

ESTIMATIVA DE VIDA RESIDUAL DE ROTORES DE TURBINAS A VAPOR
EXPOSTOS AOS MECANISMOS DE DANO POR FLUÊNCIA E FADIGA

Bruno Reis Cardoso

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Metalúrgica e de Materiais, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor em Engenharia Metalúrgica e de Materiais.

Orientadores: Luiz Henrique de Almeida
Heloisa Cunha Furtado

Rio de Janeiro

Abril de 2017

ESTIMATIVA DE VIDA RESIDUAL DE ROTORES DE TURBINAS A VAPOR
EXPOSTOS AOS MECANISMOS DE DANO POR FLUÊNCIA E FADIGA

Bruno Reis Cardoso

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO LUIZ
COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA (COPPE) DA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM CIÊNCIAS EM
ENGENHARIA METALÚRGICA E DE MATERIAIS.

Examinada por:

Prof. Luiz Henrique de Almeida, D.Sc.

Dr^a. Heloisa Cunha Furtado, D.Sc.

Dr. Carlos Frederico Trotta Matt, D.Sc.

Prof. Leonardo Sales Araujo, D.Sc.

Prof^a. Marília Garcia Diniz, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL
ABRIL DE 2017

Cardoso, Bruno Reis

Estimativa de Vida Residual de Rotores de Turbinas a Vapor Expostos aos Mecanismos de Dano por Fluência e Fadiga/ Bruno Reis Cardoso. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2017.

XV, 99 p.: il.; 29,7 cm.

Orientadores: Luiz Henrique de Almeida

Heloisa Cunha Furtado

Tese (doutorado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Metalúrgica e de Materiais, 2017.

Referências Bibliográficas: p. 95-99.

1. Turbinas a Vapor. 2. Fluência. 3. Fadiga. 4. Vida Remanescente. 5. Monitoramento. I. Almeida, Luiz Henrique de *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Metalúrgica e de Materiais. III. Título.

À Aninha, Gabriel, Joaquim, meus pais e minha irmã.

AGRADECIMENTOS

Ao professor, orientador e amigo, Luiz Henrique de Almeida pela atenção, paciência e dedicação como orientador.

À amiga e coorientadora, Heloisa Cunha Furtado por acreditar neste trabalho e colaborar de forma inigualável com imensa dedicação e amizade.

Ao pesquisador do Centro de Pesquisas de Energia Elétrica - Cepel, Dr. Carlos Frederico Trotta Matt, por todo o apoio na revisão dos códigos desenvolvidos na tese.

A todos os colegas do Centro de Pesquisas de Energia Elétrica - Cepel, em especial às amigas Fernanda Figueiredo Martins dos Santos e Roberta Martins de Santana por todo o apoio ao longo dessa jornada.

Ao pesquisador do Cepel, Dr. Leonardo dos Santos Vieira, pela atenção e ajuda na análise e ajuste dos dados experimentais de fluência e fadiga e na análise dos resultados da tese.

Ao chefe do Departamento de Tecnologias Especiais - DTE, do Cepel, Ary Vaz Pinto Júnior, por autorizar minha inscrição no doutorado e por todo o apoio na reta final da tese.

Aos colegas do projeto SOMA-CEPEL pelo desenvolvimento dos módulos de visualização do sistema TURBODIAG-SOMA, desenvolvido no decorrer da tese.

À Dra. Raquel Ofrante Salles por todo o apoio e ajuda dispensados durante grande parte dessa jornada.

À amiga Cleives Vidal de Carvalho por me ouvir e me ajudar a superar as dificuldades encontrada durante esse processo.

Às secretarias do laboratório de metalurgia física e propriedades mecânicas do PEMM-UFRJ, Sônia Cristina dos Santos Lira e Adriana Lusquinos, por todo apoio e dedicação no decorrer da tese.

Aos meus pais e minha irmã pelo apoio dado em todas as fases deste trabalho.

À Aninha, por todo o amor, carinho, compreensão, paciência e força durante todos os momentos das nossas vidas.

Aos meus filhos, Gabriel e Joaquim, por me mostrarem o verdadeiro significado da palavra amor.

A Deus que sempre esteve ao meu lado, guiando o meu caminho e me fortalecendo para transpor todos os imprevistos e momentos difíceis.

Resumo da Tese apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Ciências (D.Sc.)

ESTIMATIVA DE VIDA RESIDUAL DE ROTORES DE TURBINAS A VAPOR
EXPOSTOS AOS MECANISMOS DE DANO POR FLUÊNCIA E FADIGA

Bruno Reis Cardoso

Abril/2017

Orientadores: Luiz Henrique de Almeida

Heloisa Cunha Furtado

Programa: Engenharia Metalúrgica e de Materiais

As plantas termelétricas correspondem a aproximadamente 25% da matriz energética brasileira, e são utilizadas, na maioria das vezes, de forma cíclica, com o intuito de atender picos de demanda sazonais. Este tipo de operação pode inferir em uma série de danos e prejuízos, não previstos, pois a maioria das plantas termelétricas nacionais foi projetada para operar em regime de base, ou seja, com o mínimo possível de ciclos de partida e parada. O desenvolvimento de uma metodologia de estimativa de acúmulo de dano e de vida remanescente, que leve em consideração as propriedades dos materiais de maneira apropriada, e que utilize a leitura direta de dados provenientes da operação é importante para enriquecer avaliações de integridade. Dessa forma, pode-se fornecer uma resposta mais rápida e menos conservadora aos engenheiros de manutenção e operação. O objetivo do presente estudo foi o desenvolvimento de uma metodologia para realização do cálculo do dano acumulado e da vida consumida de componentes que operam sob condições de fadiga e fluência. O rotor de alta pressão de uma turbina a vapor foi avaliado pela metodologia, devido às condições de operação a elevadas temperaturas e pressões. A metodologia desenvolvida, uma vez combinada com um sistema computacional, mostrou-se uma poderosa ferramenta para o acompanhamento da condição operacional de rotores, e pode ser utilizada pelas equipes de operação e manutenção da usina para auxiliar a tomada de decisão quanto à parada ou não das unidades.

Abstract of Thesis presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Science (D.Sc.)

ESTIMATION OF RESIDUAL LIFE OF STEAM TURBINE ROTORS EXPOSED TO CREEP AND FATIGUE DAMAGE MECHANISMS

Bruno Reis Cardoso

April/2017

Advisors: Luiz Henrique de Almeida
Heloisa Cunha Furtado

Department: Metallurgical and Materials Engineering

Thermal power plants represent approximately 25% of Brazil's energy matrix and operate, most of the times, in cyclic regime, in order to supply seasonal demand peaks. This operational behavior may lead in a series of non predicted damages and losses, because most of the plants are designed to operate in base load, with the least number of start/stop cycles as possible. The development of a methodology that may estimate remaining life and accumulated damage, taking in consideration materials properties appropriately, that could be less conservative and that could use operational records seems to be interesting to enrich integrity evaluations and to provide a faster answer to operation and maintenance engineers. The objective of the present study is the development of a methodology to calculate the accumulated damage and the consumed life of components that are subjected to creep and fatigue damage mechanisms. The high pressure rotor of a steam turbine was evaluated, due to the severe conditions related to high temperatures and pressures. The proposed methodology once combined with a computational system presented itself as a powerful tool for the evaluation of the operational condition of rotors and may be used by the operation and maintenance teams in the decision making process of stopping or running the units.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1. TURBINAS A VAPOR	4
2.2. ROTOR DE ALTA PRESSÃO	10
2.3. MECANISMOS DE DANO	14
2.3.1. Fluência.....	14
2.3.2. Fadiga.....	18
2.3.3. Interação Fluência-Fadiga	31
CAPÍTULO 3 - METODOLOGIA.....	36
3.1. METODOLOGIA DO PROBLEMA	36
3.1.1. Seleção do Componente de Interesse	36
3.1.2. Identificação e Caracterização dos Mecanismos de Dano Presentes	38
3.1.3. Monitoramento e Tratamento das Grandezas Mecânicas Importantes para Quantificação do Dano	39
3.1.4. Modelagem Computacional dos Fenômenos Físicos Envolvidos	39
3.1.5. Modelagem Computacional dos Mecanismos de Dano	40
3.1.6. Cálculo do Dano Acumulado e da Vida Remanescente.....	40
3.2. METODOLOGIA DA SOLUÇÃO	42
3.2.1. Tratamento das Grandezas de Operação	43
3.2.2. Algoritmo de Fluência	52
3.2.3. Algoritmo de Fadiga	61
3.2.3.1. Abordagem I.....	61
3.2.3.2. Abordagem II.....	66
3.2.4. Cálculo do Dano Total Acumulado por Fluência e Fadiga	68
3.3. SISTEMA TURBODIAG-SOMA.....	70
3.3.1. Arquitetura do Sistema	70

3.3.2. <i>Interface de Visualização dos Resultados</i>	71
3.4. ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DAS PROPRIEDADES DE RESISTÊNCIA À FLUÊNCIA E FADIGA	75
CAPÍTULO 4 - RESULTADOS E DISCUSSÃO	77
4.1. AVALIAÇÃO DE DANO INICIAL UTILIZANDO OS ALGORITMOS DESENVOLVIDOS	77
4.1.1. <i>Estimativa de Dano Inicial por Fluência</i>	77
4.1.2. <i>Estimativa de Dano Inicial por Fadiga</i>	79
4.1.3. <i>Estimativa de Dano Inicial Total</i>	82
4.2. INTEGRAÇÃO DOS ALGORITMOS COM O SISTEMA TURBODIAG-SOMA	83
4.3. ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DOS PARÂMETROS DE RESISTÊNCIA À FLUÊNCIA E FADIGA	88
4.3.1. <i>Análise de Sensibilidade Pontual</i>	88
4.3.2. <i>Avaliação das Diferentes Curvas de Resistência no Sistema de Monitoramento</i>	90
CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES	93
SUGESTÕES PARA PESQUISAS FUTURAS	94
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	95

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Desenho esquemático de uma palheta do estágio de alta pressão de uma turbina a vapor.....	5
Figura 2.2. Desenho esquemático do arranjo das palhetas fixas e móveis numa turbina a vapor (adaptado de LOGAN E ROY, 2003).....	5
Figura 2.3. Desenho esquemático de uma turbina a vapor do tipo tandem (adaptado de, LOGAN E ROY, 2003).	6
Figura 2.4. Principais componentes de uma turbina a vapor e mecanismos de danos atuantes em cada um.	7
Figura 2.5. Desenhos esquemáticos das configurações de montagens de rotores de turbinas a vapor: (a) monobloco; (b) soldado; (c) montado por interferência (<i>shrunk disk</i>) (adaptado de, LOGAN E ROY, 2003).	10
Figura 2.6. Desenho esquemático do rotor de alta e média pressão da turbina a vapor investigada no presente estudo: (a) vista geral; (b) detalhe da 1ª roda do rotor de alta pressão.....	12
Figura 2.7. Desenho esquemático das solicitações impostas a um rotor (adaptado de, ABE, 2008).	13
Figura 2.8. Curva mestra do parâmetro de Larson-Miller do aço 1CrMoV forjado usado em rotores de turbinas a vapor (adaptado de, VISWANATHAN, 1993).	16
Figura 2.9. Curva mestra do parâmetro de Manson-Haferd do aço 1CrMoV forjado usado em rotores de turbinas a vapor (adaptado de, YAGI <i>et al.</i> , 2004).	17
Figura 2.10. <i>Loop</i> de histerese entre tensão e deformação obtido num ensaio de fadiga de baixo ciclo (adaptado de, ASM, 1996).	19
Figura 2.11. Representação da amplitude de deformação total versus o número de reversos até a falha, incluindo as porções elástica e plástica, (adaptado de, ASM, 1996).	20
Figura 2.12. Desenho esquemático de uma máquina de fadiga termomecânica, (adaptado de, ASM, 1996).	24
Figura 2.13. Desenhos esquemáticos mostrando as formas de carregamento de temperatura, deformação e tensão para ensaios de fadiga de baixo ciclo isotérmica e fadiga termomecânica (adaptado de, VISWANATHAN, 1993).	25

Figura 2.14. Curvas de fadiga de baixo ciclo isotérmica obtidas para um aço 1CrMoV forjado usado em rotores de turbinas a vapor. Nota-se que alguns dos resultados dos ensaios de fadiga termomecânica não ficam próximos das curvas de resistência do material (adaptado de, COLOMBO <i>et al.</i> , 2008).	26
Figura 2.15. Comparação entre o comportamento de aços 1CrMoV forjados submetidos à fadiga isotérmica e termomecânica: (a) <i>Loop</i> de histerese obtido a meia vida do material; (b) intervalo de tensão durante os ensaios mostrando o amolecimento mais acelerado em condições de fadiga isotérmica (adaptado de, ELLISON e ALZAMILY, 1994).....	27
Figura 2.16. Exemplo do material classificado como Tipo O (adaptado de, KUWABARA <i>et al.</i> , 1982).....	28
Figura 2.17. Curva de desgaste cíclico típica de turbinas a vapor (adaptado de, LEYZEROVICH, 2008).	30
Figura 2.18. Mecanismos de falha devidos à interação fluência-fadiga: (a) domínio da fadiga; (b) domínio da fluência; (c) interação fluência-fadiga devido ao acúmulo de dano de fluência consequente da operação; (d) interação fluência-fadiga devido ao acúmulo simultâneo de fluência e fadiga (adaptado de, HOLDSWORTH <i>et al.</i> , 2007).	33
Figura 2.19. Diagrama de acúmulo de dano apresentando as possíveis representações da regra de acúmulo de dano linear por fluência e fadiga (adaptado de, HOLDSWORTH, 2001 e SAITO <i>et al.</i> 2006)	35
Figura 3.1. Etapas da metodologia computacional para avaliação de vida remanescente de componentes de turbinas a vapor.....	36
Figura 3.2. Desenho esquemático do rotor de alta/média pressão avaliado no presente estudo apresentando pontos de inspeção: F1, primeiro estágio do rotor de alta pressão; F2, primeiro estágio do rotor de média pressão; F3, flange de acoplamento.	37
Figura 3.3. Réplicas metalográficas obtidas por inspeção de campo no rotor: (a) ponto F1; (b) ponto F3. Ampliações originais: 240x; Estrutura; bainita; Reagente: Nital 2%. 37	37
Figura 3.4. Diagrama detalhado das etapas da metodologia proposta na presente tese no momento de sua aplicação a um determinado componente.	44
Figura 3.5. Sinais brutos referentes às grandezas de operação para avaliação do dano por fluência e por fadiga termomecânica (período de aquisição de 24 horas).....	46

Figura 3.6. Ilustração do processo de cálculo do valor médio utilizado pelo algoritmo de suavização de um sinal bruto discreto $S_k = S(tk)$, $k = 1, 2, \dots$, para dois valores distintos da largura da janela w , $w \in \{3, 5\}$	46
Figura 3.7. Sinais brutos e pós-processados com o algoritmo de suavização ilustrado na Figura 3.6.	47
Figura 3.8. Ilustração da terceira etapa de pós-processamento para identificação do início e do final de uma operação transiente (operação em regime transiente).....	49
Figura 3.9. Ilustração da terceira etapa de pós-processamento para identificação do início e do final de uma operação transiente (operação em regime permanente).	50
Figura 3.10. Parâmetros referentes à geometria do rotor e da carcaça no primeiro estágio de de alta pressão de uma turbina (adaptado de, MITROVIĆ e ŽIVKOVIĆ, 2001).	53
Figura 3.11. Curva Tensão mecânica versus Parâmetro de Larson-Miller para o aço do rotor (adaptado de, NIMS, 2013).....	55
Figura 3.12. Curva Tensão mecânica versus Parâmetro de Manson-Haferd para o aço do rotor (adaptado de, YAGI <i>et al.</i> , 2004).	55
Figura 3.13. Amplitude de deformação total na superfície de rotor de turbinas a vapor em função do número de Biot e da duração de tempo adimensional de um dado transiente de operação (adaptado de, VISWANATHAN, 1993).....	63
Figura 3.14. Fator de concentração de deformação K_ϵ para aços baixa liga do tipo 1CrMoV (adaptado de, VISWANATHAN, 1993).....	64
Figura 3.15. Curva $\Delta\epsilon_t$ versus NR para o aço 1CrMoV a 550°C (adaptado de, KUWABARA <i>et al.</i> , 1982).	64
Figura 3.16. Curvas de desgaste cíclico para o rotor de alta pressão da turbina analisada no presente estudo. A linha tracejada e o campo hachurado representam regiões de limite de tensão no furo do rotor e devem ser evitadas durante as manobras de operação.	66
Figura 3.17. Arquitetura do sistema computacional TURBODIAG-SOMA.	71
Figura 3.18. Tela idealizada para visualização temporal das grandezas calculadas no presente estudo.	73
Figura 3.19. Tela idealizada para visualização das grandezas calculadas no presente estudo através do diagrama de acúmulo de dano.....	75

Figura 4.1. Variação das grandezas de operação nos transientes definidos para o presente estudo: (a) partida fria; (b) partida quente.	81
Figura 4.2. Diagrama D_C versus D_F com o valor de dano inicial máximo estimado para a turbina avaliada no presente estudo com 112.000 horas de operação.....	83
Figura 4.3. Interface gráfica da tela histórico do sistema TURBODIAG-SOMA apresentando o comportamento da tempera de metal da carcaça interna do rotor.	84
Figura 4.4. Evolução temporal do dano por fluência, calculado pelos métodos de Larson-Miller e Manson-Haferd na interface gráfica do sistema TURBODIAG-SOMA.	84
Figura 4.5. Evolução temporal do dano por fadiga termomecânica, calculado pelas abordagens I e II na interface gráfica do sistema TURBODIAG-SOMA.	85
Figura 4.7. Evolução temporal do dano total acumulado por fluência e fadiga termomecânica para o rotor de alta pressão na interface gráfica do sistema TURBODIAG-SOMA.....	85
Figura 4.8. Evolução do dano total acumulado por fluência e fadiga termomecânica para o rotor de alta pressão representada no diagrama de acúmulo de dano na interface gráfica do sistema TURBODIAG-SOMA.....	86
Figura 4.9. Evolução temporal da temperatura de metal da carcaça interna de alta pressão e do dano total acumulado por fluência e fadiga termomecânica para o rotor de alta pressão. Nota-se uma clara relação entre as regiões onde atuam os mecanismos de dano por fluência (evolução linear) e fadiga (saltos). Resultados obtidos a partir do pós-processamento das grandezas exportadas pelo sistema TURBODIAG-SOMA.....	87
Figura 4.10. Ajuste linear aplicado à evolução do dano acumulado considerando o tempo de operação da unidade avaliada no presente estudo. A partir do ajuste linear obtido, é possível estimar a vida remanescente do componente considerando-se o dano acumulado igual a 100%.....	88
Figura 4.11. Diagrama D_C versus D_F com os valores de dano iniciais totais estimados a partir das curvas obtidas pelos ajustes numéricos dos pontos experimentais de resistência à fluência e fadiga para a turbina avaliada no presente estudo com 112.000 horas de operação.....	91
Figura 4.12. Ajustes lineares aplicados às evoluções do dano máximo acumulado utilizando as diferentes curvas obtidas pelos ajustes numéricos dos pontos experimentais de resistência à fluência e fadiga.	91

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1. Localização de danos, mecanismos e soluções para turbinas a vapor (adaptado de, SAITO <i>et al.</i> , 2006).	9
Tabela 2.2. Variações de danos de fadiga termomecânica em rotores de alta e média pressão para turbinas de 300MW em seus ciclos característicos de transientes (adaptado de, LEYZEROVICH, 2008).	30
Tabela 3.1. Composição química do rotor avaliado no presente estudo.	38
Tabela 3.2. Propriedades mecânicas de tração e dureza do rotor avaliado no presente estudo.	38
Tabela 3.3. Sinais brutos referentes às grandezas de processo necessárias para avaliação do dano por fluência e fadiga termomecânica no rotor de alta pressão.	45
Tabela 3.4. Módulo de elasticidade, coeficiente de expansão térmica, condutividade térmica e calor específico a pressão constante em função da temperatura para o aço 1CrMoV (adaptado de, COLOMBO, 2007, BINDA, 2010).	54
Tabela 3.5. Coeficiente de Poisson em função da temperatura para o aço 1CrMoV (adaptado de, BINDA, 2010).	54
Tabela 3.6. Coeficientes $\xi_1(\Delta DF)$, $\xi_2(\Delta DF)$ e $\xi_3(\Delta DF)$ da Eq. (41) para $\Delta D_F \in \{0,001\%, 0,003\%, 0,01\%, 0,05\%, 0,1\% \text{ e } 0,3\%\}$	67
Tabela 4.1. Propriedades do material em função da temperatura média de metal na superfície externa do rotor.	77
Tabela 4.2. Resultados da análise de transferência de calor no rotor.	77
Tabela 4.3. Resultados das tensões calculadas nas superfícies externa e interna do rotor.	78
Tabela 4.4. Resumo dos resultados obtidos para o tempo de ruptura por fluência.	78
Tabela 4.5. Resumo dos resultados obtidos para vida remanescente.	78
Tabela 4.6. Resumo dos resultados obtidos para o dano total acumulado por fluência.	78
Tabela 4.7. Resumo dos resultados de vida remanescente e dano acumulado por fluência, obtidos pelo método analítico e pelos métodos baseados no ensaio de dureza (CARDOSO, 2015).	79

Tabela 4.8. Resumo dos resultados obtidos para o dano total acumulado por fadiga termomecânica para o rotor de alta pressão.....	80
Tabela 4.9. Resumo dos resultados obtidos para o dano total por fluência e fadiga termomecânica para o rotor de alta pressão.....	82
Tabela 4.10. Danos totais iniciais por fluência e fadiga termomecânica para o rotor de alta pressão utilizando as diferentes curvas obtidas pelos ajustes dos parâmetros de resistência à fluência e curva de resistência à fadiga.....	90

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

A matriz energética brasileira é composta em sua maioria pela geração hidrelétrica, sendo responsável por aproximadamente 65% da energia disponível no país. Em segundo lugar, com um total de 25%, encontra-se a geração de energia termelétrica, a qual pode ser dividida em diferentes fontes de acordo com o combustível utilizado como: carvão, biomassa, gás e nuclear (ANEEL, 2016).

Por questões econômicas e ambientais, a geração de energia por plantas termelétricas no Brasil é utilizada em momentos de picos de energia. Este tipo de demanda pode inferir em uma série de danos e prejuízos não previstos, pois a maioria das plantas termelétricas nacionais foi projetada para operar em regime de base, ou seja, com o mínimo possível de ciclos de partidas e paradas.

A grande maioria dos materiais utilizados em plantas de processo e plantas termelétricas foi projetada para suportar condições de fluência. No entanto, como as usinas operam sob regimes de ciclos de paradas, partidas e manobras de cargas, os materiais são submetidos a uma nova condição, na qual o mecanismo de dano de fadiga termomecânica passa atuar em conjunto com a fluência, oriunda da operação em base.

Esse tipo de solicitação nos componentes é praticado há muito tempo no Brasil. Recentemente, outros países do mundo começaram a colocar suas plantas termelétricas mais antigas em operação cíclica, dado o aumento da utilização de fontes de energia renováveis, como a solar e a eólica (KEATLEY *et al*, 2013). Como estas fontes são utilizadas em períodos específicos, as termelétricas suprem a demanda de energia na ausência das demais. Como consequência dessa nova condição operacional, questionamentos em relação às propriedades dos materiais utilizados nos projetos e construções de componentes, a interação entre os diferentes mecanismos de dano e os métodos de previsão de vida residual utilizados são objeto de constante investigação científica. Vale destacar que todo o esforço nessa área tem como principal função garantir a operação segura e confiável das usinas.

A estimativa de vida remanescente de componentes críticos de termelétricas é realizada através de inspeções, durante paradas programadas de manutenção, para uma avaliação metalúrgica dos materiais submetidos aos mecanismos de dano. Em paralelo, faz-se uma avaliação das solicitações térmicas e mecânicas às quais os componentes foram submetidos durante determinados períodos de operação, com o

intuito de avaliar as tensões e deformações que aceleram os mecanismos de dano por fluência e fadiga.

Atualmente esta avaliação é realizada de forma pontual, durante visitas ao campo, onde é feita a análise dos registros de operação na sala de controle das usinas. Após o tratamento dos dados, os cálculos de tensões e deformações são realizados individualmente para cada condição de operação. O dano total acumulado é estimado a partir do somatório dos valores de danos obtidos para cada condição operacional. Casos onde há ausência de dados sobre as condições reais de operação dos componentes, geralmente levam a análises conservadoras.

Diante de tal contexto, o desenvolvimento de uma metodologia de estimativa de acúmulo de dano e de estimativa de vida remanescente, que leve em consideração as propriedades dos materiais de maneira apropriada, que seja menos conservadora e que utilize a leitura direta de dados provenientes da operação mostra-se necessária para enriquecer os resultados das avaliações de integridade e fornecer uma resposta mais rápida aos engenheiros de manutenção e operação.

O objetivo do presente estudo é o desenvolvimento de uma metodologia para realização do cálculo do dano acumulado e da vida consumida de componentes que operam sob condições de fadiga termomecânica e fluência. O método de cálculo tem como dados de entrada os principais parâmetros de operação de uma planta termelétrica, tais como temperatura, pressão e vazão do vapor e avalia, com base na literatura normativa e em resultados de simulações numéricas e de experimentos nos materiais de interesse, o dano gerado durante a operação da usina. Posteriormente, a metodologia foi implementada em um programa computacional possível de ser integrado aos sistemas de supervisão das usinas, de forma que a vida remanescente e o dano acumulado possam ser lidos pelo operador em tempo real.

Escolheu-se para aplicação da metodologia o rotor de alta pressão de uma turbina a vapor, por ser o componente mais crítico, devido às condições de operação a elevadas temperaturas e pressões.

