação de 8.900 rpm da turbina.

Roda	Diâmetro (mm)	Diâmetro médio (mm)	Altura da palheta (mm)	u (m/s)
C_1	508	531,00	23,00	236,72
C_2	513	540,68	27,68	239,05
R_1	488	515,00	27,00	227,40
R_2	545	583,60	38,60	253,97
R_3	556	617,00	61,00	259,09
R_4	573	654,36	81,36	267,01
R_5	583	684,00	101,00	271,67

Tabela 2. Dados das rodas da turbina.

Injetor	Entrada (mm)	Comprimento (mm)	Altura (mm)	Área de entrada (mm²)	Área de saída (mm²)
C_1-C_2	10	40	20	200	200
-	-	-	-	-	-
C_2-R_1	21	59	25	100	100
R_1-R_2	35	37	36	100	100
R_2-R_3	36	38	60	200	200
R_3-R_4	54	39	74	400	400
R_4-R_5	78	40	105	900	800

Tabela 3. Dados dos injetores da turbina.

1. Apresentar o rotor e suas respectivas rodas e a palheta que falhou.
2. Dimensionamento da palheta, para isto é necessário realizar o cálculo termodinâmico dos estágios da turbina desde os dois estágios de velocidade Curtis até o terceiro estágio Rateau (estágio em que ocorre a falha da palheta).
3. Calcular as perdas nos estágios Curtis e Rateau da turbina.
4. Calcular as forças atuantes nas palhetas.
5. Calcular as tensões de forma analítica.
6. Calcular as tensões através da análise por elementos finitos FEA (*Finite Elemento Analysis*), empregado os esforços obtidos analiticamente.
7. Realizar a análise do comportamento dinâmico da palheta e roda, com relação a vibrações e ressonâncias, determinando as frequências e modos de vibração através da análise por elementos finitos FEA (*Finite Elemento Analysis*), realizar análise através dos diagramas de Campbell e *SAFE*.
8. Calcular o fator de segurança por Goodman modificado e por Solderberg.
9. Estimar a vida para os fatores de segurança.
10. Estimar a vida da palheta através da distribuição de Weibull.
11. Discutir e avaliar os dados e fazer a conclusão.
12. Propor uma solução para aumentar a vida útil da palheta.

Quadro 2. Relação das análises realizadas.

Copyright © 2017 ISESC

3. Resultados e Discussão

O material da palheta foi analisado e a microestrutura encontrada foi martensítica. Comparando os resultados obtidos, foi possível concluir que a palheta é fabricada do aço inoxidável martensítico AISI 403.

Para determinar as forças atuantes na palheta, devido a ação do vapor, foi preciso encontrar as pressões através das tabelas com os dados do equipamento, obtendo-se as entalpias de cada estágio, a partir de equacionamentos e diagramas pertinentes [7, 8, 11, 12]. Com estes dados, determina-se o ponto de entalpia de cada estágio e determina-se as forças atuantes na palheta em estudo. Os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 4.

Parâmetro	Equação	Valor
(P_{Pmu}/nº palhetas) = P_u	(12)	26,67 N
(P_{Pmz}/nº palhetas) = P_z	(14)	68,25 N
Força resultante entre u e z	P_u e P_z e ângulo	68,45 kgf
Momento fletor, M_x	Mx = (P·l)/2	0,01018 N·m²
Tensão devido ao vapor, σ_{Fvapor}	(15)	171 MPa
Força centrifuga da palheta, CF_{Pal}	$CF_{Pal} = m_{Pal}\omega^2 r$	23.034 N
Força centrifuga do aro, CF_{aro}	$CF_{aro} = m_{aro}\omega^2 r$	6,18 kgf
Tensão centrífuga, σ_{CF}	(16)	322 MPa
Tensão total, σ_{Total}	$\sigma_{Total} = \sigma_{Fvapor} + \sigma_{CF}$	493 MPa

nº palhetas = 140

Tabela 4. Forças e tensões atuantes na palheta.

Para a análise das condições de fadiga da palheta, torna-se necessária a correção da tensão limite de fadiga do material (σ_{FcorT}), cujo valor original (σ_F) de 345 MPa [14] foi corrigido para 74MPa, de forma a considerar as condições desfavoráveis de operação, conforme a equação [16]:

$$\sigma_{FcorT} = k_{T1}\, x\, k_{T2}\, x k_{T3}\, x\, k_{Tn} \ldots\ldots \sigma_F \qquad (19)$$

Os fatores de correção considerados foram [15]:

- 0,80 para o fator de acabamento superficial;
- 0,90 para o fator de tamanho;
- 1,0 para os fatores de confiabilidade e de temperatura;
- 0,71 para sensibilidade ao entalhe no aerofólio
- 0,42 para vapor de transição <6% de umidade

Alguns fatores que não considerados, em função da observação das condições de funcionamento do equipamento foram [16]:

- 0,33 para sensibilidade ao entalhe na raiz
- 0,85 para a presença de vapor superaquecido
- 0,66 para vapor de transição > 6% de umidade
- 0,30 para vapor corrosivo

Com a utilização do software Autodesk Inventor® foi realiza a análise de elementos finitos. Além das tensões, também foram determinadas as frequências naturais, tanto para a palheta como para a roda montada com as palhetas e o aro, para a verificação de ressonâncias no sistema.