Os principais resultados fornecidos pelo código computacional são os acréscimos de dano por fluência e fadiga termomecânica para cada período de avaliação e a vida remanescente do rotor. As informações de saída são disponibilizadas na interface gráfica da plataforma TURBODIAG-SOMA por meio de gráficos de evolução do dano por fluência (D_C) e fadiga termomecânica (D_F) ao longo do tempo e por meio do diagrama D_F versus D_C . Neste diagrama, o par ordenado (D_C , D_F) representa um ponto e é possível visualizar a trajetória do mesmo em direção em relação envelopes de segurança. Além disso, uma vez conhecidos os valores dos

acrécimos de dano por fluência e por fadiga termomecânica, a vida remanescente do componente pode ser estimada através da aplicação direta das regras de Robinson, para o mecanismo de dano por fluência, e de Palmgren-Miner, para o mecanismo de dano por fadiga termomecânica.

Uma análise de sensibilidade das propriedades de resistência à fluência e fadiga termomecânica foi realizada para avaliar o efeito da dispersão dos resultados destes tipos de ensaios nos resultados de vida remanescente e dano acumulado. Os resultados da análise mostraram que apesar da elevada dispersão dos resultados, foi possível estimar uma vida remanescente mínima de 275.000 horas, um valor razoável, do ponto de vista da operação de usinas termelétricas.

A metodologia desenvolvida, uma vez combinada com um sistema computacional, mostrou-se uma poderosa ferramenta para o acompanhamento da condição operacional de rotores, e pode ser utilizada pelas equipes de operação e manutenção da usina para auxiliar a tomada de decisão quanto à parada ou não das unidades.

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. TURBINAS A VAPOR

A turbina a vapor é um equipamento que, do ponto de vista termodinâmico, converte a energia térmica do vapor superaquecido proveniente de um gerador de vapor (caldeira) em trabalho mecânico de eixo. As turbinas a vapor podem ser classificadas em turbinas de fluxo radial, de fluxo axial e de fluxo misto, em função do caminho percorrido pelo vapor entre a entrada e a saída da turbina (LOGAN e ROY, 2003).

Os principais componentes de uma turbina a vapor são o rotor (ou roda), as palhetas (ou pás), os bocais (cujas denominação em inglês é *nozzles*), as caixas de válvulas, a carcaça e os parafusos de fechamento da carcaça. O rotor ou roda é constituído por um conjunto de palhetas ou pás (*blades* ou também *buckets*) dispostas circunferencialmente, solidárias ao eixo da turbina e distribuídas em fileiras ao longo do mesmo. A região de fixação das palhetas do rotor ao eixo da turbina varia entre os fabricantes. As mais tradicionais são denominadas rabo-de-andorinha (*fir-tree tenon*) ou rabo-de-andorinha invertido (*inverted fir-tree*), esta última configuração pode ser vista na Figura 2.1. O corpo da palheta é denominado aerofólio (*airfoil*). Entre as fileiras de palhetas do rotor, encontra-se outro conjunto de palhetas ou pás dispostas circunferencialmente, porém fixadas à carcaça da turbina. O conjunto de palhetas fixas à carcaça constitui o bocal. Portanto, o rotor é um conjunto de palhetas móveis ao passo que o bocal é um conjunto de palhetas fixas. A geometria das palhetas do bocal é cuidadosamente projetada de modo a direcionar o fluxo de vapor através das palhetas móveis do rotor em uma dada direção e com uma dada velocidade para maximização da conversão de energia, conforme ilustrado na Figura 2.2 (LOGAN e ROY, 2003).

O par rotor-bocal recebe o nome de estágio. Com base na magnitude e na direção da velocidade do vapor na entrada e na saída do estágio é possível estimar o trabalho mecânico teórico transmitido ao eixo da turbina; esse cálculo é realizado a partir do chamado polígono de velocidades e da equação de conservação do momento da quantidade de movimento. A direção do fluxo de vapor é normalmente definida pelo ângulo formado entre a velocidade absoluta do vapor e a direção axial. A mudança na direção do fluxo de vapor entre a entrada e a saída de um estágio provoca uma variação na quantidade de movimento do vapor. Esta variação na quantidade de

movimento é responsável pelo torque e, conseqüentemente, pelo trabalho mecânico transmitido ao eixo da turbina.

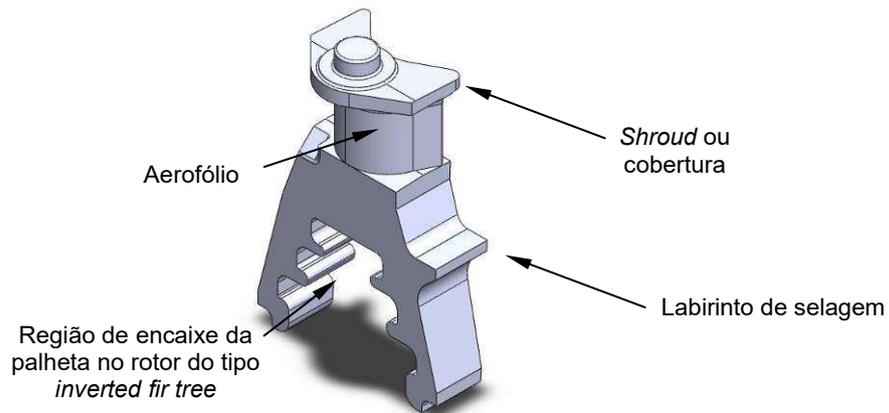


Figura 2.1. Desenho esquemático de uma palheta do estágio de alta pressão de uma turbina a vapor.

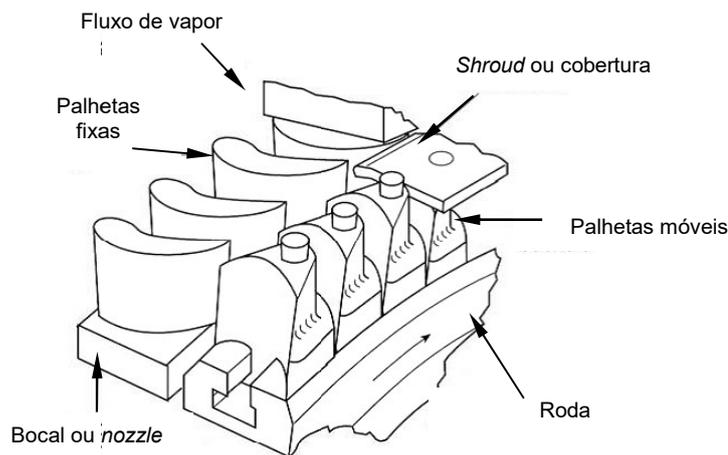


Figura 2.2. Desenho esquemático do arranjo das palhetas fixas e móveis numa turbina a vapor (adaptado de LOGAN E ROY, 2003).

Durante o processo de expansão do vapor na turbina, tanto a temperatura quanto a pressão do vapor diminuem. Conseqüentemente, o volume específico do vapor aumenta. Para que a vazão mássica de vapor permaneça constante, a área de passagem do fluxo de vapor deve aumentar, razão pela qual o comprimento das palhetas aumenta progressivamente desde a entrada até a saída da turbina.

Em uma planta de geração térmica típica, é comum a presença de três tipos de turbina dispostas em série ou em *tandem*, conforme pode ser visto na Figura 2.3. Estas turbinas são comumente denominadas de turbina de alta pressão, turbina de pressão intermediária ou de média pressão e uma ou mais turbinas de baixa pressão (LOGAN e ROY, 2003).

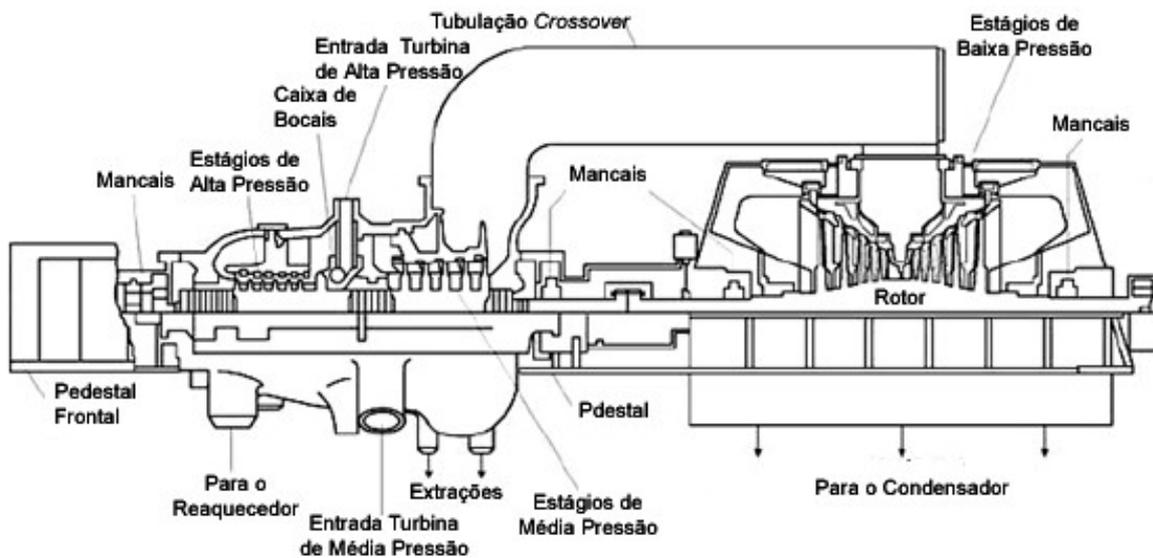


Figura 2.3. Desenho esquemático de uma turbina a vapor do tipo tandem (adaptado de, LOGAN E ROY, 2003).

Na realidade, uma turbina de alta, média ou baixa pressão compreende uma série de estágios conforme a definição apresentada anteriormente, isto é, uma série de pares rotor-bocal intercalados.

De maneira simplificada, pode-se, portanto, dividir uma turbina a vapor em componentes estacionários e componentes rotativos, conforme ilustrado no esquema da Figura 2.4. Os componentes estacionários de maior relevância em uma turbina a vapor são as carcaças dos rotores de alta, média e baixa pressão, os bocais, as válvulas de bloqueio e parcializadoras, e as tubulações das carcaças. Os componentes rotativos de maior relevância são os rotores de alta, média e baixa pressão e as respectivas palhetas.

Do ponto de vista termodinâmico, a eficiência no processo de conversão da energia térmica do vapor em trabalho mecânico de eixo aumenta à medida que a temperatura e a pressão do vapor também aumentam. Níveis mais elevados de pressão e temperatura do vapor requerem o emprego de materiais com maior resistência à fluência. Ao mesmo tempo, em razão de mudanças no mercado de energia ao longo dos anos, a necessidade de operação cíclica cada vez mais frequente requer também o emprego de materiais com elevada resistência à fadiga. Por esses motivos, os materiais empregados em turbinas a vapor devem apresentar elevada resistência à fluência, elevada resistência à fadiga, além de outras propriedades que garantam maior resistência à iniciação e à propagação de trincas (VISWANATHAN, 1993).

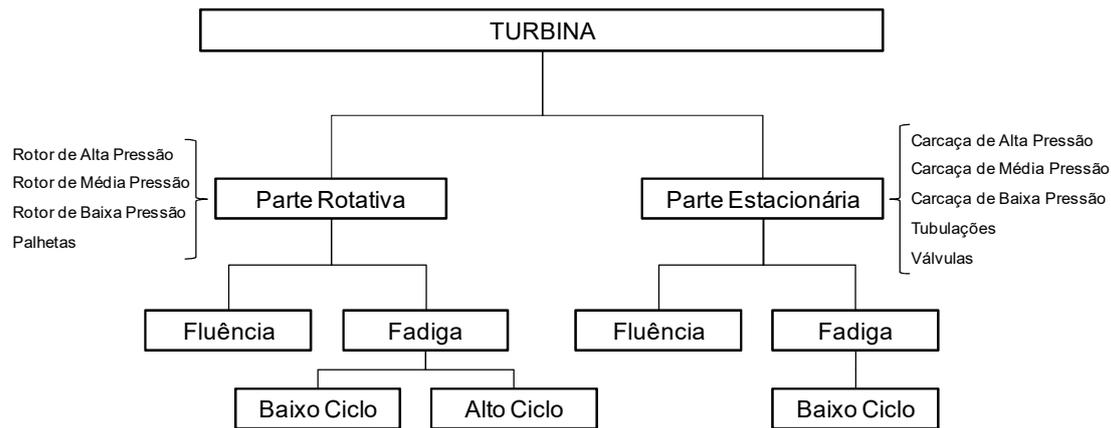


Figura 2.4. Principais componentes de uma turbina a vapor e mecanismos de danos atuantes em cada um.

Os principais mecanismos de degradação (ou falha) nos materiais que constituem os componentes críticos de uma turbina a vapor e, portanto, responsáveis diretos pela redução de sua vida útil, são a fluência e a fadiga. De acordo com JING *et al.* (2001), falhas em rotores de turbinas a vapor são causadas principalmente pelo fenômeno de fadiga de baixo ciclo (fadiga termomecânica), cuja origem está nas elevadas variações de tensão térmica a que ficam submetidos certos componentes críticos de uma turbina durante variações transitórias nas condições de operação. Tais variações são típicas, por exemplo, durante partidas, paradas e variações de carga, situações sempre presentes durante a vida útil da turbina. Estas tensões térmicas têm origem na expansão do material devido a variações de temperatura e carregamentos mecânicos.

Em relação à fadiga, dois tipos distintos com características peculiares estão presentes em componentes de turbinas a vapor. A fadiga de alto ciclo é aquela para a qual a falha ocorre após um número de ciclos, N , superior a 10^4 (DIETER, 1988). Na fadiga de alto ciclo, a máxima tensão local normalmente não ultrapassa a tensão de escoamento do material (regime elástico), razão pela qual a fadiga de alto ciclo se caracteriza pela ausência de deformação plástica ou por uma pequena deformação plástica altamente localizada (DIETER, 1988); por esse motivo, nas curvas ou nas equações empíricas de previsão de número de ciclos até a iniciação de trincas por fadiga de alto ciclo, o parâmetro principal é a variação de tensão mecânica durante o ciclo de carregamento. Por outro lado, na fadiga de baixo ciclo os níveis de tensão são geralmente mais elevados, há presença de deformação plástica localizada e a falha ocorre para um número de ciclos inferior a 10^4 (DIETER, 1988). As condições para a fadiga de baixo ciclo são frequentemente criadas quando as tensões mecânicas repetitivas são de origem térmica, razão pela qual normalmente a fadiga

termomecânica é associada à fadiga de baixo ciclo. Como as tensões térmicas têm origem na expansão térmica do material, a fadiga de baixo ciclo resulta de deformação cíclica ao invés de tensão cíclica. Por esse motivo, o parâmetro que aparece nas fórmulas para previsão do número de ciclos até a ocorrência de falha por fadiga de baixo ciclo é a variação de deformação plástica ao invés da variação de tensão mecânica.

A Tabela 2.1 apresenta um resumo da localização de danos, mecanismos e soluções para turbinas a vapor.

Tabela 2.1. Localização de danos, mecanismos e soluções para turbinas a vapor (adaptado de, SAITO *et al.*, 2006).

Componentes	Localização	Tipo de dano	Ação	Inspeção	Limite de aplicação
Rotor intermediário e de alta pressão	Base das palhetas	Fadiga de baixo ciclo	Desbaste superficial	END*	Quando o desbaste da superfície não é mais viável e/ou o material tem deterioração severa.
	Furo central	Fluência Fadiga de baixo ciclo	Desbaste do furo Troca	END	Quando o desbaste do furo não é mais viável e/ou qualquer anormalidade aparece em inspeções mais detalhadas.
	Rabo de andorinha	Fluência Fadiga de alto ciclo	Desbaste superficial	END	Quando a iniciação da trinca é confirmada e/ou qualquer anormalidade aparece em inspeções mais detalhadas.
Carcaça interna	Superfície interna	Fadiga de baixo ciclo	Desbaste superficial	END	Quando o desbaste da superfície não é mais viável e/ou o material tem deterioração severa.
	Rosca fêmea	Fluência	Desbaste da rosca	END	Quando o desbaste da superfície não é mais viável.
Carcaça externa do rotor intermediário de alta pressão	Superfície interna	Fluência Fadiga de baixo ciclo	Desbaste superficial	END	Quando o desbaste da superfície não é mais viável e/ou o material tem deterioração severa.
	Superfície externa	Fluência	Desbaste superficial	END	Quando o desbaste da superfície não é mais viável e/ou o material tem deterioração severa.
Válvulas principais	Corpo	Fluência Fadiga de baixo ciclo	Desbaste superficial	END	Quando o desbaste da superfície não é mais viável e/ou o material tem deterioração severa.
	Rosca fêmea	Fluência	Desbaste da rosca	END	Quando o desbaste da superfície não é mais viável.
Palhetas do rotor intermediário de alta pressão	Rabo de andorinha, cobertura	Fluência Fadiga de alto ciclo	Troca	END e inspeção visual	Quando a iniciação da trinca é confirmada e/ou qualquer anormalidade aparece em inspeções mais detalhadas.
Bocal do diafragma do rotor intermediário de alta pressão	Diafragma	Deformação por fluência	Desbaste superficial	Inspeção visual	Quando o desbaste da superfície não é mais viável.
Parafusos da carcaça do rotor intermediário de alta pressão	Rosca	Fluência	Troca	END	Quando a iniciação da trinca é confirmada.

* Ensaios não Destrutivos: Videoscopia, partículas magnéticas, ultrassom, réplica metalográfica etc.

2.2. ROTOR DE ALTA PRESSÃO

Os rotores de uma turbina a vapor são os componentes mais críticos e mais solicitados em uma planta termelétrica. As falhas em rotores resultam numa ampla variedade de danos, variando de paradas forçadas e onerosas a explosões catastróficas.

Existem três tipos básicos de construção dos rotores de turbinas a vapor, a saber: monobloco, soldado e montado por interferência (*shrunk disk*). A Figura 2.5 apresenta desenhos esquemáticos para os três tipos.

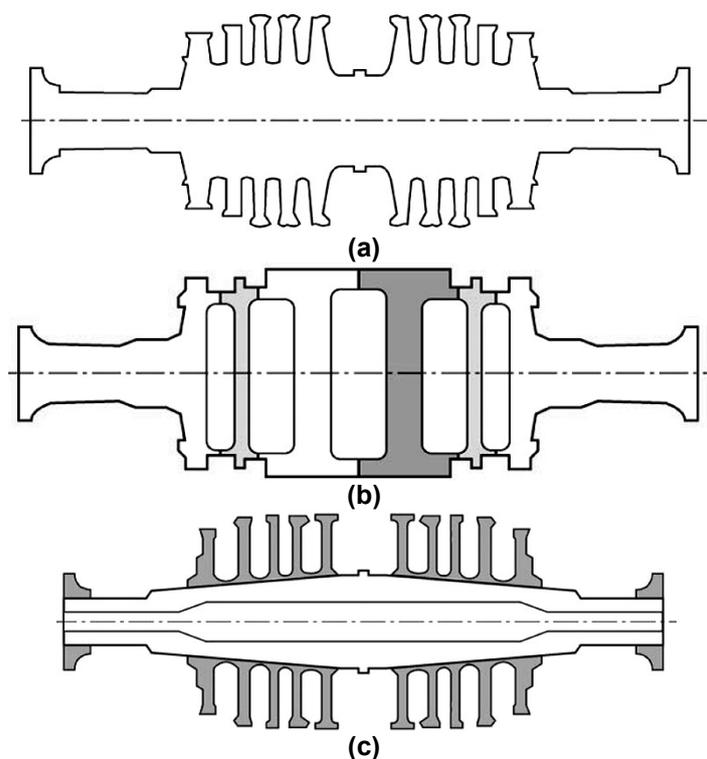


Figura 2.5. Desenhos esquemáticos das configurações de montagens de rotores de turbinas a vapor: (a) monobloco; (b) soldado; (c) montado por interferência (*shrunk disk*) (adaptado de, LOGAN E ROY, 2003).

Os rotores de alta e média pressão costumam ser construídos de acordo com as configurações monobloco ou soldado. É interessante lembrar que os rotores da configuração monobloco possuem um furo central (*central bore*). Esse furo é feito para remoção de impurezas metalúrgicas, como sulfeto de manganês (MnS) provenientes do processo de fabricação do componente: fundição seguida de forjamento. O acúmulo dessas impurezas numa mesma região favorece a nucleação de trincas. Diversos rotores da década de 1950 (do tipo C) apresentaram falhas catastróficas devido ao acúmulo de dano que ocorria durante a operação em regime permanente

(fluência) e a ciclagem térmica durante as partidas e paradas da máquina (fadiga), em regiões preferenciais como sulfetos alongados (KRAMER e RANDOLPH, 1976). Devido aos avanços tecnológicos ocorridos nas décadas seguintes, os rotores atuais apresentam níveis de impurezas mínimos, reduzindo o risco de falhas catastróficas devido à fragilização do material.

Para plantas consideradas subcríticas, operando a temperaturas em torno de 540°C, o aço ferrítico ASTM A470 Classe 8 Grau D (ASTM, 2005a) é o mais utilizado na construção de rotores de alta e média pressão. Esse aço também é conhecido na literatura como 1CrMoV forjado, cuja composição típica é 0,9 a 1,5% Cr, 0,7 a 1,5% Mo e 0,2 a 0,35% V. Vale lembrar que esse é o material de construção de rotores de alta e média pressão de turbinas a vapor instaladas em plantas termelétricas brasileiras.

Os mecanismos de dano em rotores de alta e média pressão incluem fluência, fadiga de baixo ciclo (termomecânica), interações fadiga-fluência, fadiga pela rotação do rotor (alto ciclo) e fragilização. As áreas de maior preocupação devido ao acúmulo de danos gerados pelos ciclos térmicos e pela operação em regime permanente são o furo e regiões de concentração de tensões (LOGAN e ROY, 2003).

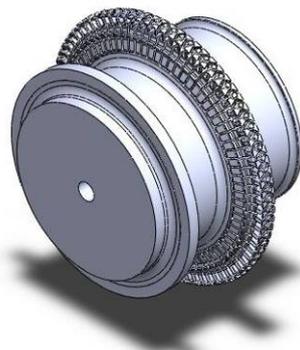
O desenvolvimento inicial de rotores forjados era concentrado em tratamentos térmicos que fornecessem a maior resistência à fluência. O material era austenitizado a 1010°C. Essa elevada resistência à fluência era acompanhada de baixa ductilidade à fluência e baixa tenacidade do material. Mais recentemente, a tenacidade do material foi melhorada através de mudanças na fabricação do aço, mudanças nos elementos de liga, nos tratamentos térmicos, com temperaturas de austenitização até 955°C, e de aumento na pureza do aço. O aumento na resistência à fluência cedeu espaço para o aumento na ductilidade. No entanto, trincas por fluência nas regiões de fixação das palhetas continuam a ser um problema em diversas plantas, embora não sejam abordadas neste estudo.

As condições de operação dos rotores foram alteradas ao longo dos anos. Sob condições de operação em regime contínuo a 560°C, o dano por fluência representava a maior ameaça à integridade do componente. No entanto, como os rotores começaram a ser submetidos a condições cíclicas de operação (mudanças de carga e ciclos de partidas e paradas), outros mecanismos de dano, tais como a fadiga de baixo ciclo e interações fadiga-fluência, foram introduzidos. Partidas e paradas geram tensões térmicas que se tornam máximas a temperaturas bem inferiores às do regime permanente de operação. Nesse sentido, a tenacidade à fratura se torna uma propriedade importante na resistência do componente à fratura frágil (VISWANATHAN, 1993).

A Figura 2.6(a) apresenta uma vista geral de um rotor de alta e média pressão típico de turbinas a vapor instaladas em termelétricas brasileiras. A Figura 2.6(b) apresenta uma vista em detalhe da 1ª roda do rotor de alta pressão, que é um dos componentes críticos da turbina.



(a)



(b)

Figura 2.6. Desenho esquemático do rotor de alta e média pressão da turbina a vapor investigada no presente estudo: (a) vista geral; (b) detalhe da 1ª roda do rotor de alta pressão.

Existem diversos arranjos possíveis para construção de uma turbina a vapor. Mas um detalhe importante sempre está presente: o aço é usado de maneira extensiva na construção de seus componentes. Para temperaturas acima de 400°C, aços resistentes à fluência devem ser aplicados.

Dependendo da sua função, as condições de projeto e de operação de diferentes componentes da turbina podem variar. O perfil de propriedades necessárias cobre todas as áreas referentes ao comportamento do material, variando de resistência a carregamentos estáticos, resistência à fluência, tenacidade, resistência à fadiga e ao crescimento de trinca, de acordo com o ambiente de operação (ABE, 2008).

Para um projeto seguro, diferentes critérios de resistência e tenacidade têm que ser aplicados para garantir a operação segura da turbina durante a sua vida útil. As propriedades do material devem ser determinadas por testes padronizados com corpos de prova específicos. A transferência dos resultados dos ensaios para os componentes deve ser feita através de modelos e regras baseadas em normas. O fenômeno de fluência determina o comportamento típico de materiais operando acima de 400°C. Esta é uma das propriedades críticas na seleção do material a ser aplicado em turbinas, principalmente porque, recentemente, a vida de projeto está sendo ampliada e até mesmo dobrada de 100.000 para 200.000h, por razões econômicas e por dificuldades em se obter licenças ambientais (VISWANATHAN, 1993).

Outra propriedade que deve ser levada em consideração é a resistência à fadiga de baixo ciclo, visto que a grande maioria das plantas opera, atualmente, em regime cíclico. Dessa maneira, nota-se que o material está sujeito a carregamentos variados durante sua operação. A Figura 2.7 mostra um desenho esquemático das tensões presentes num rotor de uma turbina a vapor.

No escopo do presente estudo, os danos gerados pelos fenômenos de fluência e de fadiga de baixo-ciclo devido a transientes térmicos serão levados em consideração para estimativa de vida residual do componente selecionado. No item 2.3, são apresentados os aspectos mais relevantes de ambos os fenômenos citados anteriormente.

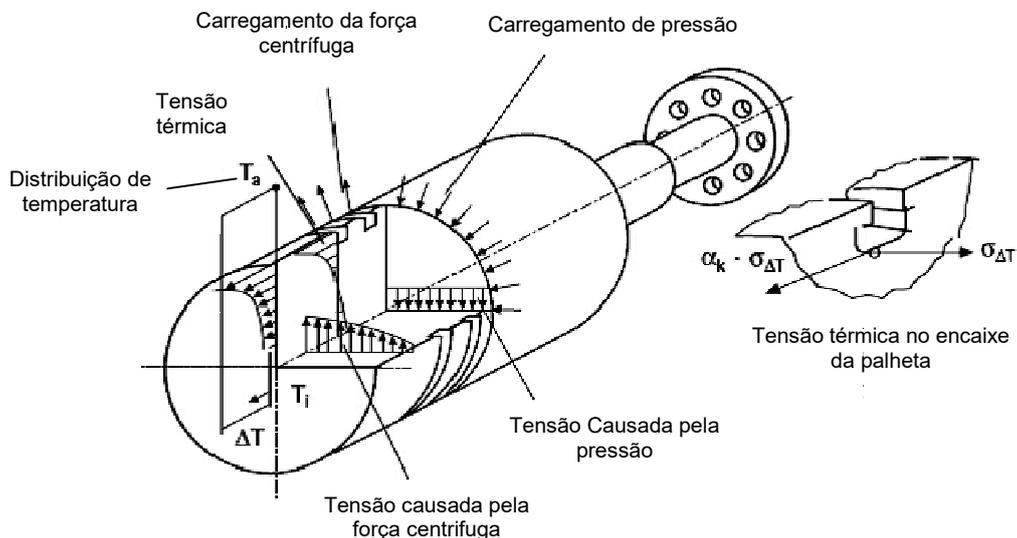


Figura 2.7. Desenho esquemático das solicitações impostas a um rotor (adaptado de, ABE, 2008).

2.3. MECANISMOS DE DANO

A seguir são descritos os principais mecanismos de dano encontrados em componentes críticos de turbinas de plantas termelétricas, a fluência, a fadiga e a interação entre ambos, conhecida como interação fluência-fadiga.

2.3.1. Fluência

A fluência é uma deformação plástica lenta e contínua dos materiais em função do tempo de carregamento. Embora a fluência possa ocorrer em todas as temperaturas acima do zero absoluto sob carregamento abaixo do limite de escoamento estático e dito constante, em termos práticos, a fluência é associada a deformações plásticas dependentes do tempo e ocorrendo a altas temperaturas, geralmente acima de $0,4T_H$, sendo T_H a temperatura homóloga, que é a relação entre a temperatura absoluta de trabalho do material e a temperatura absoluta de fusão do material, porque a difusão acelera o processo de fluência a temperaturas elevadas (ABE, 2008).

Quando um material está submetido ao mecanismo de dano por fluência, três fenômenos importantes ocorrem para sua eventual fratura. Primeiro, conforme o material se alonga, sua seção transversal é reduzida de forma a se preservar o volume da amostra. Segundo, fenômenos metalúrgicos associados à deformação ocorrem, como por exemplo, recristalização, coalescimento e transformações de precipitados. Terceiro, defeitos internos podem se desenvolver dando origem a concentradores de tensão. Quando tais defeitos se alinham ou se agrupam, trincas locais são formadas, causando uma redução na seção resistente ao carregamento, e assim, possibilitando a ocorrência da fratura do material (MANSON e HALFORD, 2009).

Um dos fatores mais críticos para determinar a integridade de componentes que operam a altas temperaturas é o seu comportamento em fluência. Como resultado, alterações dimensionais inaceitáveis e a consequente ruptura do componente podem ocorrer. Dependendo do componente, a falha pode ser limitada tanto pela deformação quanto pela fratura. Processos localizados de fluência na ponta de um defeito pré-existente ou de um concentrador de tensões também podem levar ao crescimento de trincas e eventual falha.

A ruptura por fluência é um processo complexo, e seus detalhes têm sido investigados por um grande número de pesquisadores para diferentes materiais. Ashby e colaboradores desenvolveram mapas de mecanismos de ruptura por fluência, indicando regiões onde certos tipos de mecanismos de fluência poderiam acontecer,

devido à combinação entre tensão mecânica e temperatura, aplicadas ao material (MANSON e HALFORD, 2009).

Os componentes de plantas termelétricas são geralmente projetados para operar por tempos superiores a 100.000 horas, o que torna necessária a criação de métodos de extrapolação de dados obtidos em ensaios de laboratório. Devido aos diferentes mecanismos de dano por fluência, uma estimativa segura de vida residual de componentes em serviço torna-se difícil quando decisões têm de ser tomadas com base em resultados de laboratório obtidos em curto prazo. A necessidade de técnicas de extrapolação que permitam a estimativa de rupturas por fluência no longo prazo a partir de resultados de curto prazo é muito importante para aspectos de projeto, controle de qualidade e avaliação da planta.

As técnicas de parametrização incorporam dados de tempo de ruptura, tensão e temperatura em uma única expressão. Quando dados de testes são gerados em tempos adequados e quando temperaturas acima da temperatura de serviço são incorporadas às curvas-mestras do material, a tensão para temperatura de aplicação do material pode ser lida diretamente na curva. Existem diversos parâmetros de extrapolação de dados para estimativa de vida residual por fluência apresentados na literatura. Os parâmetros de Larson-Miller e Manson-Haferd, que serão utilizados no presente estudo, e os mais tradicionalmente usados, serão brevemente comentados.

Larson e Miller (LARSON e MILLER, 1952) foram os primeiros a introduzir o conceito de um parâmetro que agrupasse temperatura e tempo de ruptura e que fosse função da tensão mecânica aplicada ao material. A equação proposta foi:

$$\phi = f(\sigma, t) = T(C + \log t_R) \quad (2.1)$$

onde σ é a tensão, t_R é o tempo de ruptura, T é a temperatura absoluta e C é uma constante, que para maioria dos aços é igual a 20. Larson e Miller (1952) desenvolveram um método para unificar uma família de curvas apresentando o tempo de ruptura como uma função da temperatura para diferentes níveis de tensão, de maneira que uma única curva poderia ser obtida quando se monta um gráfico do tipo $\log(\text{tensão})$ em função do parâmetro de Larson-Miller.

Quando a curva-mestra do material é obtida, ela pode ser usada para estimar o tempo de ruptura a diferentes valores de tensão e temperatura dentro de limites ajustados por dados experimentais. Esta abordagem tem sido usada para obter valores interpolados de tempos de ruptura, assim como para valores extrapolados para tempos significativamente maiores do que os disponíveis em ensaios de

laboratório. A Figura 2.8 apresenta a curva-mestra do aço 1CrMoV forjado, largamente utilizado em rotores de turbinas a vapor.

A metodologia para obter o tempo de ruptura utilizando o parâmetro de Larson-Miller em componentes operando no campo deve seguir as etapas citadas abaixo.

- *Etapa 1:* um componente operando no campo está sujeito a um estado multiaxial de tensões; portanto, deve-se, primeiramente, calcular as tensões principais atuantes no mesmo e então determinar a tensão equivalente, σ_{eq} , que corresponde, de maneira simplificada, à tensão uniaxial presente no material. Esta aproximação se faz necessária, pois o parâmetro de Larson-Miller é obtido através de ensaios de fluência uniaxiais;
- *Etapa 2:* uma vez conhecido o estado de tensões da estrutura, deve-se determinar o valor do parâmetro de Larson-Miller (PLM), a partir da curva $\log(\text{tensão})$ versus PLM do material, (ver Figura 2.8);

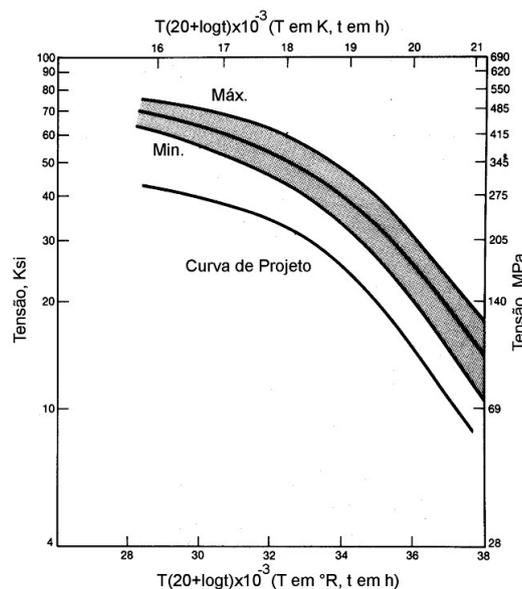


Figura 2.8. Curva mestra do parâmetro de Larson-Miller do aço 1CrMoV forjado usado em rotores de turbinas a vapor (adaptado de, VISWANATHAN, 1993).

- *Etapa 3:* Determinado o PLM, o tempo de ruptura para condição de tensão e temperatura pode ser obtido através da seguinte equação:

$$t_R = 10^{\left[-20 + \frac{PLM(\sigma_{eq})}{T}\right]} \quad (2.2)$$

Posteriormente, Manson e Haferd (MANSON e HAFERD, 1953) publicaram um trabalho o qual questionavam quão precisa seria uma extrapolação a longo prazo para uma dada temperatura utilizando dados obtidos de uma outra temperatura. Em seu

trabalho, Manson e Haferd avaliaram a utilização do parâmetro de Larson-Miller e avaliaram como o mesmo poderia ser melhorado.

Inicialmente, os autores questionaram a validade da relação $T(20+\log t_R)$ ser igual a uma constante para uma dada tensão constante. Caso a afirmação fosse verdadeira, um gráfico de $\log t$ versus $1/T$ deveria ser uma linha com intercepto em -20. Mesmo se a constante 20 fosse trocada por outro valor, como Larson e Miller sugeriram como um possível refinamento, o gráfico deveria apresentar uma linha reta.

Como não existiam muitos dados de ensaios de fluência a tensão constante na época, Manson e Haferd interpolaram os dados de ensaios realizados em temperaturas constantes. Inicialmente os dados não apresentaram a linearidade esperada no gráfico $\log t$ versus $1/T$. No entanto, após a reavaliação dos dados agrupados por interpolação, notou-se que uma melhor linearidade surgiria ao realizar o gráfico $\log t$ versus T a uma tensão constante. Além disso, quando tais gráficos eram construídos, os autores notaram que as linhas retas, que representavam diferentes tensões constantes, convergiam para um único ponto, T_a versus $\log t_a$. Assim, Manson e Haferd propuseram o seguinte parâmetro:

$$\phi = f(\sigma, t) = (\log t_R - \log t_a) / (T - T_a) \quad (2.3)$$

O parâmetro de Manson-Haferd foi usado como uma alternativa ao parâmetro de Larson-Miller. A Figura 2.9 apresenta a curva mestra do parâmetro de Manson-Haferd para o aço 1CrMoV (YAGI *et al.*, 2004).

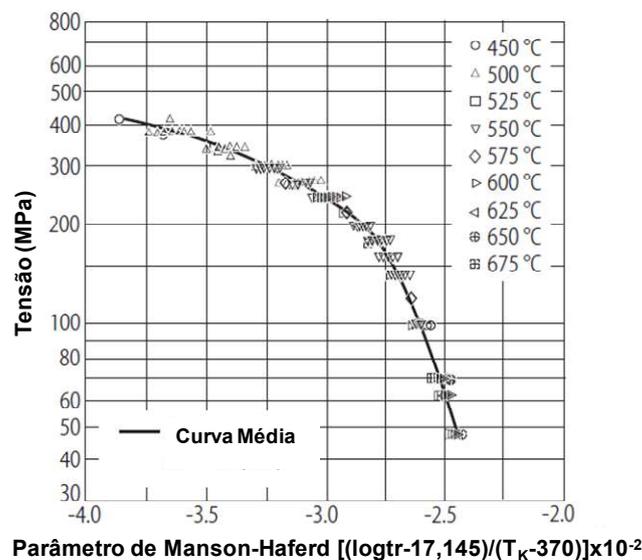


Figura 2.9. Curva mestra do parâmetro de Manson-Haferd do aço 1CrMoV forjado usado em rotores de turbinas a vapor (adaptado de, YAGI *et al.*, 2004).

A metodologia para obter o tempo de ruptura utilizando o parâmetro de Manson-Haferd é a mesma aplicada para o parâmetro de Larson-Miller, sendo o tempo de ruptura, t_r , obtido através da seguinte equação:

$$t_R = 10^{[PMH(\sigma_{eq})(T_K - 370) + 17,145]} \quad (2.4)$$

onde $T_a=370$ e $t_a=17,145$ para o aço 1CrMov.

2.3.2. Fadiga

Um metal sujeito a tensões repetitivas ou flutuantes pode vir a falhar com uma tensão muito inferior do que a requerida para causar a ruptura do mesmo devido à aplicação de uma carga única e contínua. O mecanismo de dano que causa a falha de materiais sujeitos a carregamentos cíclicos ou flutuantes é a fadiga. Tensões dinâmicas oriundas de vibrações em palhetas de turbinas e tensões dinâmicas de origem térmica devido a procedimentos de partida e parada de componentes operando a altas temperaturas são casos práticos de carregamentos cíclicos encontrados em uma planta termelétrica.

Por conveniência, existe uma distinção entre dois tipos básicos de fadiga: a fadiga de alto ciclo e a fadiga de baixo ciclo. Do ponto de vista do fenômeno que ocorre no material, não existe diferença entre os tipos e nem mesmo um tipo de fronteira para separação dos mesmos. Tradicionalmente, falhas que ocorrem acima de 10^4 ciclos são consideradas falhas por fadiga de alto ciclo, nas quais pouca ou nenhuma deformação plástica macroscópica ocorre; e falhas ocorrendo abaixo de 10^4 ciclos são consideradas falhas por fadiga de baixo ciclo, caracterizadas por um elevado nível de deformação plástica localizada.

O desenvolvimento de componentes mais complexos e submetidos a carregamentos mais elevados mostrou que técnicas baseadas na fadiga de alto ciclo, utilizando as tradicionais curvas S-N, não seriam suficientes para lidar com essas novas condições. A ocorrência de plasticidade, e a falta de proporcionalidade entre tensão e deformação nesse regime levaram a utilização da deformação como grandeza de controle.

Do ponto de vista de propriedades, as representações de dados da curva de fadiga de baixo ciclo, ϵ -N, são semelhantes aos dados das curvas S-N, sendo o formato $\log\epsilon$ - $\log N$ mais comum (ASM, 1996).

Estudos nesta área se iniciaram em 1950 em decorrência de problemas de surgimentos de trincas devido a ciclagem térmica de componentes expostos a elevados gradientes de temperatura, principalmente nas indústrias de geração de energia termelétrica e de vasos de pressão (ASM, 1996).

O critério de falha adotado nesses ensaios usualmente é a detecção de pequenas trincas no corpo de prova ou alguma medida equivalente que possa ser relacionada com uma mudança substancial na resposta carga-deslocamento, embora a falha também possa ser definida pela separação completa da amostra.

O monitoramento e o controle de ensaios usando a deformação requerem a capacidade de uso contínuo de extensometria. A saída combinada de extensômetros e da célula de carga da máquina fornecem um gráfico carga-deslocamento na qual um *loop* de histerese é formado. Esse *loop* pode ser transformado em tensão-deformação. A Figura 2.10 apresenta um *loop* de histerese discriminando as porções elásticas e plásticas do ensaio de fadiga de baixo ciclo.

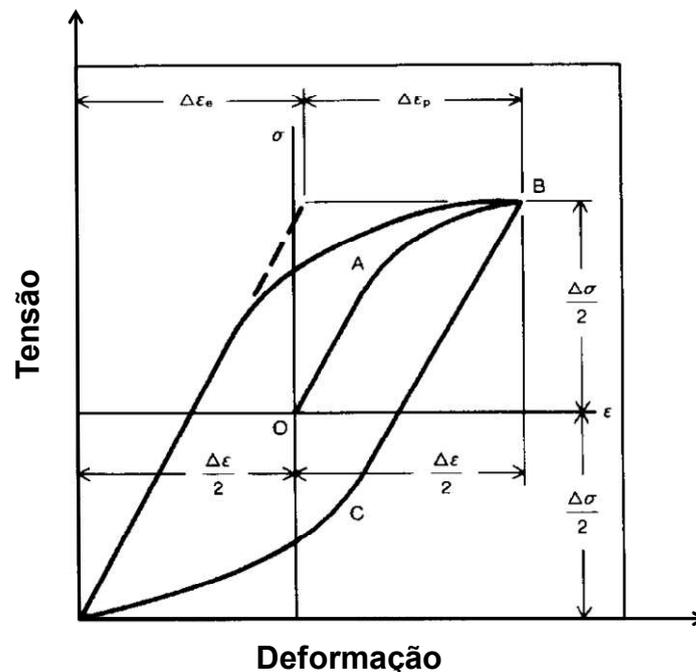


Figura 2.10. Loop de histerese entre tensão e deformação obtido num ensaio de fadiga de baixo ciclo (adaptado de, ASM, 1996).

Os modelos adotados para previsão do comportamento cíclico do material (curva ϵ -N) levam em consideração as contribuições elásticas e plásticas da deformação durante o ensaio. A amplitude de deformação total, $\Delta\epsilon_i/2$ é obtida através da seguinte equação de Coffin-Manson (ASM, 1996):

$$\frac{\Delta\varepsilon_t}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_R)^b + \varepsilon'_f (2N_R)^c \quad (2.5)$$

onde $\Delta\varepsilon_t/2$ é a amplitude de deformação total; $\Delta\varepsilon_e/2$ é a amplitude de deformação elástica; $\Delta\varepsilon_p/2$ é a amplitude de deformação plástica; σ'_f é o coeficiente de resistência a fadiga; E é o módulo de elasticidade; b é o expoente de resistência a fadiga; ε'_f é o coeficiente de ductilidade a fadiga; c é o expoente de ductilidade a fadiga; $2N_R$ é o número de reversos até a falha (2 reversos = 1 ciclo).

Uma representação gráfica desse modelo é apresentada na Figura 2.11.

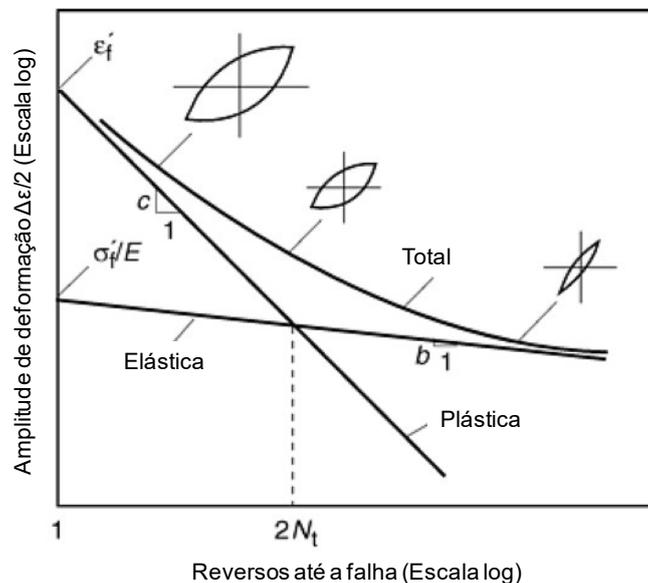


Figura 2.11. Representação da amplitude de deformação total versus o número de reversos até a falha, incluindo as porções elástica e plástica, (adaptado de, ASM, 1996).

Curvas de amplitude de deformação versus número de ciclos, obtidas em ensaios de fadiga de baixo ciclo, podem ser divididas em duas partes, elástica e plástica. As constantes e coeficientes da equação (2.5) podem ser obtidos através da regressão linear das curvas $\log \Delta\varepsilon$ versus $\log 2N_R$ das partes elástica e plástica da curva.

A vantagem do método de vida baseado na fadiga de baixo ciclo é a sua capacidade de lidar com carregamentos de amplitude variável, através de uma melhor análise de acúmulo de danos. As respostas obtidas pela plasticidade cíclica são contabilizadas, e os efeitos da sequência de carregamento são refletidos na análise e nos resultados. Além disso, métodos avançados têm sido desenvolvidos para enfrentar situações de temperaturas elevadas, onde fluência e fadiga são ativadas simultaneamente (interações do tipo fluência-fadiga).

Dentro de um intervalo limitado de deformação, a amplitude de deformação plástica, $\Delta\varepsilon_p$, pode ser correlacionado com a amplitude total de deformação, $\Delta\varepsilon_t$, através da seguinte equação:

$$\Delta\varepsilon_t = B \Delta\varepsilon_p^\gamma \quad (2.6)$$

onde B e γ são constantes determinadas experimentalmente. A equação (2.6) é apenas uma aproximação do comportamento de materiais em intervalos intermediários de deformação e deixa de ser válida para pequenos valores de $\Delta\varepsilon_t$ e grandes valores de $\Delta\varepsilon_p$, quando $\Delta\varepsilon_t \approx \Delta\varepsilon_p$ (VISWANATHAN, 1993).

Quando a temperatura de operação do material encontra-se bem acima da temperatura ambiente, $0,4T_H$, torna-se importante o fenômeno de fluência e, a altas temperaturas, ele será a causa principal da fratura. A transição de falha por fadiga para falha por fluência com o aumento da temperatura resultará numa mudança no tipo de fratura que passará de transgranular, característica da fadiga, para falha intercrystalina de fluência. A oxidação local nos contornos de grão pode contribuir significativamente para o início da trinca (EPRI, 2007).

A grande maioria dos problemas de fadiga a alta temperatura é relacionada à fadiga de baixo ciclo, envolvendo elevados gradientes térmicos assim como variações de tensão e deformação nos componentes.

Dentro do escopo do presente estudo a fadiga de baixo ciclo, conhecida como fadiga termomecânica, é o tipo de mecanismo mais crítico devido às variações de temperatura, pressão e carregamentos dinâmicos, que ocorrem nos componentes durante os procedimentos de operação de uma turbina a vapor.

A maioria dos problemas de fadiga de baixo ciclo em componentes que operam a altas temperaturas envolve carregamentos térmicos e mecânicos. O material é sujeito a ciclos simultâneos de temperaturas e tensões.

A norma ASTM E2368 (ASTM, 2004), que determina práticas para ensaios de fadiga termomecânica descreve a significância e o uso dos ensaios de fadiga termomecânica da seguinte maneira:

“Na aplicação de materiais estruturais em ambientes com temperaturas elevadas, os componentes que estão sujeitos ao dano por fadiga podem experimentar, de alguma forma, forças mecânicas e térmicas variando simultaneamente durante um dado ciclo. Estas condições são de elevada preocupação, pois combinam mecanismos de dano dependentes de temperatura e de fadiga, com diferentes severidades, dependendo da relação de fase entre o ciclo térmico e o mecânico. Tais efeitos podem

influenciar a evolução da microestrutura, micromecanismos de degradação e uma variedade de outros processos fenomenológicos que afetam a vida em fadiga do material. O ensaio de fadiga termomecânica controlado por deformação é, geralmente, utilizado para investigar os efeitos de carregamentos térmicos e cíclicos simultâneos idealizados, onde campos de temperatura e deformação cíclicos e téóricos são impostos e controlados ao longo do comprimento útil do corpo de prova.”

Nesse sentido, a fadiga termomecânica pode ser definida como uma degradação gradual que leva à formação de trincas num material devido a aquecimentos e resfriamentos nos quais as expansões térmicas encontram-se parcial ou totalmente constringidas. Restrições para expansões térmicas causam tensões térmicas que podem eventualmente originar e propagar trincas de fadiga. Devido ao fato de que ciclos térmicos, usualmente, geram deformações plásticas e causam falhas entre 10^4 e 10^5 ciclos, a fadiga termomecânica pode ser considerada um tipo de fadiga de baixo ciclo (VISWANATHAN, 1993).

As análises desses carregamentos e a quantificação dos danos gerados tornam-se uma tarefa complexa na medida que simplificações grosseiras são geralmente introduzidas nos cálculos. No passado, a fadiga termomecânica era tradicionalmente tratada como um sinônimo de fadiga de baixo ciclo isotérmica na temperatura máxima do ciclo térmico. Este procedimento envolve incertezas consideráveis, especialmente se o desenvolvimento da resposta tensão-deformação e a evolução da microestrutura e os micromecanismos de iniciação e propagação de trinca são diferentes daqueles presentes na condição isotérmica. Geralmente, o tipo e a taxa de ocorrência de mecanismos de dano dependentes do tempo e da temperatura e as suas interações levando à falha em condições de fadiga termomecânica são diferentes das condições de fadiga de baixo ciclo isotérmica. Portanto, a avaliação do comportamento sob fadiga termomecânica de materiais utilizados em aplicações críticas tem se tornado indispensável (RAO, 2004).

A suposta equivalência entre a fadiga de baixo ciclo isotérmica e a fadiga termomecânica tem sido questionada em diversos estudos. Tem sido mostrado que, para um mesmo intervalo de deformação total, os ensaios de fadiga termomecânica podem gerar mais ou menos dano no material do que os de fadiga de baixo ciclo isotérmica. Segundo a literatura (CHRIST, 2013), há uma variedade de padrões de comportamento para materiais metálicos estruturais sob condições isotérmicas e não isotérmicas. Sendo assim, os seguintes pré-requisitos devem ser atendidos para uma previsão segura da vida do material sob fadiga termomecânica:

- os mecanismos relevantes para fadiga isotérmica devem ser conhecidos;

- as condições específicas da fadiga termomecânica devem ser conhecidas e levadas em consideração;
- o material avaliado deve apresentar plasticidade cíclica suficiente;
- o método utilizado para prever a vida sob fadiga termomecânica deve ser selecionado com base no mecanismo de dano relevante.

Em componentes que operam a altas temperaturas, restrições internas para expansão ou contração de um elemento podem surgir a partir de diferenças de temperatura, como no caso da diferença de temperatura entre a superfície e o interior de um rotor de uma turbina ou no caso de soldas dissimilares entre tubos de aço inoxidável austenítico com tubos de aço carbono.