Conforme ilustrado pela Figura 3, verificou-se dois pontos de tensões significativamente elevadas provocadas na raiz da palheta, sendo 322 MPa na lateral da raiz e 508 MPa na traseira da palheta, esta diferença é provocada pelo ângulo de incidência do vapor na palheta.

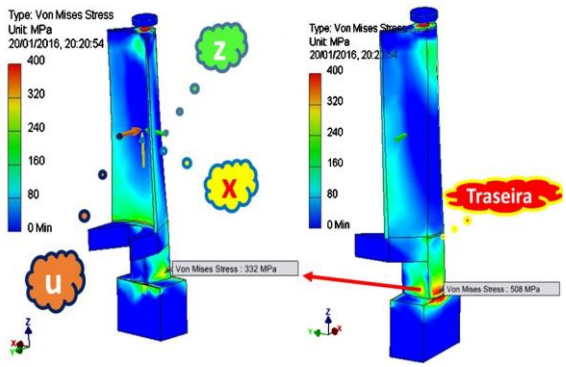

Figura 3. Tensões máximas na raiz da palheta por FEA: 332 MPa frontal e 508 MPa traseira.

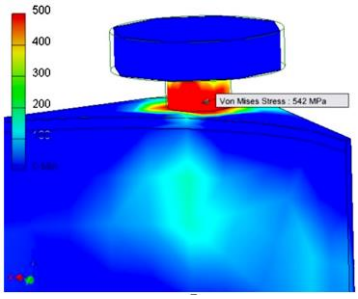

Figura 4. Tensão máxima no pino de fixação do aro na palheta por *FEA*: 542 MPa.

A Tabela 5 apresenta um resumo das tensões calculadas analiticamente com as obtidas por *FEA*. Alguns dos valores apresentados estão contidos na Tabela 4 e na Figura 4.

Quantidade de vapor (kg/s)	Valores obtidos analiticamente, MPa			Valores obtidos por FEA, MPa		
	σ_{Vapor}	σ_{CF}	σ_{Raiz}	σ_{Vapor}	σ_{CF}	σ_{Raiz}
5,33	143	322	465	467	281	384
8,33	171	322	493	508	542	557

Tabela 5. Tensões atuantes na palheta em estudo.

O cálculo da tensão de vibração é efetuado com aplicação das Equações (15) e (16). O coeficiente β_v varia de 0,9 a 1,0; sendo que para este coeficiente de amplificação adotou-se o pior caso 1,0. O valor do fator de concentração de tensão $K_{\sigma vib}$ foi 1,5.

Copyright © 2017 ISESC

As frequências naturais podem ser encontradas em [16]. Os devidos cálculos levaram à:

$$\mu = 0{,}02 \text{ e } \sigma_{vib} = 18 \text{ MPa.}$$

A Figura 5 mostra o diagrama de Campbell aplicável ao sistema. Neste digrama verifica-se a coincidências da rotação da turbina com algumas das frequências naturais da turbina [16]. As frequências verificadas são FNR (Frequência Natural da Roda) e FNP (Frequência Natural da Palheta) e seus respectivos harmônicos (múltiplos da frequência).

Em complemento ao diagrama de Campbell tem-se o diagrama *Safe*, mostrado na Figura 6, no qual se desenham as frequências em função de diâmetros modais. Este gráfico pode repetir as ressonâncias encontradas no gráfico de Campbell. Neste caso, então estas são confirmadas como ressonâncias, ou podem ser obtidas novas ressonâncias, que estão fora da faixa de cobertura do diagrama de Campbell.

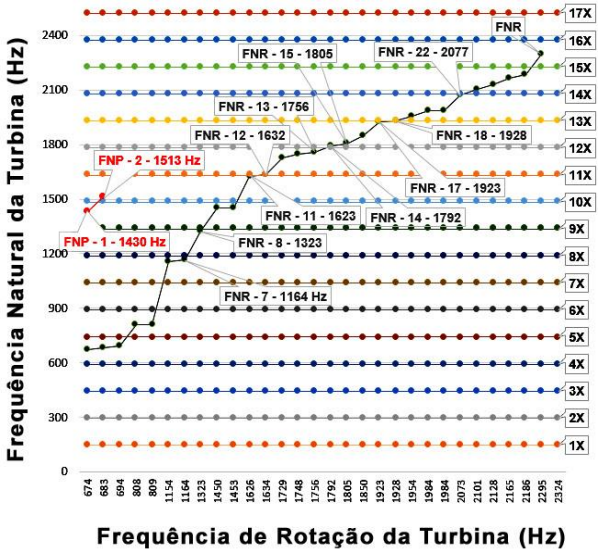

Figura 5. Diagrama de Campbell aplicado ao equipamento estudado.