Restrições para expansões e contrações térmicas são aspectos fundamentais para causar danos de fadiga termomecânica. As restrições podem ser internas ou externas, sendo possível reproduzir as primeiras em ensaios de laboratório.

As técnicas de previsão de vida também evoluíram da literatura da fadiga de baixo ciclo. Com o avanço das ferramentas computacionais de elementos finitos e com o desenvolvimento de máquinas para realização de ensaios termomecânicos, é possível realizar testes de fadiga termomecânica em condições precisas e controladas.

O ensaio geralmente começa com uma análise estrutural do componente, resultando num ciclo de tempo-deformação-temperatura em alguma região crítica. Este ciclo é então aplicado a um corpo de prova num ensaio uniaxial numa máquina que possua os equipamentos apropriados para realização do ensaio. Tanto a temperatura quanto a deformação não devem apresentar variações bruscas ao longo do comprimento útil do corpo de prova, de maneira a garantir que o carregamento encontrado no campo seja representado da melhor maneira possível no ensaio.

A Figura 2.12 apresenta um desenho esquemático de uma máquina de fadiga termomecânica moderna. A máquina possui dois *loops* fechados de controle, um para a determinação dos ciclos de deformação mecânica, e o outro para a determinação dos ciclos de temperatura que darão origem as deformações térmicas. Um *software* de aquisição de dados gera os históricos de temperatura e deformação que são transmitidos ao controle da máquina (ASM, 1996).

A compensação da deformação térmica deve ser feita através de um ciclo inicial de temperatura sem carga mecânica, de maneira que a deformação térmica possa ser determinada em função do tempo e da temperatura. A deformação térmica pode ser calculada através do coeficiente de expansão térmica do material. A deformação mecânica, que produz tensões no material, é obtida pela subtração da deformação térmica da deformação total. O sistema necessita de uma boa calibração

e de um excelente sistema de extensometria para garantir medidas precisas, pois as deformações mecânicas podem ser bem menores do que as de origem térmica (ASM, 1996).

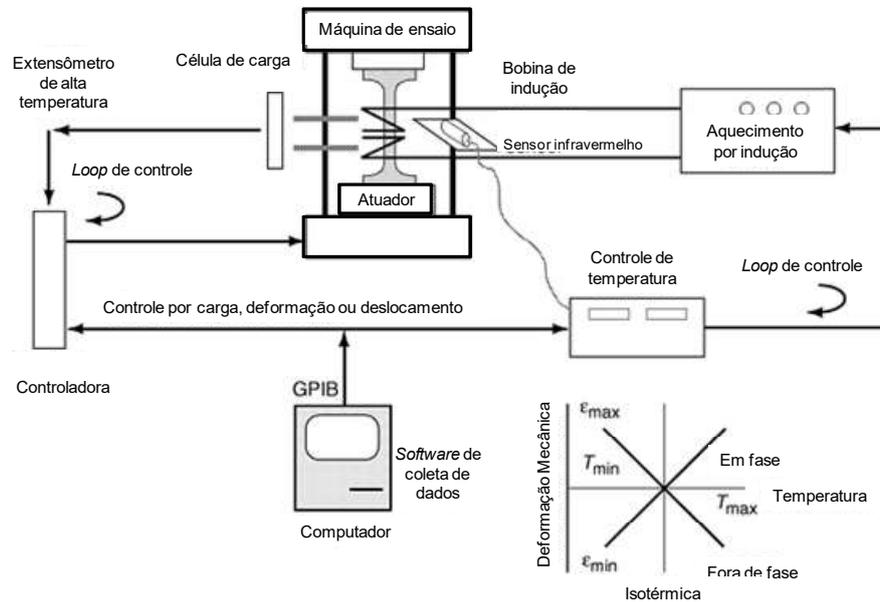


Figura 2.12. Desenho esquemático de uma máquina de fadiga termomecânica, (adaptado de, ASM, 1996).

Em um ensaio de fadiga termomecânica, a temperatura varia de um valor máximo para um mínimo de maneira independente da variação de deformação do ensaio. Se a temperatura máxima do ensaio corresponde ao pico de tensão compressiva, o ciclo de fadiga é chamado de “defasado”; se a tensão máxima de tração ocorre no pico de temperatura, o ciclo do ensaio recebe a denominação “em fase”. A Figura 2.13 apresenta as diferenças entre os ensaios de fadiga de baixo ciclo isotérmica e de fadiga termomecânica. Caso patamares de tensão sejam impostos, diferentes formas de ciclos podem ser impostas ao material.

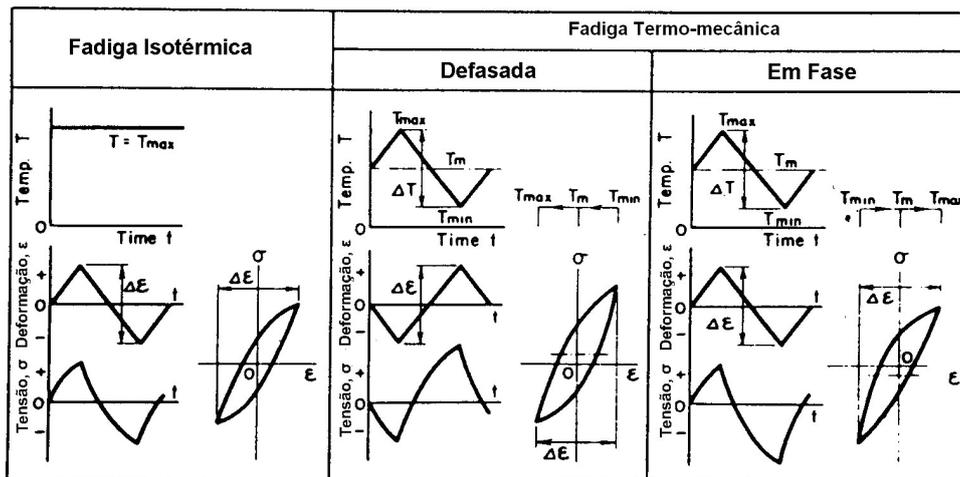


Figura 2.13. Desenhos esquemáticos mostrando as formas de carregamento de temperatura, deformação e tensão para ensaios de fadiga de baixo ciclo isotérmica e fadiga termomecânica (adaptado de, VISWANATHAN, 1993).

O ensaio de fadiga termomecânica simula muitos aspectos gerais do problema da fadiga e ainda mantém certa simplicidade e facilidade para aquisição e interpretação de dados oriundos de ensaios uniaxiais de corpos de prova usinados. Nestes testes, a temperatura, a tensão e a deformação podem ser medidos diretamente em cada ponto dentro de um ciclo. Além disso, duas destas variáveis podem ser controladas independentemente do tempo.

A literatura mostra que curvas de resistência obtidas num ensaio de fadiga de baixo ciclo isotérmica, podem não representar de forma confiável o comportamento dos materiais quando expostos à fadiga termomecânica. A Figura 2.14, indica que as curvas de fadiga isotérmica não podem ser usadas isoladamente para prever o comportamento dos aços 1CrMoV forjados usados em turbinas a vapor sujeitos à fadiga termomecânica, especialmente em situações nas quais a expansão térmica é restringida por regiões de elevada triaxialidade por tempos elevados (COLOMBO *et al.*, 2008).

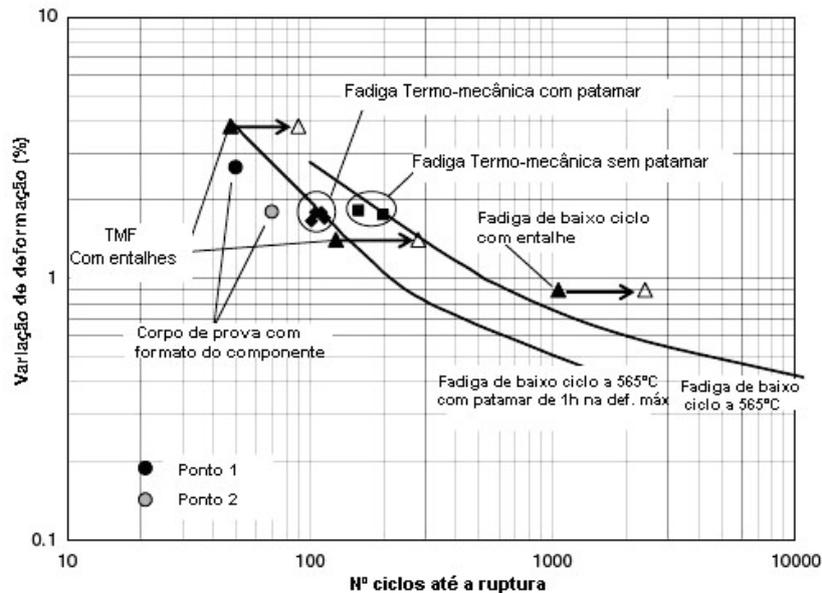


Figura 2.14. Curvas de fadiga de baixo ciclo isotérmica obtidas para um aço 1CrMoV forjado usado em rotores de turbinas a vapor. Nota-se que alguns dos resultados dos ensaios de fadiga termomecânica não ficam próximos das curvas de resistência do material (adaptado de, COLOMBO *et al.*, 2008).

ELLISON e AL-ZAMILY (1994) investigaram o comportamento da tensão mecânica de aços 1CrMoV forjados sob condições de fadiga isotérmica e fadiga termomecânica e constataram diferenças nos *loops* de histerese de fadiga para diferentes intervalos de deformação. Nos ensaios isotérmicos, os *loops* mostram-se mais simétricos do que os obtidos em ensaios de fadiga termomecânica, Figura 2.15(a). Os autores associam essa diferença ao ciclo térmico aplicado em conjunto com o mecânico. A Figura 2.15(b) mostra como o material amolece mais rapidamente sob condições de fadiga isotérmica do que em condições de fadiga termomecânica. Tal observação reforça os pré-requisitos expostos recentemente por Christ, para o melhor entendimento do comportamento de ligas metálicas estruturais sob condições isotérmicas e com ciclos térmicos e mecânicos em fadiga (CHRIST, 2013).

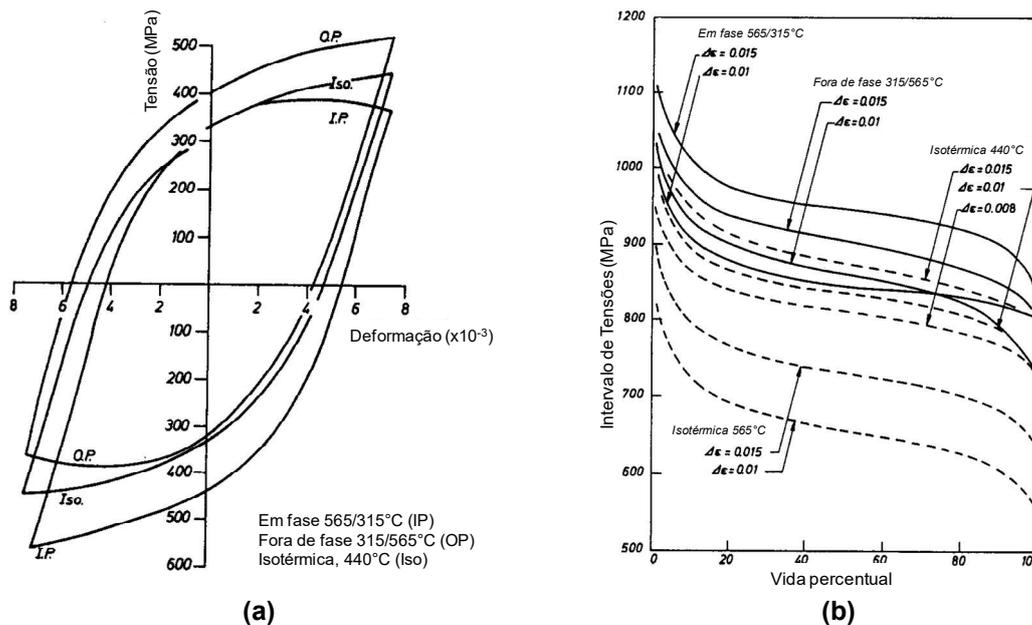


Figura 2.15. Comparação entre o comportamento de aços 1CrMoV forjados submetidos à fadiga isotérmica e termomecânica: (a) *Loop* de histerese obtido a meia vida do material; (b) intervalo de tensão durante os ensaios mostrando o amolecimento mais acelerado em condições de fadiga isotérmica (adaptado de, ELLISON e AL-ZAMILY, 1994).

KUWABARA *et al.* (1982) investigaram o comportamento de diversas ligas utilizadas na geração de energia termelétrica e as classificaram em quatro diferentes grupos, de acordo com as vidas obtidas em ensaios em fase e defasados, da seguinte maneira:

- Tipo I: materiais os quais a vida de ensaios em fase é menor que a de ensaios defasados para pequenos intervalos de deformação;
- Tipo O: materiais os quais a vida de ensaios defasados é menor que a de ensaios em fase para pequenos intervalos de deformação;
- Tipo E: materiais os quais a vida de ensaios em fase e defasados é praticamente a mesma;
- Tipo E': materiais os quais a vida de ensaios em fase é menor que a de ensaios defasados em maiores intervalos de deformação, mas praticamente a mesma que de ensaios defasados para pequenos intervalos de deformação.

A Figura 2.16 apresenta o exemplo de um material Tipo O, o aço 1CrMoV forjado, utilizado em rotores de alta pressão de turbinas a vapor.

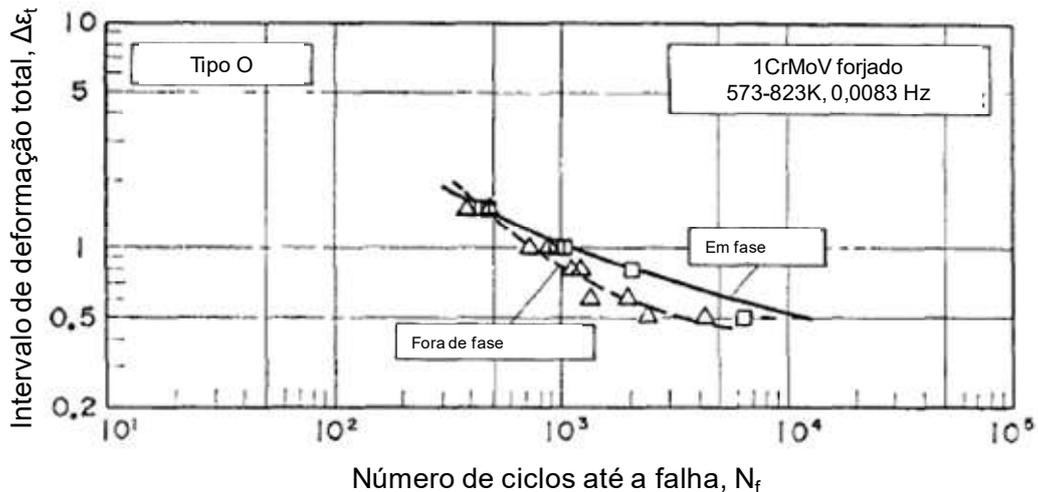


Figura 2.16. Exemplo do material classificado como Tipo O (adaptado de, KUWABARA *et al.*, 1982).

Segundo Kuwabara e colaboradores (KUWABARA *et al.*, 1982), a classificação não era rígida, pois com o aumento de temperatura ou tempo de patamar imposto para tensões de pico, as vidas em fadiga termomecânica mudavam do Tipo O ou Tipo E para Tipo I, refletindo um aumento na contribuição da fluência na vida dos materiais. Métodos de previsão de vida considerando apenas o mecanismo de dano de fadiga, como a equação de Coffin-Manson, utilizando dados de fadiga isotérmica na temperatura máxima de interesse seriam suficientes para uma previsão segura de vida para os materiais Tipo O e E, como os aços CrMo e 1CrMoV.

A informação apresentada acima contradiz os outros resultados citados anteriormente. Isto mostra o quão complexos são os mecanismos de dano envolvidos na fadiga termomecânica, assim como o estabelecimento de uma metodologia para a estimativa de vida residual de componentes sob estas condições.

No caso de turbinas a vapor de plantas termelétricas, todos os componentes que apresentam elevada espessura de parede, tais como corpos de válvulas, bocais, carcaças, rotores e outros, estão sujeitos à degradação devido à fadiga termomecânica causada por tensões térmicas alternadas de tração e compressão oriundas de transientes térmicos. Essas tensões térmicas são predominantemente causadas por diferenças de temperaturas não estacionárias ao longo da espessura dos componentes (diferenças radiais de temperatura) auxiliadas por diferenças de temperatura axiais e tangenciais, assim como desigualdades térmicas de componentes interligados e suas diferenças de rigidez.

Variações do vapor principal para componentes da turbina de alta pressão, variações do vapor reaquecido quente para componentes da turbina de média pressão, fluxo do vapor pela turbina, a velocidade de rotação da turbina, ou sua carga,

como diferenças de temperatura e tensões térmicas em diversos elementos da turbina dependem dessas mesmas ações externas. Pode-se admitir que, se os componentes que mais sofrem os efeitos dos transientes térmicos e das tensões térmicas não excederem seus valores admissíveis de resistência à fadiga termomecânica, as tensões térmicas em outros componentes menos críticos também não excederão os limites admissíveis. Dessa forma, trincas prematuras de fadiga termomecânica poderão ser evitadas em todos os componentes (LEYZEROVICH, 2008).

O componente mais crítico de uma turbina a vapor é, geralmente, seu rotor de alta pressão. As diferenças efetivas de temperatura nas seções de admissão de vapor desses componentes devem ser usadas como índices de referência para a temperatura e as tensões térmicas na turbina. Portanto, um monitoramento contínuo dessas diferenças deve ser desenvolvido através da modelagem matemática do aquecimento do rotor, baseada em medições de temperatura de aquecimento do vapor nas regiões de interesse do rotor.

Para o controle da fadiga termomecânica nos rotores através do monitoramento das diferenças de temperatura, os fabricantes de turbinas fornecem curvas de desgaste cíclico (conhecidas em inglês como CLE ou *Cyclic Life Expenditure curves*). Essa metodologia foi apresentada por Timo em 1969 (TIMO, 1969). Essas curvas representam o percentual de vida consumida por ciclo em função do diâmetro do rotor, do fator de concentração de tensão na superfície do rotor, da taxa de aquecimento do vapor e da magnitude da diferença de temperatura entre o vapor e o metal (VISWANATHAN, 1993). A Figura 2.17 apresenta uma curva de desgaste cíclico típica para rotores de alta pressão de turbinas a vapor.

É importante lembrar que as curvas de desgaste cíclico são válidas somente para transientes térmicos simétricos, nos quais a taxa e a magnitude de aumento de temperatura são os mesmos na partida e na parada da máquina. Para ciclos não simétricos, ainda é possível obter resultados satisfatórios utilizando as curvas. No entanto, é necessário fazer um ajuste usando as médias das variações de temperatura e das taxas utilizadas na partida e na parada (VISWANATHAN, 1993).

O monitoramento contínuo em longo prazo dessas grandezas em diferentes plantas termelétricas mostra que dependendo da preparação feita na turbina para que essa possa receber os transientes, e da qualidade da operação, dos valores máximos da diferença de temperatura monitorada, o número de subciclos e o dano de fadiga esperado para ciclos pré-determinados de operação podem diferir por ordens de grandeza ao se comparar uma planta com outra. A Tabela 2.2 apresenta variações de danos de fadiga termomecânica gerados em diferentes ciclos impostos a turbinas de usinas termelétricas de 300MW.

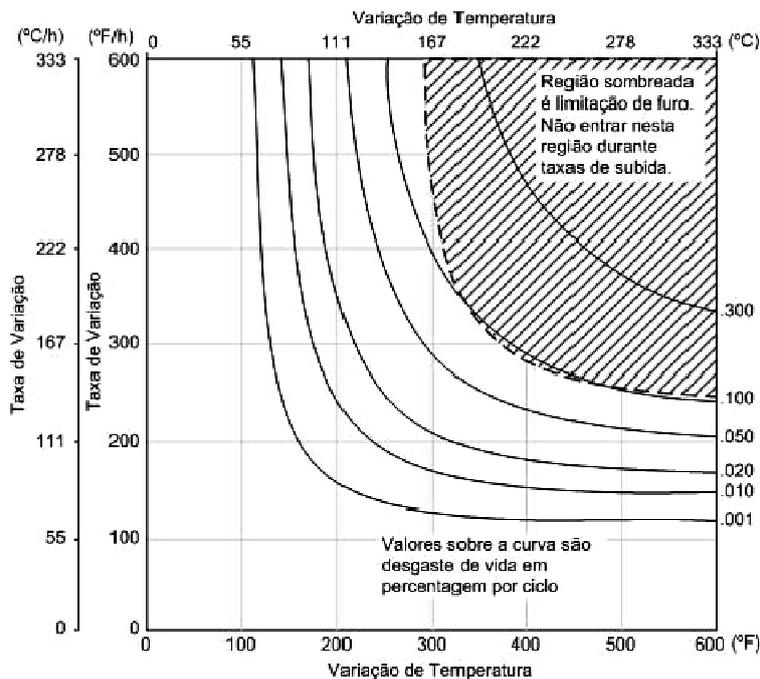


Figura 2.17. Curva de desgaste cíclico típica de turbinas a vapor (adaptado de, LEYZEROVICH, 2008).

Tabela 2.2. Variações de danos de fadiga termomecânica em rotores de alta e média pressão para turbinas de 300MW em seus ciclos característicos de transientes (adaptado de, LEYZEROVICH, 2008).

Ciclo de transientes	Rotor de alta pressão	Rotor de média pressão
<i>Parada para fim de semana seguido de partida morna</i>	<i>Dano (%)</i>	<i>Dano (%)</i>
(a) Sem monitoramento de temperatura	0,065 – 0,13	0,2 – 0,81
(b) Com monitoramento de temperatura	0,0025 – 0,005	0,06 – 0,1
<i>Parada para noite seguida de partida quente após 6 horas de parada</i>	<i>Dano</i>	<i>Dano</i>
(a) Sem monitoramento de temperatura	0,1 – 0,5	0,2 – 0,35
(b) Com monitoramento de temperatura	0,0025 – 0,005	0,005 – 0,008
<i>Mudança de carga para cobrir consumo noturno</i>	<i>Dano</i>	<i>Dano</i>
(a) Sob pressão principal variável	~0,002	~0,0025
(b) Sob pressão principal constante	~0,01	~0,0025

Como o fenômeno da fadiga termomecânica ocorre durante os transientes de partida e parada da unidade, as partidas a frio são geralmente consideradas as mais críticas em termos de geração de danos de fadiga aos componentes da turbina. Isto se deve ao fato do maior transiente térmico ocorrer durante este tipo de partida e também pelo fato de que aumentos bruscos da temperatura de vapor ou outros erros de operação apresentem um efeito mais acentuado nesse caso do que em outros procedimentos de partida. No entanto, não é completamente correto assumir essa hipótese, pois em muitos casos, o número de partidas a frio realizadas durante a vida útil da turbina é limitado e a contribuição de dano desse procedimento é comumente

inferior às contribuições oriundas de outros transientes como, por exemplo, partidas quentes ou mudanças de carga.

O acúmulo de danos de fadiga termomecânica em concentradores de tensão no rotor pode causar o surgimento de trincas de fadiga nos discos, nos selos, nos filetes das rodas do 1º estágio e outros. O risco destes danos aumenta com o número de ciclos acumulados durante a vida da turbina, mas a qualidade da operação representa um papel importante no controle da fadiga termomecânica: um transiente mal feito pode representar um acúmulo de dano equivalente ao de dezenas de transientes bem sucedidos. Uma maneira de reduzir a taxa de acúmulo de danos por fadiga termomecânica é reduzir os concentradores de tensão na superfície do rotor, aumentando-se os raios destes concentradores. Isto pode ser feito através da usinagem destes componentes durante suas paradas programadas de manutenção (LEYZEROVICH, 2008).

2.3.3. Interação Fluência-Fadiga

Em componentes que operam em temperaturas elevadas, mudanças no início, no fim ou durante a operação resultam em gradientes de temperatura. Se esses transientes são repetidos, a expansão térmica diferencial durante cada transiente resulta num ciclo de tensões induzido termicamente. A extensão do dano de fadiga resultante depende na natureza e na frequência do transiente, do gradiente térmico no componente e das propriedades do material (VISWANATHAN, 1993).

Componentes que estão sujeitos a tensões induzidas termicamente geralmente operam no regime de fluência, de forma que ambos os danos por fluência e fadiga devem ser levados em consideração. Em rotores e carcaças de turbinas a vapor, a maior seção do componente estará sujeita aos maiores gradientes de temperatura, mesmo em condições de partidas longas e pré-aquecimento. Sob condições de partidas aceleradas, a partir de temperaturas relativamente baixas, tensões térmicas severas podem ser impostas. Este problema foi potencializado recentemente, com a alocação de plantas projetadas para operar em base sob regime de operação cíclica, devido a necessidades comerciais (VISWANATHAN, 1993, EPRI, 2001). Trincas podem ser formadas em tubulações e válvulas de turbinas a vapor devido à condensação de vapor em superfícies frias de metal, durante certos tipos de operação.

O efeito de ciclos de partidas e paradas pode ser assim descrito em rotores de alta pressão de turbinas a vapor: durante a partida, a superfície do rotor é aquecida de forma mais acelerada que o seu interior e tenta se expandir, mas é restringida pela massa do interior do rotor; esta restrição causa uma deformação compressiva na

superfície a qual eventualmente atinge um valor nulo, mas deixa uma tensão residual compressiva quando todo o rotor atinge o regime permanente de operação; durante a parada, o processo é invertido; durante a operação em base, entre partidas e paradas, as relaxações de tensões assim como a fluência operam devido às solicitações da pressão do vapor e da rotação do eixo.

Em vista da importância da combinação dos danos de fadiga e fluência com relação à confiabilidade de componentes, muitas tentativas têm sido feitas para desenvolver regras de dano que auxiliem no projeto e na previsão de vida sob tais condições.

No desenvolvimento de tais regras, quatro tipos de ensaios de laboratório podem ser utilizados (VISWANATHAN, 1993):

- ensaios de fadiga controlados por deformação com patamares de tensões ou deformações constantes;
- ensaios de fluência sob tensões ou deformações cíclicas;
- testes intercalados de fadiga e fluência;
- ensaios de fadiga termomecânica.

Tradicionalmente, o risco de formação de trincas em locais críticos de rotores de turbinas a vapor tem sido avaliado utilizando dados de ensaios de fadiga isotérmica conduzidos na temperatura máxima de operação ou próxima da mesma. No caso de aços 1CrMoV forjados, existe uma vasta gama de resultados cobrindo ensaios de fadiga isotérmica com diferentes tipos de patamares e carregamentos cíclicos (VISWANATHAN, 1993, NIMS 2013).

O desenvolvimento de dano por interação fluência-fadiga em ensaios isotérmicos de aços 1CrMoV forjados depende da temperatura, do intervalo de deformação, da taxa de deformação, tempo de patamar, e da ductilidade em fluência do material. Na ausência de um tempo de patamar significativo (e/ou a taxas de deformação elevadas), a formação e o crescimento de trinca são dominados pelo mecanismo de dano por fadiga, mesmo em temperaturas na faixa de 538-565°C, conforme mostra a Figura 2.18(a). Aumentando-se o tempo de patamar (e/ou reduzindo a taxa de deformação) e reduzindo o intervalo de deformação, o mecanismo de dano por fluência dentro do corpo de prova torna-se mais influente, até o limite a partir do qual o desenvolvimento da trinca é dominado pelo dano por fluência, Figura 2.18(b). Utilizando tempos de patamares e intervalos de deformação intermediários, as trincas superficiais de fadiga interagem com o dano por fluência desenvolvido ou consequente da condição de operação, resultando num crescimento acelerado de

trinca, Figuras 2.18(c) e 2.18(d). A extensão de cada interação aumenta com a redução de ductilidade à fluência do material (HOLDSWORTH *et al.*, 2007).

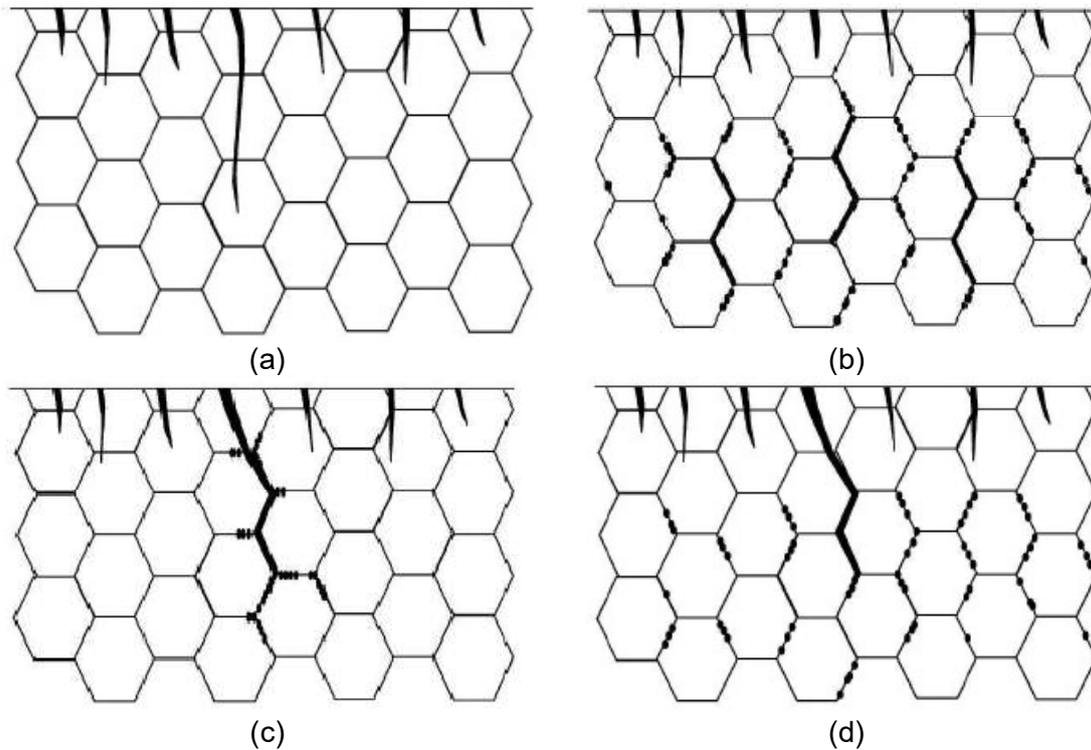


Figura 2.18. Mecanismos de falha devidos à interação fluência-fadiga: (a) domínio da fadiga; (b) domínio da fluência; (c) interação fluência-fadiga devido ao acúmulo de dano de fluência consequente da operação; (d) interação fluência-fadiga devido ao acúmulo simultâneo de fluência e fadiga (adaptado de, HOLDSWORTH *et al.*, 2007).

Em geral, os projetos de componentes operando em regimes de fluência-fadiga são elaborados de maneira a prevenir a iniciação de trincas, onde a iniciação da trinca pode ser definida arbitrariamente como a presença de trincas as quais podem ser detectadas visualmente, como por exemplo, trincas com 1mm.

Diversas regras foram propostas para estimar o acúmulo de dano pelos mecanismos de fluência e fadiga (HOLDSWORTH *et al.*, 2007, ZHAO *et al.*, 2017). A mais utilizada é a regra do acúmulo linear de dano, obtida pela seguinte expressão:

$$D = D_C + D_F \quad (2.7)$$

onde D é o dano total acumulado, D_C é o dano acumulado por fluência e D_F é o dano acumulado por fadiga. Por sua vez, D_C e D_F são obtidos por regras de acúmulo de dano lineares, conhecidas como regra de Robinson, para o dano por fluência (ROBINSON, 1952 *apud* EPRI, 2007), e regra de Miner para o dano de fadiga

(MINER, 1945 *apud* EPRI, 2007), dessa forma, D pode ser expresso da seguinte maneira:

$$D = \sum \frac{t}{t_R} + \sum \frac{N}{N_R} \quad (2.8)$$

onde t é o tempo no qual o componente ficou exposto a uma certa condição de fluência, e t_R é o tempo no qual o material romperia sob tal condição. Para a fração de vida em fadiga, N é o número de ciclos em dado intervalo de deformação e N_R é a vida em fadiga para o mesmo intervalo de deformação. Quando o valor de D é igual à unidade, presume-se que a vida útil do componente foi extinta (VISWANATHAN, 1993).

A representação gráfica da regra de acúmulo linear de dano é apresentada na Figura 2.19. Outra representação, bi-linear, pode ser utilizada. A combinação dessas representações muitas vezes é utilizada para identificar uma área conhecida na literatura como envelope de dano, que pode ser entendida como uma região de alerta na evolução do dano acumulado.

Tipicamente a coordenada do diagrama bi-linear é determinada empiricamente e é muito dependente do método de determinação de D_C e D_F . Tem sido demonstrado analiticamente que o ponto de inflexão do diagrama bi-linear dificilmente seria inferior a (25%; 25%) para aços 1CrMoV forjados utilizados em rotores (HOLDSWORTH, 2001), e mesmo assim, valores inferiores tem sido apresentados na literatura. Os valores baixos podem ser atribuídos às magnitudes dos parâmetros de vida, ou seja, t_R para fluência e N_F para fadiga. D_C pode ser subestimado se os ensaios elaborados para sua estimativa desconsiderarem carregamentos cíclicos. Da mesma forma, D_F pode ser subestimado se não for levado em consideração a condição de fluência (amolecimento) do material durante os ensaios, assim como uma possível interação com a formação acelerada de óxidos durante transientes térmicos (BINDA, 2010).

Banaszkiewicz propõe a utilização de uma abordagem probabilística para avaliações de vida remanescentes em componentes que operam sob condições de fluência e fadiga devido a elevada dispersão dos resultados obtidos em tais ensaios (BANASZKIEWICZ, 2015).

SAITO *et al.* (2006) alegam que como o valor máximo de dano para iniciação de trincas num componente pode ser igual ou menor que a unidade, a vida residual pode estimada com base em ensaios de materiais já degradados no campo. Esta seria a representação mais severa do envelope de dano e de certa maneira apropriada, pois os resultados dos ensaios levam em consideração a forte interação entre os

mecanismos de dano durante a operação dos componentes. Nota-se que um pequeno dano de fadiga acelera drasticamente a iniciação de trincas em componentes submetidos à fluência. Esta análise é de extrema importância para rotores de turbinas a vapor, nos quais ambos os mecanismos se superpõem.

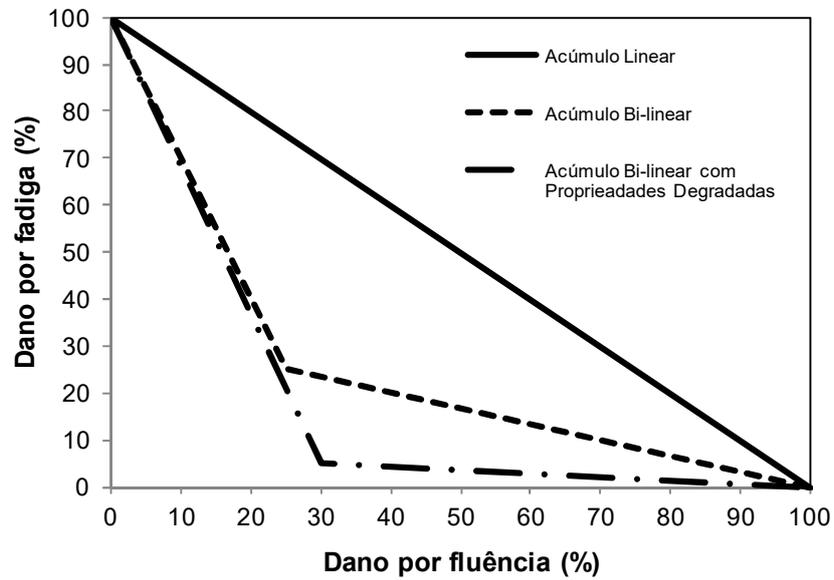


Figura 2.19. Diagrama de acúmulo de dano apresentando as possíveis representações da regra de acúmulo de dano linear por fluência e fadiga (adaptado de, HOLDSWORTH, 2001 e SAITO *et al.* 2006) .

CAPÍTULO 3 - METODOLOGIA

3.1. METODOLOGIA DO PROBLEMA

Nesta seção, descreve-se a metodologia que foi empregada no presente estudo. A metodologia descrita nesta seção é geral; entretanto, as investigações efetuadas ao longo do estudo foram particularizadas para o rotor de alta pressão de uma turbina a vapor. A Figura 3.1 apresenta um fluxograma esquemático das etapas da metodologia para avaliação da vida remanescente e dano acumulado para componentes de turbinas a vapor.

A seguir, descreve-se resumidamente cada uma das etapas da metodologia para avaliação de vida remanescente e dano cumulado em componentes de turbinas a vapor.

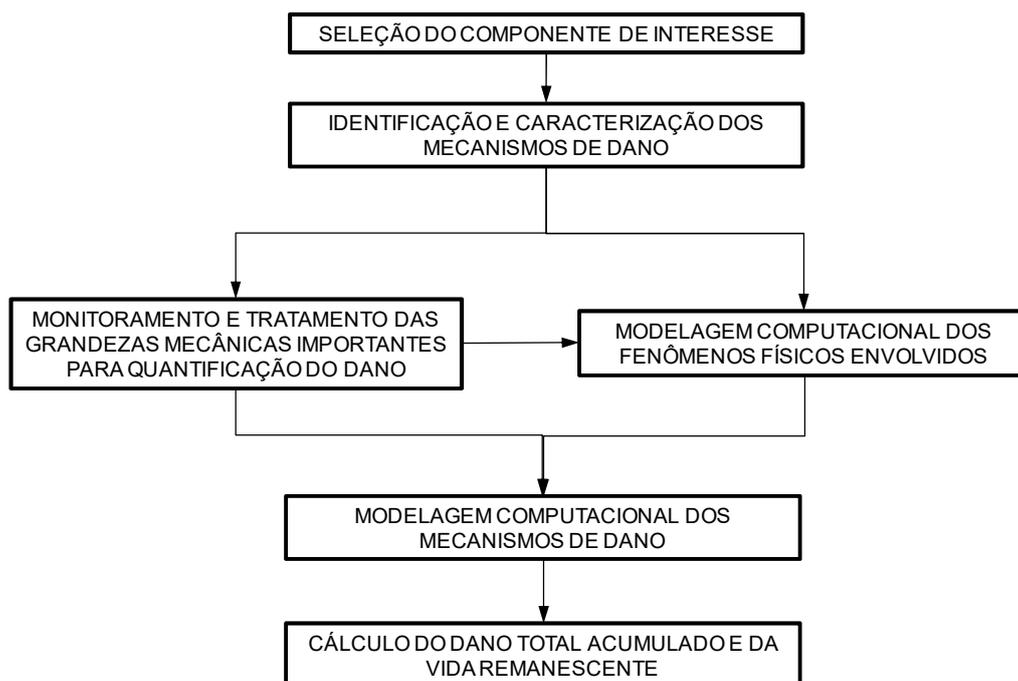


Figura 3.1. Etapas da metodologia computacional para avaliação de vida remanescente de componentes de turbinas a vapor.

3.1.1. Seleção do Componente de Interesse

O componente investigado no presente estudo é o rotor de alta pressão, pois o mesmo é um dos mais críticos no projeto de uma turbina, além de sofrer a ação dos mecanismos de dano por fluência e fadiga.

Para validar os resultados dos códigos desenvolvidos, foi realizado um estudo de caso utilizando o rotor de alta pressão de uma usina termelétrica nacional. A usina opera em com uma potência instalada de 363MW, pressão do vapor nominal de 170kgf/cm² e temperatura de vapor nominal de 538°C. Foram monitorados dados de operação por um período de aproximadamente 17.000 horas.

O material de construção do rotor é o aço 30CrMoV412 um aço da classe 1CrMoV, equivalente à especificação ASTM A 470 Cl8 Gr D. A Figura 3.2 apresenta um desenho esquemático do rotor contendo pontos de inspeção, onde foram realizados ensaios de dureza e réplica metalográfica, onde foi constatada a presença de uma microestrutura puramente bainítica, conforme mostra a Figura 3.3. As tabelas 3.1 e 3.2 apresentam as composições químicas e as propriedades mecânicas do aço do rotor avaliado no presente estudo.

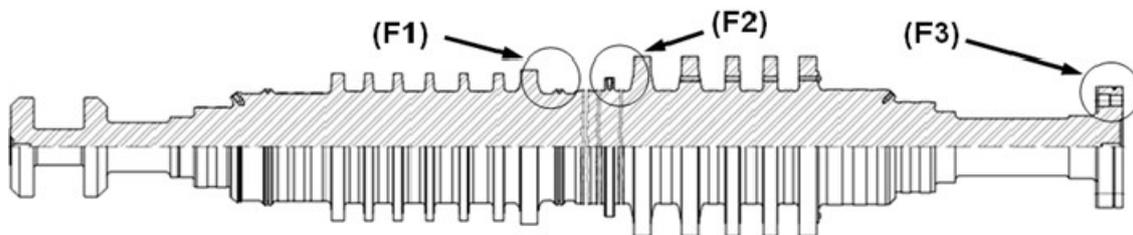


Figura 3.2. Desenho esquemático do rotor de alta/média pressão avaliada no presente estudo apresentando pontos de inspeção: F1, primeiro estágio do rotor de alta pressão; F2, primeiro estágio do rotor de média pressão; F3, flange de acoplamento.

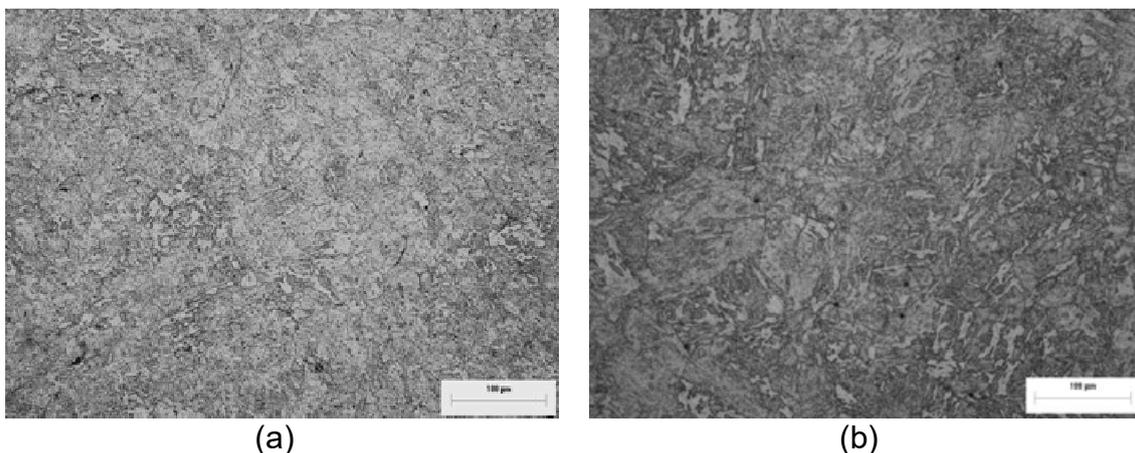


Figura 3.3. Réplicas metalográficas obtidas por inspeção de campo no rotor: (a) ponto F1; (b) ponto F3. Ampliações originais: 240x; Estrutura; bainita; Reagente: Nital 2%.

A Tabela 3.1 apresenta a composição química do aço 30CrMoV412 e a composição química especificada para o aço ASTM A470 Classe 8 Gr. D. As composições químicas dos pontos F1 e F3, apresentadas na tabela 3.1 foram extraídas do *databook* de fabricação do componente. Pode-se notar que os

percentuais de silício nos pontos F1 e F3 são o dobro do valor recomendado pela norma. Considerando a idade do componente, aproximadamente 20 anos, pode-se afirmar que o teor de Si encontrado atendia os requerimentos da norma na época, que variavam entre 0,15-0,35%.

Tabela 3.1. Composição química do rotor avaliado no presente estudo.

Amostra	Composição Química (%) ^A										
	C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo	V	Sb ^B	Al
A470Cl. 8 Gr. D	0,25- 0,35	1,00	0,012	0,015	0,10	0,75	1,05- 1,50	1,00- 1,50	0,20- 0,30	-----	0,015
F1	0,29	0,77	0,009	0,002	0,21	0,54	1,15	1,12	0,24	0,0011	0,005
F3	0,29	0,78	0,008	0,002	0,21	0,53	1,15	1,13	0,24	0,0010	0,005

A – Intervalos ou valores máximos;

B – Deve ser reportado para todas as ligas da norma ASTM A470. .

A Tabela 3.2 apresenta as propriedades mecânicas de tração e dureza requeridas pela norma ASTM A470 Casse 8 Grade D e os valores obtidos nos pontos de inspeção, esses valores também foram obtidos do *databook* do fabricante do componente.

Tabela 3.2. Propriedades mecânicas de tração e dureza do rotor avaliado no presente estudo.

Amostra	Propriedades Mecânicas ^A				
	Limite de escoamento a 0,02% (MPa)	Limite de Resistência à Tração (MPa)	Alongamento (%)	Redução de Área (%)	Dureza (HV)
A470 Cl. 8 Gr. D	655	725	17	43	210
F1	659	845	20	62	233
F3	672	835	28	65	255

A – Valores mínimos.

Uma vez selecionado o componente de interesse, a próxima etapa é a identificação e caracterização dos mecanismos de dano presentes, responsáveis pela deterioração do material.

3.1.2. Identificação e Caracterização dos Mecanismos de Dano Presentes

Os principais mecanismos de dano responsáveis pela degradação dos componentes de uma turbina a vapor são a fluência e a fadiga. Dois modos distintos de fadiga estão presentes: (i) a fadiga termomecânica, caracterizada por grandes variações de temperatura e deformações mecânicas durante longos intervalos de tempo (da ordem de horas ou dias), com possível deformação plástica localizada e; (ii) fadiga mecânica propriamente dita, caracterizada por variações de tensão mecânica

durante curtos intervalos de tempo (da ordem de segundos) com ausência de deformação plástica localizada.

A fadiga termomecânica predomina nas regiões da turbina a vapor sujeitas às maiores temperaturas e pressões do vapor enquanto a fadiga mecânica propriamente dita predomina nas regiões de menor pressão e temperatura do vapor, para as quais os efeitos dinâmicos oriundos da rotação da máquina e do escoamento do vapor são mais severos.

O componente investigado no presente estudo encontra-se na região de alta pressão da turbina, ponto F1 da Figura 3.2. A etapa de caracterização do mecanismo de dano consiste na identificação das grandezas mecânicas, as quais são obtidas via monitoramento, e permite a quantificação, ainda que indiretamente, através de correlações (numéricas ou empíricas) do real estado de degradação do material.

3.1.3. Monitoramento e Tratamento das Grandezas Mecânicas Importantes para Quantificação do Dano

Esta etapa consiste em identificar, junto às equipes de engenharia e instrumentação da usina, quais são as grandezas críticas e quais sensores estão disponíveis para observação e coleta de dados que possam alimentar os modelos de dano.

Uma vez determinadas as fontes de dados, deve-se tratá-las de forma a excluir quaisquer dados provenientes de erros de leituras dos sensores, assim como selecionar apenas os dados que representem a atuação dos mecanismos de dano por fluência e fadiga termomecânica.

3.1.4. Modelagem Computacional dos Fenômenos Físicos Envolvidos

O objetivo da modelagem computacional é complementar a etapa de monitoramento, visto que é inviável, ou mesmo impossível, a instrumentação de todas as regiões de um dado componente. Através da modelagem computacional, é possível obter estimativas aproximadas para as grandezas mecânicas relevantes para quantificação do mecanismo de dano predominante no componente da turbina a vapor selecionado.

Diversos fenômenos físicos ocorrem em uma turbina a vapor. Entre os mais importantes para os propósitos deste estudo, podem-se citar o escoamento do vapor, a transferência de calor entre o vapor e as partes estacionárias e rotativas da turbina e a análise de tensões e deformações no regime elasto-plástico para carregamentos

térmico e mecânico. A modelagem computacional dos fenômenos físicos supracitados no rotor de alta pressão durante o regime estacionário e durante transientes típicos da turbina tem como objetivos a determinação da máxima temperatura e da máxima tensão mecânica na superfície e no furo do rotor durante o regime estacionário e a determinação da máxima variação de temperatura e de deformação total (térmica+mecânica) durante as partidas e paradas. Essas grandezas são parâmetros de entrada para as metodologias de cálculo do dano por fluência e fadiga termomecânica, as quais fazem parte da etapa de modelagem computacional dos mecanismos de dano.

3.1.5. Modelagem Computacional dos Mecanismos de Dano

O objetivo desta etapa foi estabelecer correlações (analíticas, numéricas e empíricas) para um dado mecanismo de dano, entre grandezas mecânicas que permitem quantificá-lo e medidas do real estágio de degradação do material. Neste caso, para análise do dano por fluência, foi escolhido o parâmetro de Larson-Miller (LARSON e MILLER, 1952), que consiste numa correlação (empírica, nesse caso) entre a temperatura e a tensão mecânica (grandezas mecânicas que permitem quantificar o dano por fluência) e o tempo de ruptura do material (uma medida do real estágio de degradação do material quando comparada ao tempo de operação do equipamento). Além do parâmetro citado anteriormente, também foi utilizado o parâmetro de Manson-Haferd (MANSON e HAFERD, 1953) para modelar o mecanismo de dano por fluência. Para o mecanismo de dano por fadiga termomecânica, foram utilizadas as curvas de resistência a fadiga, obtidas por Kuwabara *et al* (KUWABARA *et al*, 1982); e curvas de desgaste cíclico do rotor, sendo essas últimas fornecidas pela usina proprietária do rotor avaliado no presente estudo.

3.1.6. Cálculo do Dano Acumulado e da Vida Remanescente

Esta etapa compreende a definição de regras para o acúmulo de dano e a definição do critério de falha do equipamento. A definição do critério de falha é que permite calcular a vida remanescente do equipamento. As regras de acúmulo de dano devem ser definidas de modo a acomodar variações inexoráveis nas condições operacionais do equipamento durante sua vida de projeto. Duas regras de acúmulo de dano são largamente empregadas nas avaliações de vida remanescente: (i) a regra do acúmulo linear de danos e (ii) a regra do acúmulo não linear de danos baseada na

teoria da mecânica do dano contínuo e em correlações empíricas para propagação do dano ao longo do tempo. No presente estudo, foi adotada a da regra do acúmulo linear de danos devido à sua simplicidade e larga aceitação na indústria. Esta regra de acúmulo linear de danos recebe nomes distintos na literatura, dependendo do mecanismo de degradação analisado. A regra de Robinson (ROBINSON, 1952) é uma regra de acúmulo linear de danos para o mecanismo de degradação por fluência enquanto a regra de Miner (MINER, 1945) é uma regra de acúmulo linear de danos para o mecanismo de degradação por fadiga. A regra de Robinson é matematicamente descrita por meio da seguinte equação:

$$D_C = \sum_{i=1}^{N_{CO}} \frac{t_i}{t_{R,i}(\bar{T}_i, \bar{\sigma}_i)} \quad (3.1)$$

onde D_C representa o dano total acumulado por fluência, t_i representa o tempo de operação do equipamento na i -ésima condição operacional caracterizada por uma tensão mecânica média $\bar{\sigma}_i$ e por uma temperatura média \bar{T}_i , $i = 1, 2, \dots, N_{CO}$ (N_{CO} é o número de condições operacionais distintas durante o período de avaliação de vida do componente), e $t_{R,i}(\bar{T}_i, \bar{\sigma}_i)$ representa o tempo para ocorrência da falha no material na i -ésima condição operacional, o qual, por sua vez, depende da tensão mecânica média $\bar{\sigma}_i$ e da temperatura média, \bar{T}_i . A regra de Miner é matematicamente descrita por meio de uma expressão análoga, conforme apresentada a seguir:

$$D_F = \sum_{i=1}^{N_{CC}} \frac{n_i}{N_{R,i}(\bar{T}_i, \Delta T_i, \bar{\sigma}_i, \Delta \sigma_i)} \quad (3.2)$$

Na Equação (3.2), D_F representa o dano total acumulado por fadiga, n_i representa o número de ciclos de operação do equipamento na i -ésima condição operacional e $N_{R,i}(\bar{T}_i, \Delta T_i, \bar{\sigma}_i, \Delta \sigma_i)$ representa o número total de ciclos para ocorrência da falha no material para o i -ésimo ciclo de carregamento. A i -ésima condição operacional é caracterizada por uma tensão mecânica média $\bar{\sigma}_i$, amplitude de tensão $\Delta \sigma_i$, temperatura média \bar{T}_i e variação de temperatura ΔT_i , $i = 1, 2, \dots, N_{CC}$ (N_{CC} é o número de ciclos de carregamento distintos durante o período de avaliação de vida do componente).