Para o caso estudado, o gráfico de Campbell, Figura 5, e o diagrama *Safe*, Figura 6, confirmam a necessidade do uso da cinta para atenuar a tensão de vibração, porque as coincidências de frequências (FNR e FNP) ou ressonâncias encontradas indicam que existem tensões provocadas por vibrações que devem ser consideradas.

Para estimar a vida da palheta foram utilizadas as tensões encontradas por *FEA* para condição normal de trabalho da palheta, ou seja, com o conjunto montado. Para o cálculo do fator de segurança (f_s) foram aplicados os seguintes critérios, o critério de Goodman, Goodman Modificado e o critério de Soderberg [15, 16].

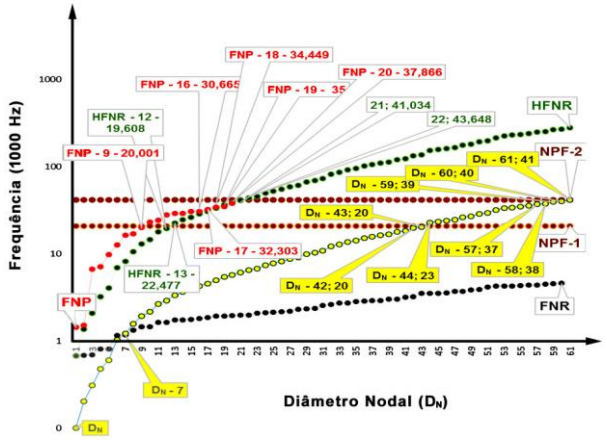

Figura 6. Diagrama de interferência (*Safe*) aplicado ao equipamento estudado.

Considerou-se que a palheta trabalha 365 dias por ano, 24 horas por dia a 8.900 rpm, o que leva a um número de ciclos anual desta palheta de Cp = $4{,}68 \times 10^9$. A Tabela 6 apresenta os valores encontrados para as condições analisadas. Os resultados demonstram uma previsão de vida em fadiga muito ruim para o equipamento, com casos de fatores de segurança abaixo da unidade e vidas baixas e até nulas por alguns critérios.

Condição		Quantidade de Vapor					
		5,33 kg/s			8,33 kg/s		
Variável	Limite de Fadiga (MPa)	Goodman	Goodman Modificado	Solderberg	Goodman	Goodman Modificado	Solderberg
fs (adim)	$\sigma_{f=345}$	1,19	1,51	1,04	1,09	1	0,96
	$\sigma_{fcorT=74}$	0,42	1,19	0,4	0,36	1,14	0,35
N_f (Anos)	$\sigma_{f=345}$	0	0,01	0	0	0	0
	$\sigma_{fcorT=74}$		0			0	
N_f (Ciclos)	$\sigma_{f=345}$	1,16E+06	3,30E+07	5,40E+04	1,24E+05	7,21E+06	5,78E+03
	$\sigma_{fcorT=74}$		1,05E+06			2,87E+05	

Tabela 6. Resumo dos Fatores de Segurança (f_s) e Número de ciclos (N_f) para falha da Palheta avaliada.

Para comparar os dados apresentados na Tabela 6 com os dados reais, empregou-se a metodologia de Weibull para obter uma vida média pelo uso de uma regressão empregando a expressão de probabilidade de falha de Weibull com três parâmetros [16] para analisar os dados reais de falha:

Copyright © 2017 ISESC

$$P(x) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{x - x_0}{x_u}\right)^m\right] \quad (20)$$

Considerando o cálculo de probabilidade pelo critério de Johnson e Bernard, foram obtidos os seguintes parâmetros para a distribuição de Weibull [16]:

- Johnson - =1,4; x_0=918,3 dias; x_u=177,1 dias.
- Bernard - m=1,5; x_0=824,8 dias; x_u=230,8 dias.

O tempo médio para falha pode ser obtido somando-se os parâmetros x_0+x_u. Assim, utilizando os dois conjuntos de parâmetros obtidos, estima-se que a falha ocorre a cada 1.076 dias ou 2,94 anos em média [16].