Deve-se notar que o objetivo da etapa de modelagem computacional do dano é justamente obter as correlações $t_{R,i}(\bar{T}_i, \bar{\sigma}_i)$ e $N_{R,i}(\bar{T}_i, \Delta T_i, \bar{\sigma}_i, \Delta \sigma_i)$ para os mecanismos de degradação por fluência e fadiga.

3.2. METODOLOGIA DA SOLUÇÃO

O programa proposto para estimativa de vida de rotores de alta pressão de turbinas a vapor submetidos aos mecanismos de dano por fluência e fadiga foi elaborado em Mathcad®.

Os blocos fundamentais do programa proposto são:

- tratamento das grandezas de operação;
- especificação das propriedades do material do rotor e dados dimensionais
- cálculo das grandezas de engenharia;
- cálculo do tempo de ruptura ou número de ciclos até a fim da vida útil;
- cálculo da vida remanescente e do dano acumulado.

Foram elaborados dois programas, um para estimar a vida remanescente por fluência e outro para a fadiga. A Figura 3.4 apresenta um diagrama detalhado das etapas da metodologia da solução proposta no presente estudo no momento de sua aplicação a um determinado componente.

A primeira etapa compreende a aquisição e pós-processamento das grandezas de processo relevantes. Representam-se, respectivamente, por T_C e T_F os períodos de tempo de aquisição das grandezas de processo para avaliação do dano por fluência e fadiga termomecânica. Na metodologia elaborada, fixou-se $T_C = 24$ horas e $T_F = 48$ horas. Fixou-se T_F em 48 horas porque verificou-se que, ocasionalmente, manobras de partida e parada da turbina se estendem pela madrugada do dia seguinte, de modo que 24 horas de aquisição são insuficientes para finalização daquelas manobras. Com o pós-processamento, obtêm-se os valores das grandezas de processo para a condição de carregamento estacionário (regime permanente) e de carregamento cíclico (regime transiente).

A segunda e a terceira etapas compreendem o cálculo do dano por fluência e por fadiga termomecânica, com o auxílio dos chamados modelos de dano. Os modelos de dano existentes derivam de equações empíricas para sua evolução ao longo do tempo, o qual é expresso em horas, no caso da fluência, ou em ciclos de carregamento, no caso da fadiga termomecânica. O resultado dos modelos de dano são o tempo de ruptura à fluência e o número de ciclos até a iniciação de macrotrincas por fadiga termomecânica, assim como a fração de dano, de cada um dos

mecanismos avaliados, correspondente ao período de operação avaliado. Para o rotor de alta pressão, foram desenvolvidas duas abordagens para o cálculo do tempo de ruptura t_R e duas abordagens para o cálculo do número de ciclos N_R .

A última etapa compreende o cálculo do dano total acumulado por fluência e fadiga termomecânica, durante um período de avaliação de 48 horas.

A seguir, serão descritos os passos adotados no desenvolvimentos dos blocos fundamentais dos algoritmos desenvolvidos para obtenção dos resultados de vida remanescente e dano acumulado por fluência e fadiga termomecânica em rotores de turbinas a vapor.

3.2.1. Tratamento das Grandezas de Operação

As grandezas de processo necessárias para avaliação do dano por fluência e fadiga termomecânica no rotor de alta pressão são a pressão e temperatura do vapor d'água na entrada da turbina, respectivamente representadas por p_v e T_v , a temperatura de metal na superfície interna da carcaça, $T_{i,c}$, a potência gerada, $\dot{W}_{turbina}$, e a velocidade de rotação da turbina, $\Omega_{turbina}$. Todas essas grandezas são medidas por sensores apropriados e armazenadas em um sistema de supervisão. Para a metodologia proposta, essas grandezas podem ser gravadas em um banco de dados com um período de amostragem, T_s , fixado em 5 minutos.

Ao final de um período de coleta equivalente a 24 horas, um arquivo de dados é criado para alimentar o algoritmo de cálculo de vida remanescente e fração de dano por fluência. Para o algoritmo que faz o cálculo para o mecanismo de dano por fadiga termomecânica, deve-se esperar um período de 48 horas de coleta para geração do arquivo de entrada. A Tabela 3.3 apresenta sinais brutos digitais gravados em um banco de dados de um sistema de supervisão e referentes às grandezas de processo mencionadas anteriormente para avaliação do dano por fluência e fadiga termomecânica.

A velocidade de rotação em plena carga é uma grandeza importante para os cálculos relativos ao mecanismo de dano por fluência. Adotou-se como velocidade de rotação para a turbina em plena carga o valor de 3.600rpm. Essa é a grandeza padrão para rotação de turbinas que geram energia na frequência de 60Hz, caso das turbinas instaladas no Brasil.

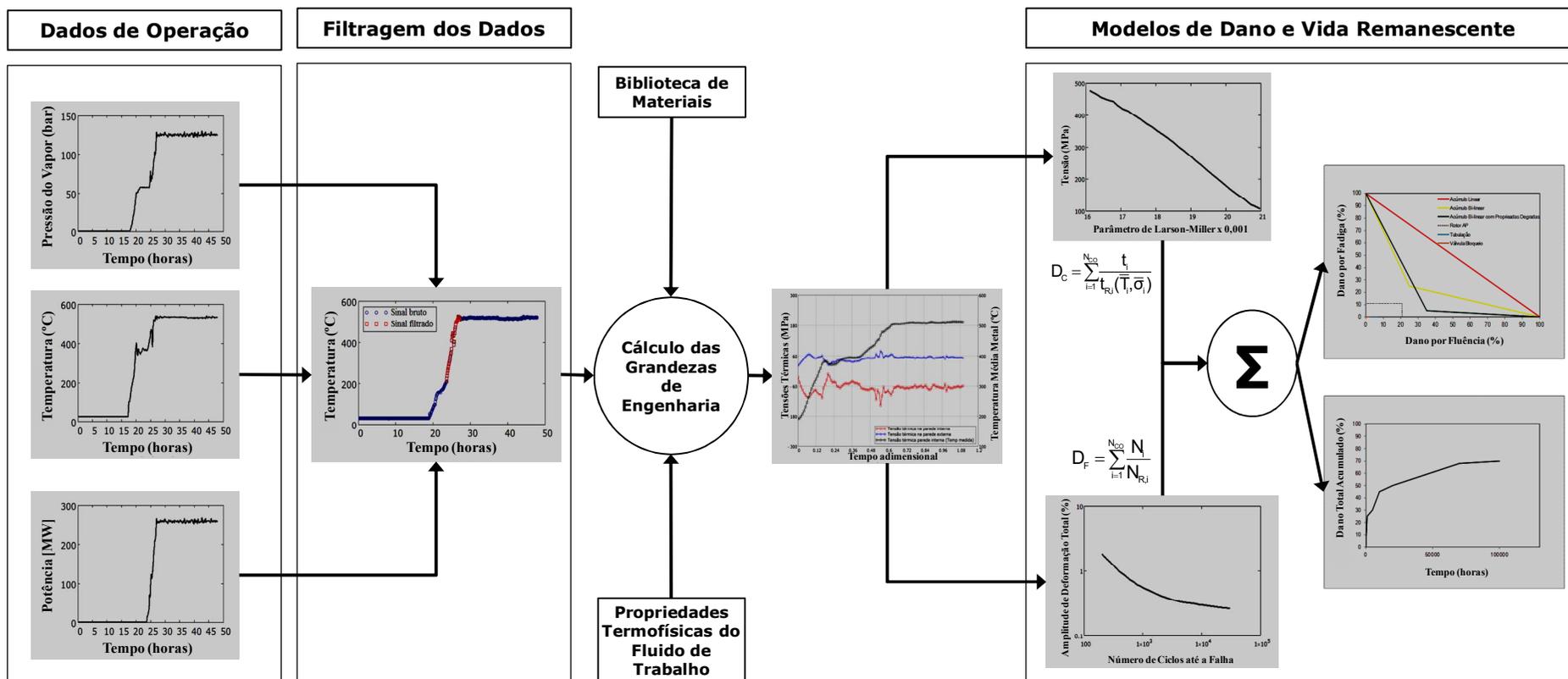


Figura 3.4. Diagrama detalhado das etapas da metodologia proposta na presente tese no momento de sua aplicação a um determinado componente.

Tabela 3.3. Sinais brutos referentes às grandezas de processo necessárias para avaliação do dano por fluência e fadiga termomecânica no rotor de alta pressão.

Tempo (min)	Pressão do vapor, p_v (bar)	Temperatura do vapor, T_v (°C)	Temperatura na superfície interna da carcaça, $T_{i,c}$ (°C)	Potência gerada, $\dot{W}_{turbina}$ (MW)
0	121,865	537,366	516,248	335,325
5	121,698	536,713	515,231	334,542
10	121,176	538,704	516,328	333,743
15	120,602	537,3	516,022	332,475
20	121,131	537,515	516,108	333,83
25	121,238	537,211	516,308	334,308
30	121,792	534,948	514,26	334,116
35	121,517	535,684	514,704	334,151
40	120,87	535,756	514,598	332,93
45	122,964	537,847	516,217	337,27
50	121,669	535,879	515,277	335,121
55	120,513	538,87	516,463	331,852
60	121,785	540,062	518,079	334,777
65	121,376	539,171	517,658	333,813
70	122,969	541,096	519,09	336,834
75	122,165	540,339	519,402	335,482
80	120,93	538,833	519,081	333,148
85	120,091	535,533	517,191	331,207
90	119,233	535,939	516,896	329,292
95	121,089	536,057	517,214	333,502
100	121,835	538,93	518,652	335,447
105	122,245	537,372	517,5	334,617
110	121,769	537,587	517,675	334,868
115	120,234	537,472	517,918	331,985
120	121,35	538,747	518,228	333,795

Primeiro Pós-Processamento

O primeiro pós-processamento realizado com os sinais brutos coletados compreende a suavização dos mesmos para minimizar oscilações tais quais as ilustradas nos gráficos da Figura 3.5. Estas oscilações têm curta duração e podem ser oriundas de erros de leitura ou de aquisição dos instrumentos de medição ou de manobras de operação intempestivas. Em razão da curta duração, sua minimização não compromete o cálculo do dano.

Utilizou-se um algoritmo de média móvel para suavização dos sinais brutos. Cada sinal bruto digital é armazenado na forma de um vetor de dados. O algoritmo de

suavização empregado substitui cada componente do vetor pelo valor médio dos componentes vizinhos contidos em uma janela de largura prescrita e distribuídos simetricamente em relação àquele componente. Uma ilustração do algoritmo de suavização empregado pode ser vista na Figura 3.6.

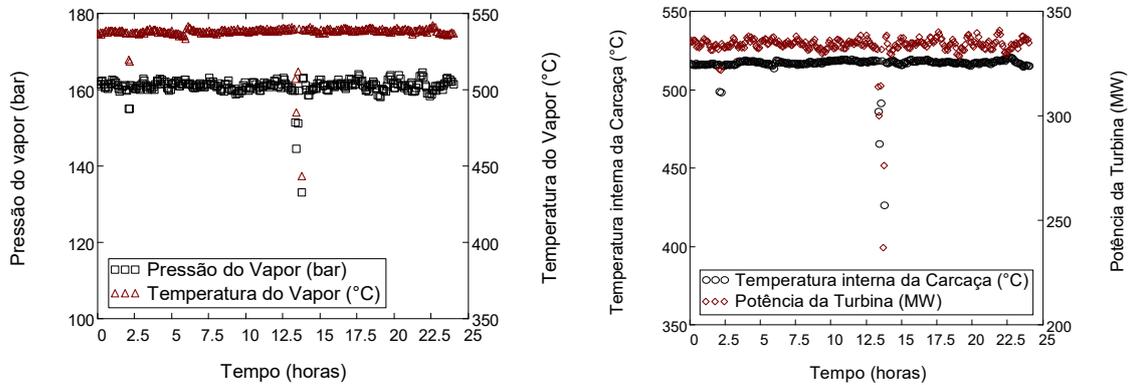


Figura 3.5. Sinais brutos referentes às grandezas de operação para avaliação do dano por fluência e por fadiga termomecânica (período de aquisição de 24 horas).

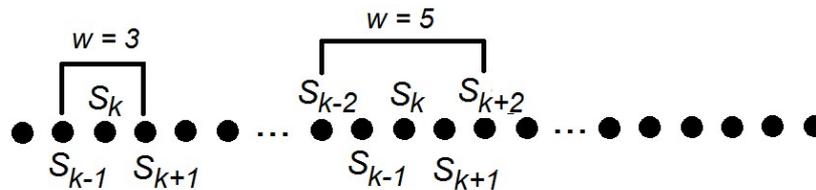


Figura 3.6. Ilustração do processo de cálculo do valor médio utilizado pelo algoritmo de suavização de um sinal bruto discreto $S_k = S(tk)$, $k = 1, 2, \dots$, para dois valores distintos da largura da janela w , $w \in \{3, 5\}$.

Tomando por base a Figura 3.6, os componentes do sinal suavizado, \tilde{S}_k , são calculados por meio da seguinte expressão:

$$\tilde{S}_k = \begin{cases} \frac{1}{w} \sum_{j=0}^{w-1} S_{k+j-(w-1)/2} & \text{se } 1 < k < N \\ \frac{1}{w} \sum_{j=0}^{w-1} S_{k+j} & \text{se } k = 1 \\ \frac{1}{w} \sum_{j=0}^{w-1} S_{k+j-(w-1)} & \text{se } k = N \end{cases} \quad (3.3)$$

onde N é o número de componentes do vetor de dados brutos S_k , $k = 1, 2, \dots, N$.

Os sinais brutos e suavizados de pressão e temperatura do vapor estão ilustrados nos gráficos da Figura 3.7.

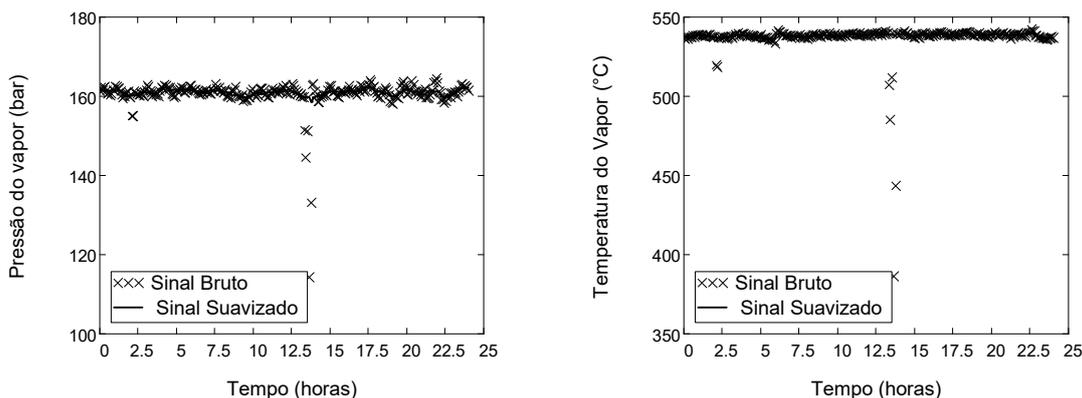


Figura 3.7. Sinais brutos e pós-processados com o algoritmo de suavização ilustrado na Figura 3.6.

Segundo Pós-Processamento

O segundo pós-processamento consiste em verificar se as grandezas coletadas, após a etapa de suavização, são representativas para avaliação dos mecanismos de degradação por fluência e fadiga termomecânica. A fluência é um mecanismo de degradação de um metal em alta temperatura e submetido a carregamento mecânico estacionário. A fadiga termomecânica é um mecanismo de degradação de um metal submetido a alta temperatura e a ciclos de carregamento térmico e mecânico onde, normalmente, há deformação plástica localizada. Por esse motivo, as grandezas de processo coletadas somente são representativas para avaliação do dano por fluência e fadiga termomecânica quando os valores mínimos da pressão e da temperatura do vapor são superiores a 80 bar e a 200°C, respectivamente. Com o segundo pós-processamento, eliminam-se dos sinais suavizados todas as medidas coletadas em instantes de tempo para os quais a pressão e a temperatura do vapor são inferiores a 80 bar e a 200°C, respectivamente.

Terceiro Pós-Processamento

O terceiro pós-processamento tem dois objetivos. O primeiro é identificar os dois tipos de regime de operação do componente: (i) operação em base (regime permanente) e (ii) operação em regime transiente. Uma vez identificado o regime de operação, o segundo objetivo é extrair dos sinais apenas as informações relevantes para avaliação do dano em questão. Por exemplo, para avaliação do dano por fluência, devem-se eliminar dos sinais trechos correspondentes a transientes de operação. Por outro lado, para avaliação do dano por fadiga termomecânica, devem-se eliminar dos sinais trechos correspondentes à operação em regime permanente.

Para a identificação do regime de operação, deve-se escolher uma grandeza de processo cuja variação temporal permita a caracterização correta entre os dois tipos de operação. Esta grandeza de processo é denominada de grandeza de controle e é designada pelo símbolo G_C . Para o rotor de alta pressão, escolheu-se como grandeza de controle a temperatura na superfície interna da carcaça (temperatura de metal), $T_{i,c}$. Em outras palavras, a terceira etapa de pós-processamento consiste em identificar se há ou não operação em regime transiente. Se há regime transiente de operação, é necessário identificar o seu início e o seu final. Caso contrário, é necessário identificar o sinal analisado correspondente a um regime de operação em base.

Para identificar os instantes inicial e final de um transiente, duas sub-rotinas foram criadas utilizando um método conhecido como janela móvel. Tal método consiste em realizar uma varredura ao longo do vetor da grandeza de controle. Ao longo da varredura, é feita uma verificação entre a grandeza de controle no instante de tempo, t , com a mesma grandeza no instante de tempo $t+w$, sendo w a largura da janela, que corresponde a um dado à frente daquele que está sendo verificado. Caso a diferença entre as leituras seja superior ou inferior a um valor limite previamente estabelecido, baseado na observação preliminar dos dados da grandeza de controle, pode-se identificar o início ou fim do transiente. Os parágrafos a seguir apresentam o detalhamento do método aplicado.

Sejam então G_{Ck} , $k = 1, 2, \dots, N$, os componentes do sinal resultante após as duas primeiras etapas de pós-processamento. O algoritmo de identificação de um transiente de operação deve, portanto, encontrar os instantes de tempo correspondentes ao seu início e do seu final, representados pelos símbolos I e F , respectivamente. Os símbolos $G_{CI} = G_C(t_I)$ e $G_{CF} = G_C(t_F)$ representam, respectivamente, os valores do sinal no início e no final de um transiente de operação.

No algoritmo desenvolvido, o início de um transiente de operação, definido por $k = I$, é identificado quando as duas desigualdades seguintes são simultaneamente satisfeitas: $G_{Ck} > \varepsilon_1$ e $|G_{Ck+w} - G_{Ck}| > \varepsilon_2$, $k = 1, 2, \dots, N$, onde w representa a largura da janela do algoritmo de busca, e ε_1 e ε_2 representam as tolerâncias prescritas. A tolerância ε_1 representa o limite inferior da grandeza de controle para que o transiente de operação identificado contribua para a degradação do material por fadiga termomecânica; a tolerância ε_2 representa o limite inferior para a variação da grandeza de controle que caracteriza, de fato, um transiente de operação. Para o rotor de alta pressão, fixou-se $w = 5$, $\varepsilon_1 = 175^\circ\text{C}$ e $\varepsilon_2 = 50^\circ\text{C}$. De maneira análoga, o final de um transiente de operação, definido por $k = F$, é identificado quando as desigualdades

$G_{Ck} > \varepsilon_3$ e $|G_{Ck+w} - G_{Ck}| < \varepsilon_4$, $k = 1, 2, \dots, N$, são satisfeitas simultaneamente. A tolerância ε_3 representa o limite inferior da grandeza de controle no final do transiente e a tolerância ε_4 representa o limite superior para a variação da grandeza de controle no final do regime transiente. O valor de ε_4 deve, portanto, possuir a mesma ordem de grandeza da incerteza de medição da grandeza de controle. Para o caso de um rotor de alta pressão de uma turbina vapor, fixou-se $\varepsilon_3 = 500^\circ\text{C}$ e $\varepsilon_4 = 1^\circ\text{C}$. Quando qualquer das desigualdades acima não é satisfeita para todo $k \in \{1, 2, \dots, N\}$, o algoritmo de busca retorna imediatamente $I = F = -1$, ou seja, o sinal analisado é característico de operação em regime permanente.

A Figura 3.8 apresenta o resultado da terceira etapa de pós-processamento, com a identificação do início e do final de um transiente de operação através do algoritmo de busca descrito nos parágrafos anteriores, utilizando-se os valores das tolerâncias ε_1 , ε_2 , ε_3 e ε_4 adotados. A operação transiente indicada na Figura 3.8 representa uma partida da turbina. A grandeza de processo indicada nesta figura corresponde à temperatura na superfície interna da carcaça. Apenas os valores compreendidos entre o início e o final do transiente (indicados pelos símbolos na cor vermelha) são utilizados para avaliação do dano por fadiga termomecânica; o restante dos dados (indicados pelos símbolos na cor azul) é descartado.

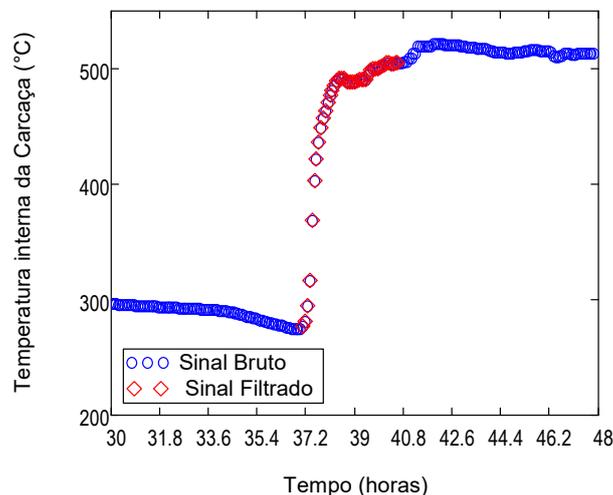


Figura 3.8. Ilustração da terceira etapa de pós-processamento para identificação do início e do final de uma operação transiente (operação em regime transiente).

A Figura 3.9 apresenta o resultado da terceira etapa de pós-processamento para a situação em que o sinal coletado (temperatura na superfície interna da carcaça) é característico do regime permanente de operação. Nesse caso, conforme mencionado anteriormente, o algoritmo de busca retorna o resultado $I = F = -1$, ou

seja, não há transiente. Para avaliação do dano por fadiga termomecânica, nenhum valor é utilizado; por outro lado, para avaliação do dano por fluência, todos os valores são utilizados.

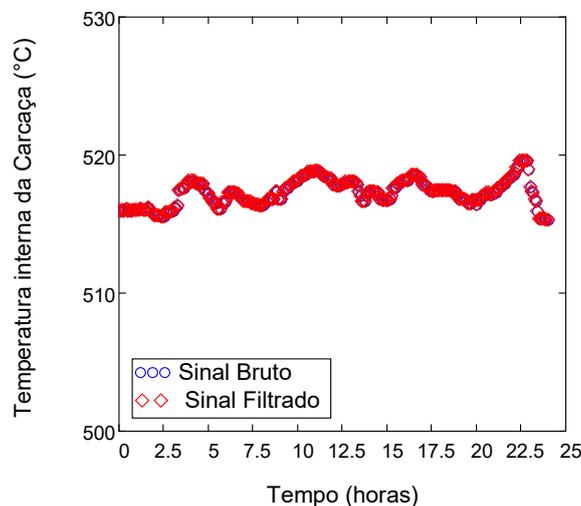


Figura 3.9. Ilustração da terceira etapa de pós-processamento para identificação do início e do final de uma operação transiente (operação em regime permanente).

Quarto Pós-Processamento

A quarta etapa de pós-processamento tem por objetivo retirar do vetor contendo a grandeza de controle todos os componentes inferiores a 450°C e superiores a 650°C para os arquivos de entrada que serão utilizados no código de fluência. Valores inferiores a 450°C não contribuem para a degradação do material por fluência e, por esse motivo, devem ser descartados; valores superiores a 650°C também foram descartados pois não se dispõe, até o presente momento, das propriedades termofísicas e mecânicas do material do rotor para temperaturas acima deste valor. Verificou-se ainda que a extrapolação daquelas propriedades para temperaturas fora do intervalo [450, 650]°C compromete significativamente a acurácia do cálculo do dano. Portanto, até que se disponha dessas propriedades do material do rotor para uma faixa mais ampla de temperaturas, gradezas de processo coletadas em instantes de tempo para os quais a temperatura de metal é superior a 650°C são descartadas.

O algoritmo desenvolvido nesta quarta etapa identifica os componentes do vetor G_C com magnitude superior a 450°C e inferior a 650°C. Os componentes identificados são armazenados no vetor \tilde{G} . No Quadro 3.1 encontra-se resumido o algoritmo implementado para obtenção do vetor \tilde{G} a partir do vetor G_C . O símbolo N_e

representa o número de componentes do vetor G_C após a quarta etapa; note que $N_e \leq N$. As quatro etapas de pós-processamento mencionadas anteriormente são aplicadas simultaneamente a todas as grandezas de processo, quais sejam, a pressão do vapor, a temperatura do vapor, a temperatura na superfície interna da carcaça e a potência da turbina.

Quadro 3.1. Algoritmo para identificação dos componentes do vetor G_C com magnitude no intervalo (450°C, 650°C) (quarta etapa de pós-processamento):

```


$p := 1$   

Do  $k = 1, 2, \dots, N$   

  If ( $G_{Ck} > 450 \wedge G_{Ck} < 650$ ) Then  

     $\tilde{G}_p := G_{Ck}$   

     $p := p + 1$   

  End If  

End Do  

 $N_e := p - 1$


```

Ao final da etapa de pós-processamento, obtêm-se os vetores \tilde{p}_v , \tilde{T}_v , $\tilde{T}_{i,c}$ e $\tilde{W}_{turbina}$ contendo N_e valores da pressão do vapor, da temperatura do vapor, da temperatura na superfície interna da carcaça e da potência da turbina.

Para o cálculo da vida remanescente e da fração de dano causados pelo mecanismo de fluência, deve-se obter os valores médios de pressão, da temperatura do vapor, da temperatura na superfície interna da carcaça e da potência da turbina. Esses valores médios são representados pelos símbolos \bar{p}_v , \bar{T}_v , $\bar{T}_{i,c}$ e $\bar{W}_{turbina}$ e são calculados com o auxílio das seguintes expressões:

$$\bar{p}_v = \frac{1}{N_e} \sum_{k=1}^{N_e} \tilde{p}_{v,k} \quad (3.4)$$

$$\bar{T}_v = \frac{1}{N_e} \sum_{k=1}^{N_e} \tilde{T}_{v,k} \quad (3.5)$$

$$\bar{T}_{i,c} = \frac{1}{N_e} \sum_{k=1}^{N_e} \tilde{T}_{i,c,k} \quad (3.6)$$

$$\bar{W}_{\text{turbina}} = \frac{1}{N_e} \sum_{k=1}^{N_e} \tilde{W}_{\text{turbina},k} \quad (3.7)$$

No caso da avaliação de vida remanescente e fração de dano gerados pelo mecanismo de dano por fadiga termomecânica, três grandezas extraídas a partir dos vetores \tilde{T}_v e $\tilde{T}_{i,c}$ são necessárias para avaliação do dano por fadiga termomecânica: (i) a duração do transiente $\Delta t = t_f - t_i$; (ii) a variação de temperatura do vapor durante o transiente, $\Delta T_v = \tilde{T}_{v,F} - \tilde{T}_{v,I}$ e (iii) a variação de temperatura da carcaça durante o transiente, $\Delta T_{i,c} = \tilde{T}_{i,c,F} - \tilde{T}_{i,c,I}$. Todas essas grandezas são obtidas a partir dos vetores \tilde{p}_v , \tilde{T}_v , $\tilde{T}_{i,c}$ ($= \tilde{G}$) e $\tilde{W}_{\text{turbina}}$.

3.2.2. Algoritmo de Fluência

Para o cálculo do tempo de ruptura e do dano por fluência, representados por, t_R e D_C , respectivamente, o primeiro passo foi obter o campo de tensões no rotor de alta pressão em função da geometria e do carregamento termomecânico ao qual o rotor está sujeito.

O primeiro estágio de expansão do rotor de alta pressão é a região mais crítica da turbina, em termos de pressões e temperaturas, portanto, buscou-se uma forma de simplificar a geometria do rotor. Foi adotado o modelo axissimétrico proposto por MITROVIĆ e ŽIVKOVIĆ (2001) para estimativa da distribuição de temperatura e das tensões mecânicas para rotores de turbinas a vapor, indicado na Figura 3.10. A Figura também apresenta a geometria da carcaça para o primeiro estágio de expansão.

Os parâmetros geométricos do rotor e da carcaça utilizados no cálculo do dano por fluência são o raio do furo r_{1R} , o raio externo do eixo r_{2R} , o raio do disco r_{3R} , a largura do disco l , o raio interno da carcaça r_{1C} e o raio externo da carcaça r_{2C} .

Para um rotor de uma turbina com capacidade de geração de aproximadamente 360MW, podem-se assumir os valores de r_{1R} , r_{2R} e r_{3R} como, respectivamente, 48 mm, 365 mm e 471 mm. Os valores de r_{1C} e r_{2C} são, respectivamente, 555 mm e 760 mm.

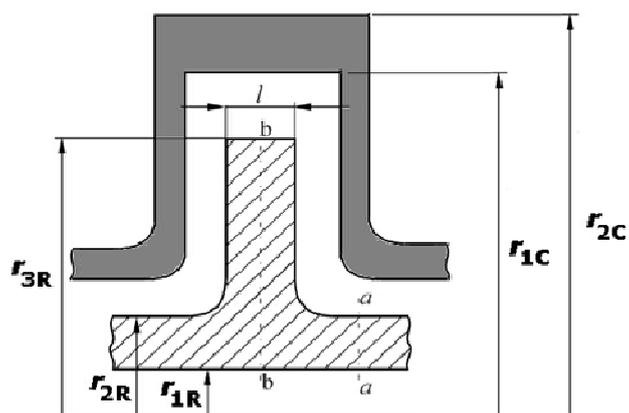


Figura 3.10. Parâmetros referentes à geometria do rotor e da carcaça no primeiro estágio de de alta pressão de uma turbina (adaptado de, MITROVIĆ e ŽIVKOVIĆ, 2001).

Um fator fundamental para obtenção de resultados precisos através da utilização do programa consiste nos dados das propriedades mecânicas do material investigado.

Foi realizada uma extensa pesquisa bibliográfica (NIMS, 2013, COLOMBO, 2007, BINDA, 2010) para obtenção das principais propriedades necessárias para aplicação do método de fluência em aços do tipo 1CrMoV forjado. Para diferentes intervalos de temperatura, foram investigas as seguintes propriedades:

- módulo de elasticidade, E (GPa);
- coeficiente de expansão térmica, β (1/K ou 1/°C);
- condutividade térmica, k_R (W/m K ou W/m °C);
- calor específico à pressão constante, C_p (J/kg K ou J/kg °C);
- coeficiente de Poisson, ν .

As propriedades citadas acima são utilizadas para os cálculos de transferência de calor, para obtenção da distribuição de temperatura na região de interesse, e para os cálculos das tensões mecânicas aplicadas no componente. As Tabelas 3.4 e 3.5 apresentam os valores das propriedades citadas acima para as temperaturas de interesse do programa.

Tabela 3.4. Módulo de elasticidade, coeficiente de expansão térmica, condutividade térmica e calor específico a pressão constante em função da temperatura para o aço 1CrMoV (adaptado de, COLOMBO, 2007, BINDA, 2010).

Temperatura (°C)	E (GPa)	β (°C ⁻¹)	k_R (W/m °C)	C_P (J/kg °C)
25	215,00	1,06x10 ⁻⁵	44,02	463,73
100	210,00	1,12 x10 ⁻⁵	43,09	482,37
200	205,00	1,20 x10 ⁻⁵	41,56	514,08
300	198,00	1,28 x10 ⁻⁵	39,57	555,13
400	189,00	1,35 x10 ⁻⁵	37,14	605,52
450	185,00	1,37 x10 ⁻⁵	35,48	640,24
500	181,00	1,40 x10 ⁻⁵	34,28	665,25
550	174,50	1,42 x10 ⁻⁵	32,34	705,57
600	168,00	1,42 x10 ⁻⁵	30,96	734,32
650	162,13	1,42 x10 ⁻⁵	28,77	764,56

Tabela 3.5. Coeficiente de Poisson em função da temperatura para o aço 1CrMoV (adaptado de, BINDA, 2010).

Temperatura (°C)	ν
25	0,347909
150	0,292969
151	0,29981
340	0,265546
410	0,282407
480	0,28169
565	0,270833

Os dados indicados nas Tabelas 3.4 e 3.5 foram interpolados por meio de *splines* cúbicas¹, o que permitiu a avaliação das propriedades mecânicas e termofísicas indicadas nas tabelas supracitadas para qualquer valor da temperatura de metal na superfície do rotor de alta pressão.

Para a estimativa do tempo de ruptura por fluência, foram geradas as curvas médias dos parâmetros de Larson-Miller (PLM) e de Manson-Haferd (PMH), através de ajuste matemático dos dados de ensaios de fluência do aço 1CrMoV forjado disponibilizados pelo *National Institute for Materials Science* (NIMS, 2013), e Yagi (YAGI *et al.*, 2004). As curvas de ambos os parâmetros também foram interpoladas utilizando *splines* cúbicas. As Figuras 3.11 e 3.12 apresentam as curvas dos parâmetros citados. As curvas médias dos parâmetros foram obtidas através de ajuste numérico utilizando o método de minimização de mínimos quadrados, As curvas de limites experimentais foram estabelecidas com um intervalo de confiança de 95%

¹ *Spline* é uma função polinomial, suficientemente suave, utilizada para interpolação de dados.

utilizando a distribuição t de Student (MONTGOMERY e RUNGER, 2003). As curvas dos limites experimentais foram utilizadas na análise de sensibilidade das propriedades de resistência à fluência.

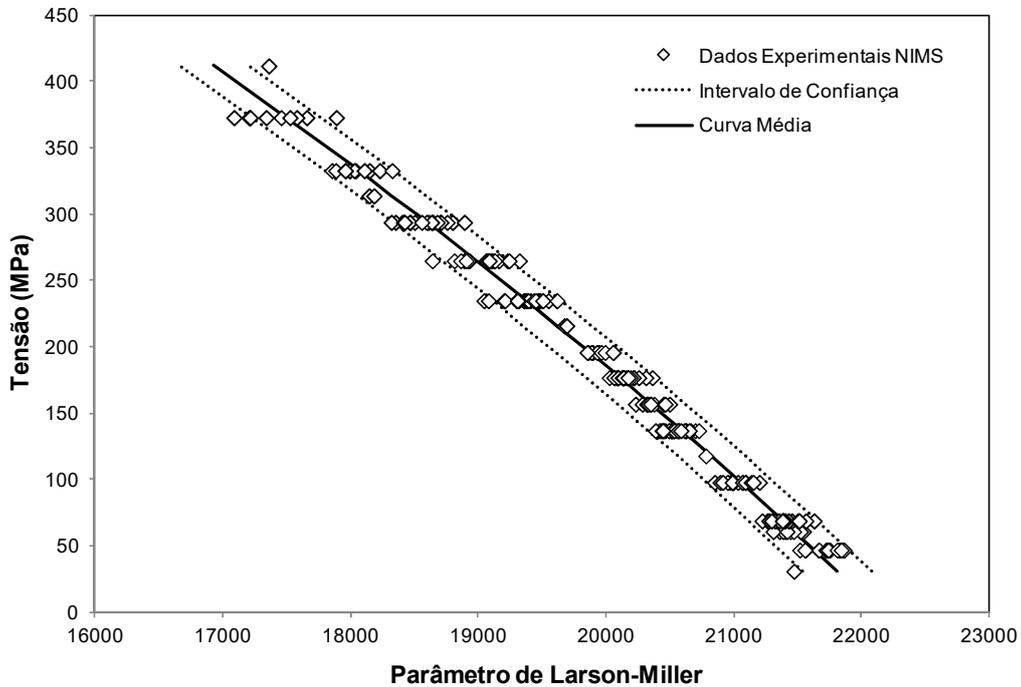


Figura 3.11. Curva Tensão mecânica versus Parâmetro de Larson-Miller para o aço do rotor (adaptado de, NIMS, 2013).

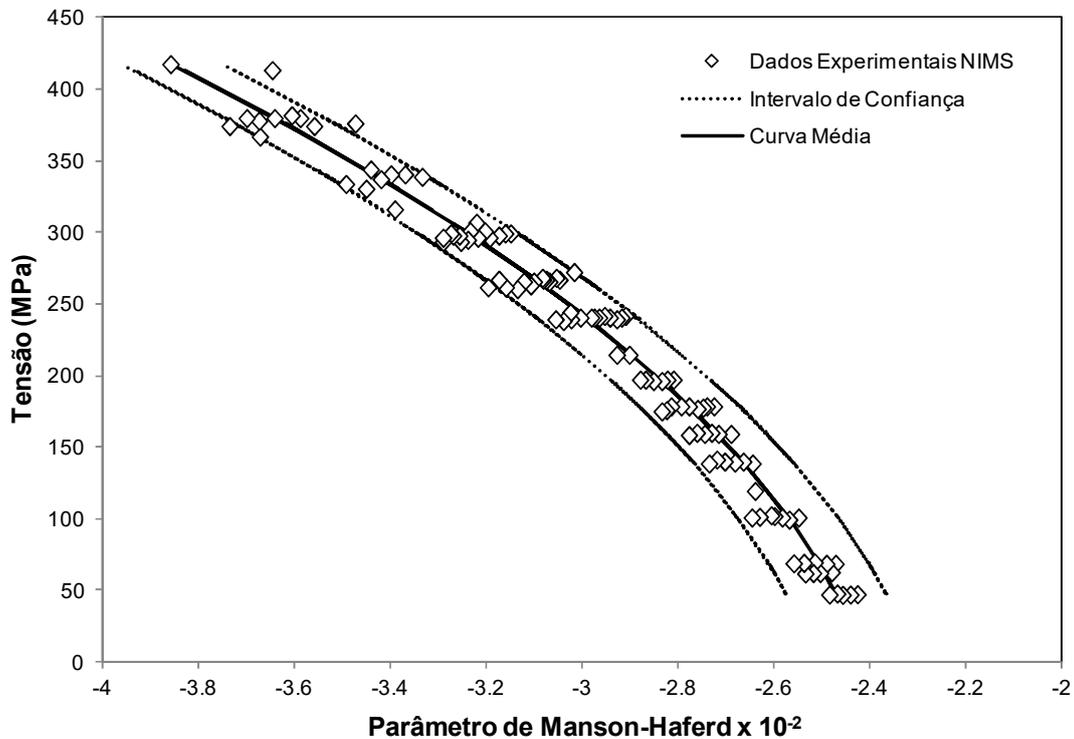


Figura 3.12. Curva Tensão mecânica versus Parâmetro de Manson-Haferd para o aço do rotor (adaptado de, YAGI *et al.*, 2004).

Nas análises teóricas realizadas para o regime permanente de operação são consideradas as tensões térmicas oriundas de gradientes espaciais de temperatura ao longo do rotor, tensões centrífugas oriundas da rotação da turbina e tensões mecânicas oriundas da pressão do vapor sobre a superfície do rotor.

Durante a etapa de revisão bibliográfica constatou-se a escassez de modelos analíticos que pudessem ser utilizados para descrever o comportamento de rotores de turbinas a vapor e, além disso, que pudessem ser transformados em um algoritmo.

Diante de tal constatação, adotou-se o modelo analítico proposto por Mitrović e Živković (MITROVIĆ e ŽIVKOVIĆ, 2001), pois o mesmo apresentava formulações apropriadas para o fenômeno de transferência de calor envolvido no estudo, assim como as formulações das tensões mecânicas aplicadas no modelo do rotor.

Deve-se notar que, para o cálculo das tensões mecânicas no rotor, é necessário obter a diferença de temperaturas, ΔT , entre as superfícies interna (T_1) e externa (T_2) do rotor. O modelo adotado apresenta expressões analíticas para as temperaturas T_1 e T_2 e, portanto, para ΔT , a partir de hipóteses simplificadoras para o fenômeno de transferência de calor entre o vapor, a carcaça e o rotor. Estas hipóteses simplificadoras são razoáveis para condições estacionárias de operação; entretanto, podem não representar de maneira mais precisa as condições de operação transientes tais como partidas, paradas e variações de carga da turbina.

Na prática, ou seja, nos sistemas de monitoramento de usinas, a temperatura na superfície externa do rotor, T_2 , é obtida a partir da hipótese de que esta temperatura é igual à temperatura na superfície interna da carcaça, bem próxima ao rotor. No presente estudo foi adotada tal premissa, sendo assim, $T_2 = T_{i,c}$. Essa aproximação faz com que uma análise de transferência de calor ao longo da carcaça da turbina seja desprezada.

A temperatura na superfície interna do rotor, T_1 , é obtida a partir de um modelo de transferência de calor unidimensional permanente cujas condições de contorno são a temperatura prescrita nas superfícies $r = r_{2R}$ e através do balanço global de energia entre o vapor e a superfície do rotor. O problema de transferência de calor para o cálculo da temperatura T_1 , está apresentado abaixo:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r k_R \frac{dT(r)}{dr} \right) = 0 \quad r_{1R} < r < r_{2R} \quad (3.8)$$

$$T(r = r_{1R}) = T_1 \quad r = r_{1R} \quad (3.9)$$

$$T(r = r_{2R}) = T_2 \quad r = r_{2R} \quad (3.10)$$

Utilizando a solução geral para o problema de transferência de calor, em conjunto com o balanço global de energia, temos:

$$T(r) = C_1 \ln(r) + C_2 \quad (3.11)$$

$$k_R \left. \frac{dT(r)}{dr} \right|_{r=r_{2R}} = h_{cr} (T(r = r_{2R}) - T_v) \quad r = r_{2R} \quad (3.12)$$

Substituindo a Eq. (3.11) na Eq. (3.12), obtém-se a seguinte relação entre T_1 e T_2 :

$$T_1 = T_2 - \frac{h_{cr}}{2k_R} d_2 (T_v - T_2) \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) \quad (3.13)$$

Nas Equações 4.6 a 4.11, T_v , k_R e h_{cr} representam, respectivamente, a temperatura do vapor, a condutividade térmica do material do rotor, apresentada na Tabela 4.2 acima, e o coeficiente de troca térmica por convecção entre o vapor e a superfície interna do rotor; $d_2 = 2(r_{2R})$ e $d_1 = 2(r_{1R})$; os demais símbolos foram definidos anteriormente. Deve-se notar que o modelo de transferência de calor adotado no presente estudo requer a estimativa para o coeficiente de troca térmica por convecção, h_{cr} . Tal estimativa é obtida a partir de correlações empíricas.

Para o coeficiente de troca térmica por convecção entre o vapor e o rotor, a seguinte correlação para o parâmetro adimensional denominado número de Nusselt, Nu , é proposta (MITROVIĆ e ŽIVKOVIĆ, 2001):

$$Nu = 0,038 \left(\frac{Re}{2} \sqrt{\frac{r_{1c} - r_{2R}}{r_{2R}}} \right)^{0,8} Pr^{0,33} \quad (3.14)$$

onde r_{1c} , Re e Pr representam, respectivamente, o raio interno da carcaça, o número de Reynolds do escoamento do vapor e o número de Prandtl do vapor, parâmetros adimensionais definidos respectivamente por:

$$Re = \frac{d_2 \Omega}{\nu_v} = \frac{d_2 d_2 \pi N}{\nu_v 60} \quad (3.15)$$

$$Pr = \frac{\nu_v}{\alpha_v} \quad (3.16)$$

$$\nu_v = \frac{\mu_v}{\rho_v} \quad (3.17)$$

$$\alpha_v = \frac{k_v}{\rho_v \cdot Cp_v} \quad (3.18)$$

Na definição dos números de Reynolds e de Prandtl, d_2 corresponde ao dobro de r_{2R} , ν_v representa a viscosidade cinemática do vapor, a relação entre viscosidade dinâmica (μ_v) e a massa específica do vapor (ρ_v); α_v representa a difusividade térmica do vapor, a relação entre a condutividade térmica do vapor (k_v) e o produto da massa específica e o calor específico do vapor (Cp_v), e N representa a velocidade de rotação da turbina em rpm (rotações por minuto). Para obtenção da viscosidade cinemática, ν_v , e da difusividade térmica, α_v , são necessárias tabelas de propriedades termofísicas do vapor. Tais propriedades dependem da pressão e da temperatura do vapor.

Para obter as propriedades termofísicas do vapor em diferentes condições de pressão e temperatura, foi inserida ao programa Mathcad® uma biblioteca chamada *Steam Tables*, um *software* livre, que dispõe de diversas propriedades do vapor para diferentes combinações de pressão e temperatura. Dessa maneira, o código desenvolvido poderá ser utilizado de forma automática, ou seja, sem a necessidade de preenchimento deste tipo de dado por parte do usuário.

Uma vez obtido o número de Nusselt, o coeficiente de troca térmica, h_{cr} , é calculado através da seguinte expressão:

$$h_{cr} = \frac{Nu \cdot k_v}{d_2} \quad (3.19)$$

Uma vez calculada a distribuição de temperaturas na superfície do rotor, procede-se ao cálculo das tensões mecânicas. Estão apresentadas abaixo as expressões analíticas empregadas no cálculo das tensões mecânicas na direção radial, σ_r , na direção tangencial ou circunferencial, σ_θ , e na direção axial, σ_z , em função da coordenada radial r . No sistema de coordenadas cilíndricas adotado, $r = r_{1R}$ define a superfície interna do rotor ao passo que $r = r_{2R}$ define a sua superfície externa.

$$\sigma_r(r) = \frac{p_v}{\left(\frac{r}{r_{1R}}\right)^2} \left[\frac{\left(\frac{r_{2R}}{r_{1R}}\right)^2 - \left(\frac{r}{r_{1R}}\right)^2}{\left(\frac{r_{2R}}{r_{1R}}\right)^2 - 1} \right] - p_v + \rho r_{2R}^2 \Omega^2 \frac{1}{8} \frac{3-2\nu}{1-\nu} \left[1 - \left(\frac{r}{r_{2R}}\right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{r_{1R}}{r}\right)^2 \right] + \frac{\beta E \Delta T_R}{2(1-\nu)} \left[\frac{\ln \frac{r_{2R}}{r} - \left(\frac{r_{2R}}{r}\right)^2 - 1}{\ln \frac{r_{2R}}{r_{1R}} - \left(\frac{r_{2R}}{r_{1R}}\right)^2 - 1} \right] \quad (3.20)$$

$$\sigma_\theta(r) = -\frac{p_v}{\left(\frac{r}{r_{1R}}\right)^2} \left[\frac{\left(\frac{r_{2R}}{r_{1R}}\right)^2 + \left(\frac{r}{r_{1R}}\right)^2}{\left(\frac{r_{2R}}{r_{1R}}\right)^2 - 1} \right] - p_v + \rho r_{2R}^2 \Omega^2 \left\{ \frac{1}{8} \frac{3-2\nu}{1-\nu} \left[1 + \left(\frac{r_{1R}}{r_{2R}}\right)^2 + \left(\frac{r_{1R}}{r}\right)^2 \right] - \frac{1}{8} \frac{1+2\nu}{1-\nu} \left(\frac{r}{r_{2R}}\right)^2 \right\} + \frac{\beta E \Delta T_R}{2(1-\nu)} \left[\frac{\ln \left(\frac{r_{2R}}{r}\right) - 1 + \left(\frac{r_{2R}}{r}\right)^2 + 1}{\ln \left(\frac{r_{2R}}{r_{1R}}\right) + \left(\frac{r_{2R}}{r_{1R}}\right)^2 - 1} \right] \quad (3.21)$$

$$\sigma_z(r) = -\frac{p_v}{\left(\frac{r_{2R}}{r_{1R}}\right)^2 - 1} + \nu(\sigma_r(r) + \sigma_\theta(r)) - \beta E \Delta T_R - \frac{2}{r_{2R}^2 - r_{1R}^2} \int_{r_1}^{r_2} [\nu(\sigma_\theta(r) - \sigma_r(r)) - \beta E \Delta T_R] r \, dr \quad (3.22)$$

onde p_v representa a pressão do vapor para condição de operação em base. Para fins de avaliação do dano total acumulado por fluência e da fração de vida consumida, deve-se utilizar a tensão equivalente de von Mises, cuja expressão matemática é apresentada a seguir.

$$\sigma_{eq}(r) = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_r(r) - \sigma_\theta(r))^2 + (\sigma_r(r) - \sigma_z(r))^2 + (\sigma_\theta(r) - \sigma_z(r))^2} \quad (3.23)$$

Após o cálculo das tensões mecânicas nas superfícies do rotor, o próximo passo consiste em avaliar o tempo de ruptura por fluência para a condição de operação investigada. Três métodos serão empregados para avaliação do tempo de

ruptura por fluência. As avaliações são feitas para as superfícies interna e externa do rotor. O tempo de ruptura para fins de avaliação do dano por fluência é, portanto, o menor valor obtido.

No primeiro método, mais comumente empregado pela indústria, o tempo de ruptura é calculado a partir da curva do parâmetro de Larson-Miller versus tensão mecânica para o aço do rotor, Figura 4.8. O parâmetro de Larson-Miller, PLM, é definido da seguinte maneira:

$$PLM = T(20 + \log t_R) \quad (3.24)$$

Na equação 3.24, T é a temperatura na escala absoluta (Kelvin) à qual o material está submetido. Com base na curva PLM versus tensão mecânica para o aço do rotor, indicada na Figura 3.11, obtêm-se os valores do parâmetro para as tensões equivalentes calculadas nas superfícies interna e externa do rotor. Substituindo os valores de PLM e T na equação 3.24 obtém-se, finalmente, t_R em horas.

No segundo método, análogo ao primeiro, o tempo de ruptura é calculado a partir da curva do parâmetro de Manson-Haferd versus tensão mecânica, Figura 3.12 acima. O parâmetro de Manson-Haferd, PMH, é definido por:

$$PMH = \frac{\log t_R - 17,145}{T - 370} \quad (3.25)$$

Na equação 3.25, a temperatura T é a temperatura na escala absoluta (Kelvin) à qual o material está sujeito. De maneira análoga ao parâmetro de Larson-Miller, o parâmetro de Manson-Haferd também depende da tensão mecânica à qual o material está submetido. Substituindo os valores de PMH e T na equação 3.25 obtém-se finalmente t_R em horas.