O critério de Goodman modificado considera a tensão de vibração [14], por isso este torna-se o critério ideal para análise deste equipamento, mesmo que esta tenha sido atenuada pelo aro. Considerando este critério e os valores extremos de $1x10^6$ e $2{,}87x10^5$ anos, mostrados na Tabela 6, ao se empregar o limite de fadiga corrigido (σ_{FcorT}) indica que a vida da palheta seria curta, pois para vida de palhetas considera-se uma vida de no mínimo 10^9 , devido ao elevado número de ciclos aos quais estão expostas. A duração média de 2,5 anos é uma vida curta para palhetas, conforme encontrado através de Goodman modificado e bem próximo aos valores reais obtidos pela interpretação dos dados reais através da análise de Weibull, traduzidos pelas probabilidades de Johnson e Bernard [16].

4. Conclusões

Com base nas avaliações realizadas foi possível concluir que, a vida da palheta está dentro do esperado para as condições do projeto, ou seja, ocorrerá uma falha por fadiga em um período de cerca de 3 anos conforme valores médios previstos e validados neste trabalho. A tensão elevada no aro e na cinta indica uma frágil fixação da ponta da palheta, que irá se danificar, alargando o furo do aro, diminuindo a rigidez da palheta, favorecendo um aumento de tensão na raiz da palheta. Com base nas análises realizadas é possível considerar as seguintes soluções para proporcionar uma vida útil com maior confiabilidade para a palheta na condição atual de operação:

a) Substituição do material da palheta e do aro, por um de maior resistência a fadiga;

b) Alteração do projeto da raiz da palheta, diminuindo as tensões atuantes na palheta.

A eficácia verificada pelo uso conjunto da distribuição de Weibull e do método de Goodman modificado para prever a vida em fadiga da palheta indica que é possível empregar as equações e cálculos envolvidos, como por exemplo, os fatores de correção de vida em fadiga definidos, para modelar alterações no projeto ou nas condições de funcionamento do equipamento de modo a evitar sua falha recorrente.

Referências

[1] BEN 2014. Relatório Síntese - Balanço Energético Nacional. **Empresa de Pesquisa Energética** – EPE. 2013, 54 p.

[2] SATYANARAYANA, P. Parametric modeling and dynamic characterization for static strength of steam turbine moving blades. Int. Journal of I. R. in **Science, Engineering and Technology**, v. 2. Jul. 2013.

[3] MISEK, T.; KUBÍN, Z. Static and Dynamic Analysis of 1 220 mm Steel Last Stage Blade for Steam Turbine. **Applied and Computational Mechanics**, pp. 133–140. Nov. 2008.

[4] **ESSS 2013 Conference & Ansys Users Meeting**. Atibaia (SP): Anais. Abril, 2013.

[5] MESTANEKA, P. **Low cycle fatigue analysis of a last stage steam turbine blade**. Faculty of Applied Sciences, University of West Bohemia in Pilsen, Univerzitnı 22, 306 14 Plzen, Czech Republic, 2008.

[6] BERTINI, L. Explanation and Application of the SAFE Diagram. RASD 2013 - 11 **International Conference**, Pisa, Italy, jul. 2013.

[7] MACINTYRE, A. J. **Equipamentos Industriais e de processo**. 1ª ed.: Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 1997, 278 p.

[8] LORA, E.E; NASCIMENTO, M.A.R. **Geração Termoelétrica Planejamento, Projeto e Operação** vol. 1. Ed. Interciência, 2004, 631 p.

[9] BLOCH, H. P.; SINGH, M. P. **Steam turbines Design, Applications and Re-Rating**. 2ª ed. New York: MacGraw Hill, 2009, 433 p.

[10] SHLYAKHIN, P. **Steam Turbines - Theory and Design**. Moscow: Mir Publishers,1974, 238 p.

[11] GORLA , R. S. R.; KHAN, A. A. **Turbomachinery Design and Theory**. 2ª ed. Cleveland, Ohio, U.S.A: Marcel Dekker, 2003, 404 p.

[12] STUCH, Z. **Steam Turbine Blade Design**. Twelfth Annual Freshman Conference. April 2012.

[13] HEYMANN, F.J. Steam Turbine blade: Consideration in **Design and a Survey of Blade Failures**. Westinghouse Eletric Corporation - Eletric Power Research Institute. August 1981.

[14] SINGH, M. P.; LUCAS, G. M. **Blade Design and Analysis for Steam Turbines**. 1ª ed. New York: MacGraw Hill, 2011, 213 p.

[15] MORAIS, W.A.; SAMPAIO JR., H.D. Fadiga nos Aços Estruturais. **Revista do Aço**, São Paulo, v. 10, p. 20 - 28, 23 dez. 2013.

[16] SILVA, R. A. F. **Estudo de Falha em Palheta de Turbina a Vapor**. 2015. Dissertação de Mestrado - Universidade Santa Cecília (UNISANTA).

Copyright © 2017 ISESC