A etapa seguinte do código consiste na determinação da vida remanescente e do dano acumulado por fluência correspondente à i-ésima condição operacional. A vida remanescente é obtida através da subtração do tempo de operação em base pelo tempo de ruptura por fluência, t_R . O dano por fluência, D_{Ci} , é calculado através da regra de Robinson (ROBINSON, 1952), apresentada na equação 3.1

Como mencionado anteriormente, foi estipulado um intervalo de dados coletados num período de 24h. Dessa forma, o algoritmo desenvolvido poderá atuar em conjunto com um sistema de monitoramento. Esta abordagem simplifica a forma de acúmulo de dano, pois a cada intervalo de dados, um novo t_R será calculado, e

assim, a vida remanescente e o dano acumulado serão sempre referentes às condições de operação do período analisado.

Sendo assim, garante-se que o acúmulo de dano será realizado através da soma do dano calculado a cada intervalo de dados analisado, obedecendo à regra de acúmulo linear de dano.

3.2.3. Algoritmo de Fadiga

Ao aplicar qualquer método de acúmulo de dano a rotores, as deformações térmicas correspondentes aos vários transientes de operação, assim como os fatores concentradores de deformação nas regiões críticas, devem ser determinados. A magnitude da deformação térmica produzida depende da magnitude e da taxa de alteração de temperatura, do coeficiente de troca térmica na superfície do rotor, da massa (medida pelo diâmetro ou espessura) e das propriedades térmicas do componente.

Nos parágrafos seguintes, descrevem-se os passos adotados no presente estudo para a estimativa do número de ciclos N_R e, por conseguinte, do dano por fadiga D_F . O algoritmo desenvolvido possui duas abordagens para estimar os valores de N_R e a fração de dano proveniente de algum transiente de operação.

3.2.3.1. Abordagem I

A metodologia aqui descrita foi proposta inicialmente por Timo (TIMO, 1969) e se encontra documentada na literatura (VISWANATHAN, 1993). Cabe ressaltar que a literatura utiliza a metodologia apenas para análises pontuais, ou seja, realizadas durante uma análise de integridade do componente.

No presente estudo, os passos da metodologia foram integrados a um código computacional que trabalha de forma automatizada, integrado a um sistema de monitoramento.

O primeiro passo desse código é obter a variação de deformação total (elástica e plástica) à qual o material é submetido. A variação de deformação total depende da variação de temperatura, do coeficiente de troca térmica na superfície do rotor, da geometria do rotor, bem como das propriedades térmicas do seu material constituinte.

A variação de deformação total (nominal) é calculada com o auxílio das curvas indicadas na Figura 3.13 (VISWANATHAN, 1993). Após a coleta e o processamento das grandezas de operação, descritas em detalhes na seção 4.2.1, obtêm-se a variação de temperatura do vapor $\Delta T_v(Q)$ e a duração $\Delta t(Q) = t_f^{(Q)} - t_i^{(Q)}$ do Q-ésimo

transiente de operação, $Q = 1, 2, \dots$; deve-se observar que $\Delta t(Q) \leq 48$ horas. Define-se a duração adimensional $\Delta\tau(Q)$ do Q-ésimo transiente de operação através da equação:

$$\Delta\tau(Q) = \frac{k_R}{(\rho c_p)_R} \frac{\Delta t(Q)}{r_{2R}^2} \quad (3.26)$$

onde o produto $(\rho c_p)_R$ representa a capacidade térmica volumétrica do material do rotor. Os outros termos da equação 3.26 foram definidos anteriormente. Tanto a condutividade térmica quanto o calor específico à pressão constante variam com a temperatura. Para efeitos de cálculo do dano por fadiga termomecânica, foram utilizados os valores médios dessas propriedades para a faixa de temperatura tipicamente encontrada durante a operação da turbina.

O segundo passo é calcular o número de Biot, Bi , parâmetro adimensional que expressa a razão entre a resistência térmica à condução e a resistência térmica à convecção na superfície do rotor definida por $r = r_{2R}$ (Figura 4.7). O número de Biot é definido por:

$$Bi = \frac{h_{cr} r_{2R}}{k_R} \quad (3.27)$$

O coeficiente de troca térmica por convecção, h_{cr} , é calculado usando-se as Equações (3.14) a (3.19).

O terceiro passo consiste em obter o valor da razão $\Delta\varepsilon_{tn}/(2\beta\Delta T_v(Q))$, que representa a relação entre a amplitude de deformação com a expansão térmica causada pelo transiente de operação avaliado, diretamente do gráfico ilustrado na Figura 3.13, uma vez obtidos os valores de $\Delta\tau(Q)$ e Bi com o auxílio das equações (3.26) e (4.27). Como o coeficiente de expansão térmica do aço do rotor, β , e a variação de temperatura $\Delta T_v(Q)$ são conhecidos, obtém-se, imediatamente, a variação de deformação total nominal $\Delta\varepsilon_{tn}$.

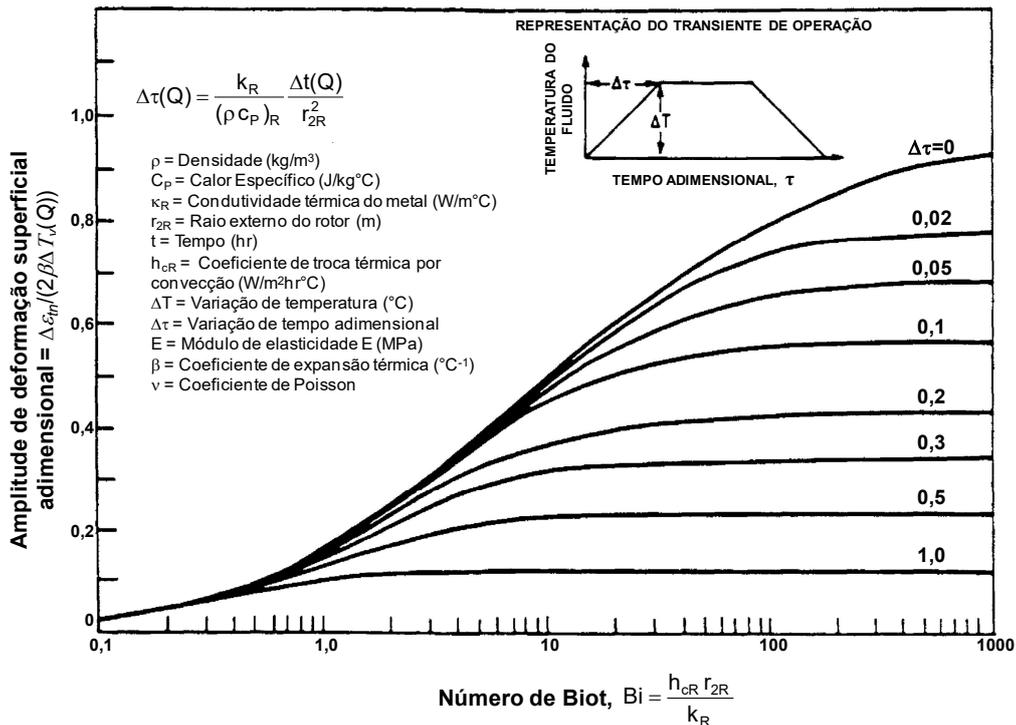


Figura 3.13. Amplitude de deformação total na superfície de rotor de turbinas a vapor em função do número de Biot e da duração de tempo adimensional de um dado transiente de operação (adaptado de, VISWANATHAN, 1993).

Uma vez determinada a amplitude de deformação nominal, é necessário estimar a deformação em regiões de concentração de tensões. Deve-se multiplicar o valor de $\Delta\epsilon_{tn}$ pelo fator de concentração de deformação K_ϵ ; logo, $\Delta\epsilon_t = K_\epsilon \times \Delta\epsilon_{tn}$. O fator de concentração de deformação, K_ϵ , é obtido a partir da curva indicada na Figura 3.14, correspondente a $K_T = 3$. Escolheu-se o fator de concentração de tensões $K_T = 3$, pois o mesmo é recomendado na literatura (VISWANATHAN, 1993). A variação de deformação total nominal normalizada (eixo horizontal do gráfico ilustrado na Figura 3.14) é dada por $\Delta\epsilon_{tn}/2\epsilon_y$, sendo ϵ_y a deformação cíclica de escoamento para de aços de rotores de turbinas a vapor, igual 0,002. As curvas apresentadas nas Figuras 3.13 e 3.14 foram ajustadas por meio de *splines* cúbicas, o que permitiu a obtenção de $\Delta\epsilon_t$ para qualquer transiente de operação da turbina.

O quinto passo consiste em obter o número de ciclos até a ruptura, N_R , para o valor $\Delta\epsilon_t$ calculado na etapa anterior. O número de ciclos N_R é calculado a partir do ajuste, por *splines* cúbicas, de dados de número de ciclos até a ruptura versus variação de deformação total, obtidos por Kuwabara (KUWABARA *et al*, 1982). A Figura 3.15 apresenta a curva de $\Delta\epsilon_t$ versus N_R obtida para o aço 1CrMoV.

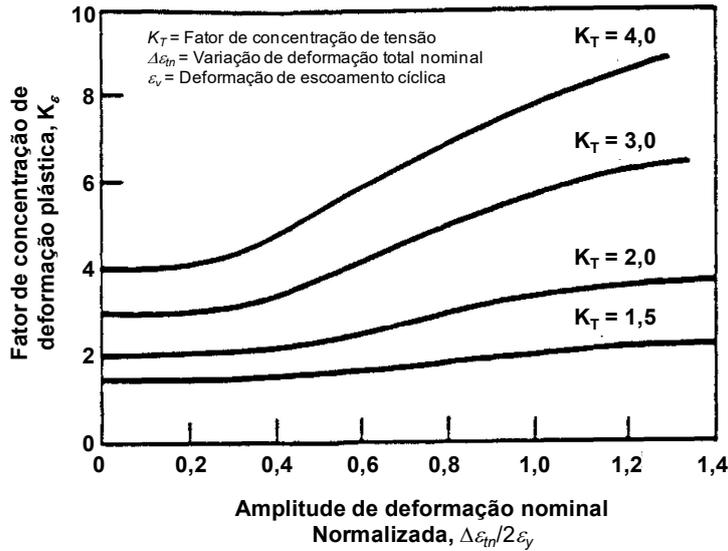


Figura 3.14. Fator de concentração de deformação K_ϵ para aços baixa liga do tipo 1CrMoV (adaptado de, VISWANATHAN, 1993).

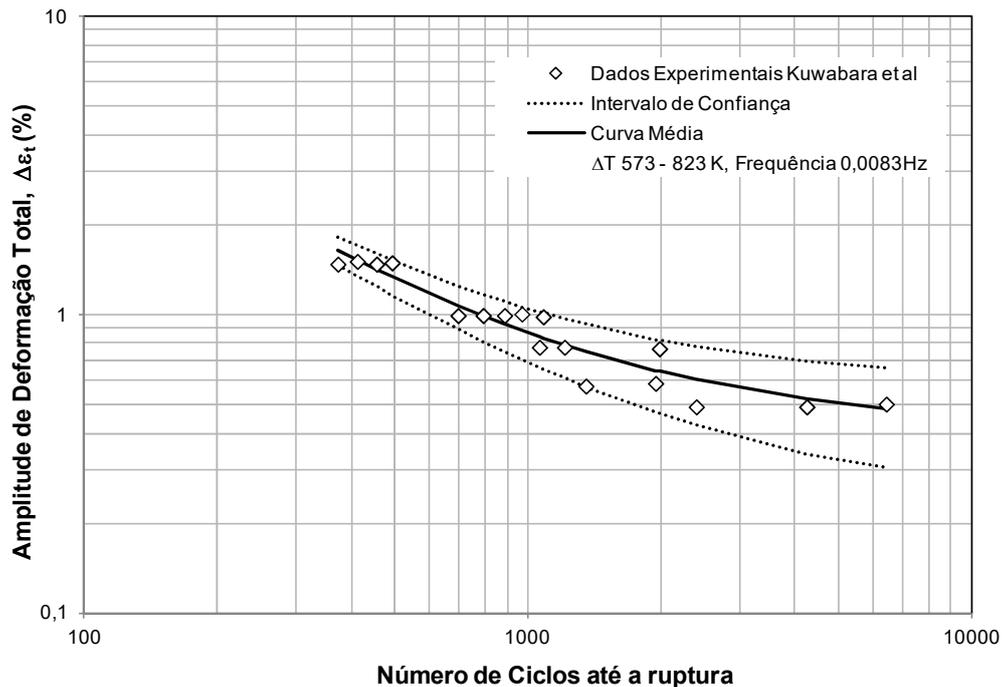


Figura 3.15. Curva $\Delta \epsilon_t$ versus NR para o aço 1CrMoV a 550°C (adaptado de, KUWABARA *et al*, 1982).

A curva média, ilustrada na Figura 3.15, utilizada no código, foi obtidas através de ajuste numérico utilizando o método de minimização de mínimos quadrados dos pontos experimentais de Kuwabara (KUWABARA *et al*, 1982). Essas curvas foram obtidas com dados de ensaios de fadiga termomecânica, em fase e fora de fase, num intervalo de temperaturas equivalente a uma partida fria de uma turbina a vapor de

uma planta termelétrica subcrítica, que opera na faixa de 160 bar (16 MPa) de pressão e temperatura de vapor de 538°C (JCOAL, 2014). Os limites experimentais dos pontos foram estabelecidos com uma confiança de 95%, utilizando a distribuição t de Student (MONTGOMERY e RUNGER, 2003). As curvas dos limites experimentais foram utilizadas na análise de sensibilidade das propriedades de resistência à fadiga.

O valor do dano por fadiga termomecânica no rotor de alta pressão antes da implantação do algoritmo proposto é dado por $D_F^{(0)}$, ou seja, no momento da implantação. Para cada período Q subsequente de 48 horas, $Q = 1, 2, \dots$, em que há coleta das grandezas de processo, o programa calcula o número de ciclos até a ruptura, N_R . Com esse valor é possível estimar a vida remanescente, obtida por $N_R - 1$, e o acréscimo de dano por fadiga no rotor associado à condição operacional do mesmo em cada período. Este acréscimo de dano é representado pelo símbolo $\Delta D_F(Q)$. O dano total acumulado por fadiga até o Q-ésimo período de coleta, após a implantação do programa, $D_F^{(Q)}$, é calculado pela seguinte relação recursiva $D_F^{(Q)} = D_F^{(Q-1)} + \Delta D_F(Q)$, $Q = 1, 2, \dots$, onde o acréscimo de dano $\Delta D_F(Q)$ é dado por $\Delta D_F(Q) = 1/N_R$. Em outras palavras, em cada período de avaliação, Q, supõe-se que o rotor é submetido a um único ciclo de carregamento. Deve-se observar que o número de ciclos N_R pode variar com o período de avaliação Q, pois ele depende do carregamento mecânico a que foi submetido o material.

Como mencionado anteriormente, foi estipulado um intervalo de dados coletados num período de 48h. Dessa forma, o algoritmo desenvolvido poderá atuar em conjunto com um sistema de monitoramento. Esta abordagem simplifica a forma de acúmulo de dano, pois a cada intervalo de dados, um novo N_R será calculado, e assim, a vida remanescente e o dano acumulado serão sempre referentes às condições de operação do período analisado. Sendo assim, garante-se que o acúmulo de dano será realizado através da soma do dano calculado a cada intervalo de dados analisado, obedecendo à regra de acúmulo linear de dano.

Caso o valor de $\Delta \varepsilon_t$ calculado pelo algoritmo seja menor que o valor mínimo de $\Delta \varepsilon$ da curva de fadiga utilizada no código, o algoritmo fornecerá o valor de N_R referente a menor amplitude de deformação da curva utilizada. Dessa forma poderá ser garantida a continuidade dos cálculos e o resultado será conservador do ponto de vista da engenharia.

3.2.3.2. Abordagem II

Nesta abordagem, o acréscimo de dano por fadiga termomecânica, $\Delta D_F(Q)$, $Q = 1, 2, \dots$, é calculado com base nas curvas de desgaste cíclico (CLE) extraídas do manual de operação da turbina utilizada no presente estudo. No gráfico da Figura 3.16, estão ilustradas as seis curvas de desgaste cíclico que constam no manual de operação da turbina. Cada curva corresponde a um valor fixo para o acréscimo de dano $\Delta D_F^{(p)}$, $p = 1, 2, \dots, 6$, $\Delta D_F^{(p)} \in \{0,001\%, 0,003\%, 0,01\%, 0,05\%, 0,1\% \text{ e } 0,3\%\}$. Por esse motivo, as curvas indicadas na Figura 3.16 são denominadas curvas de isodano. O eixo horizontal do gráfico abaixo representa a variação de temperatura vapor-metal durante o transiente de operação, definida como a diferença entre a temperatura do vapor no final do transiente e a temperatura de metal no seu início. O eixo vertical representa a taxa de variação temporal (aquecimento ou resfriamento) da temperatura de metal. Representa-se por $\Delta T_{vm}(Q)$ a variação de temperatura metal-vapor durante o Q-ésimo transiente; logo, $\Delta T_{vm}(Q) = T_v(t = t_f^{(Q)}) - T_{i,c}(t = t_i^{(Q)})$. Representam-se, respectivamente, por $\Delta T_{i,c}(Q)$ e por $\Delta t(Q)$ a variação da temperatura de metal e a duração do Q-ésimo transiente, onde $\Delta t(Q) = t_f^{(Q)} - t_i^{(Q)}$ e $\Delta T_{i,c}(Q) = T_{i,c}(t = t_f^{(Q)}) - T_{i,c}(t = t_i^{(Q)})$. Dividindo-se $\Delta T_{i,c}(Q)$ por $\Delta t(Q)$ obtém-se a taxa de aquecimento ou resfriamento para o Q-ésimo transiente de operação, representada por $\Delta T_{i,c}^{(Q)}/\Delta t$.

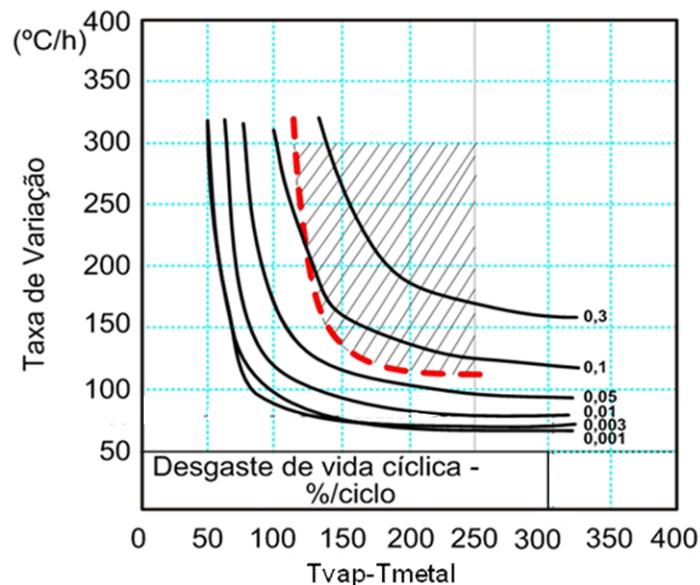


Figura 3.16. Curvas de desgaste cíclico para o rotor de alta pressão da turbina analisada no presente estudo. A linha tracejada e o campo hachurado representam regiões de limite de tensão no furo do rotor e devem ser evitadas durante as manobras de operação.

As curvas indicadas na Figura 3.16 foram ajustadas pela seguinte expressão matemática:

$$\frac{\Delta T_{i,c}}{\Delta t} = \frac{\xi_1(\Delta D_F) \Delta T_{vm}^{\xi_3(\Delta D_F)}}{\Delta T_{vm} + \xi_2(\Delta D_F)} \quad (3.28)$$

Na Tabela 3.6, são apresentados os valores dos coeficientes $\xi_1(\Delta D_F)$, $\xi_2(\Delta D_F)$ e $\xi_3(\Delta D_F)$ para $\Delta D_F \in \{0,001\%, 0,003\%, 0,01\%, 0,05\%, 0,1\% \text{ e } 0,3\%\}$. Os valores obtidos indicados na Tabela 3.4 são puramente numéricos e foram interpolados por *splines* cúbicas. Após a interpolação, é possível obter estimativas para $\xi_1(\Delta D_F)$, $\xi_2(\Delta D_F)$ e $\xi_3(\Delta D_F)$, para todo $\Delta D_F \in [0,001\%, 0,3\%]$.

Tabela 3.6. Coeficientes $\xi_1(\Delta D_F)$, $\xi_2(\Delta D_F)$ e $\xi_3(\Delta D_F)$ da Eq. (41) para $\Delta D_F \in \{0,001\%, 0,003\%, 0,01\%, 0,05\%, 0,1\% \text{ e } 0,3\%\}$.

ΔD_F	$\xi_1(\Delta D_F)$	$\xi_2(\Delta D_F)$	$\xi_3(\Delta D_F)$
0,001%	114,432	-38,661	0,863
0,003%	70,284	-40,015	0,956
0,01%	28,436	-52,206	1,142
0,05%	34,66	-61,33	1,133
0,1%	64,106	-72,886	1,056
0,3%	33,712	-96,202	1,202

A estimativa do acréscimo de dano $\Delta D_F(Q)$ nesta abordagem é efetuada da seguinte maneira:

- após a coleta e pós-processamento das grandezas de operação, obtêm-se, para cada transiente de operação identificado Q, Q = 1, 2, ..., os valores de $\Delta T_{i,c}(Q)$, $\Delta t(Q)$ e de $\Delta T_{vm}(Q)$;
- substitui-se ΔT_{vm} na Eq. (3.29) por $\Delta T_{vm}(Q)$ e calcula-se o valor de $\Delta T_{i,c}/\Delta t$ para os seis valores de acréscimo de dano indicados na Tabela 4.4;
- representa-se por $\Delta T_{i,c}^{(p)}/\Delta t$, p = 1, 2, ..., 6, a taxa de variação da temperatura de metal correspondente à variação de temperatura $\Delta T_{vm}(Q)$ e ao p-ésimo acréscimo de dano indicado na Tabela 4.4, $\Delta D_F^{(p)}$;
- as taxas $\Delta T_{i,c}^{(p)}/\Delta t$, p = 1, 2, ..., 6, são obtidas com o auxílio da Eq. (3.29).

O passo seguinte é identificar os índices p_{inf} e p_{sup} , $p_{inf}, p_{sup} \in \{1, 2, \dots, 6\}$ tais que:

$$\frac{\Delta T_{i,c}^{(p_{inf})}}{\Delta t} < \frac{\Delta T_{i,c}^{(Q)}}{\Delta t} < \frac{\Delta T_{i,c}^{(p_{sup})}}{\Delta t} \quad (3.29)$$

onde $\Delta T_{i,c}^{(p_{inf})}/\Delta t$ e $\Delta T_{i,c}^{(p_{sup})}/\Delta t$ representam as taxas de aquecimento ou resfriamento obtidas com o auxílio da Eq. (4.26) para $\Delta T_{vm} = \Delta T_{vm}(Q)$, $\Delta D_F = \Delta D_F^{(p_{inf})}$ e $\Delta D_F = \Delta D_F^{(p_{sup})}$.

O acréscimo de dano $\Delta D_F(Q)$ correspondente à taxa de aquecimento ou resfriamento $\Delta T_{i,c}^{(Q)}/\Delta t$ e à variação de temperatura $\Delta T_{vm}(Q)$ é obtido a partir de interpolação linear entre os pares ordenados $(\Delta T_{i,c}^{(p_{inf})}/\Delta t, \Delta D_F^{(p_{inf})})$ e $(\Delta T_{i,c}^{(p_{sup})}/\Delta t, \Delta D_F^{(p_{sup})})$, ou seja,

$$\Delta D_F(Q) = \Delta D_F^{(p_{inf})} + \left(\Delta D_F^{(p_{sup})} - \Delta D_F^{(p_{inf})} \right) \frac{\Delta T_{i,c}^{(Q)}/\Delta t - \Delta T_{i,c}^{(p_{inf})}/\Delta t}{\Delta T_{i,c}^{(p_{sup})}/\Delta t - \Delta T_{i,c}^{(p_{inf})}/\Delta t} \quad (3.30)$$

Deve-se observar que $p_{inf} \geq 1$ e $p_{sup} \leq 6$. Nas situações em que $\Delta T_{i,c}^{(Q)}/\Delta t < \Delta T_{i,c}^{(1)}/\Delta t$ ou $\Delta T_{i,c}^{(Q)}/\Delta t > \Delta T_{i,c}^{(6)}/\Delta t$ o algoritmo retorna como resultado $\Delta D_F(Q) = \Delta D_F^{(1)} = 0,001\%$ ou $\Delta D_F(Q) = \Delta D_F^{(6)} = 0,3\%$, respectivamente.

3.2.4. Cálculo do Dano Total Acumulado por Fluência e Fadiga

Os algoritmos de fluência e de fadiga descritos nas seções anteriores foram desenvolvidos de forma a trabalharem em conjunto com o sistema de monitoramento de usinas. Dessa forma, os resultados de vida remanescente e acréscimo de dano por fluência e fadiga são disponibilizados de forma automática.

Sendo assim, o dano total acumulado por fluência e fadiga, desde a data de implantação do sistema em uma usina até o Q-ésimo período de avaliação com duração de 48 horas, $D_{CF}^{(Q)}$, $Q = 1, 2, \dots$, é simplesmente a soma dos danos acumulados por fluência e fadiga até aquele período, ou seja,

$$D_{CF}^{(Q)} = \Delta D_{CF}^{(Q-1)} + \Delta D_C(Q) + \Delta D_F(Q). \quad (3.31)$$

com $D_{CF}^{(0)} = D_C^{(0)} + D_F^{(0)}$. Os danos iniciais $D_C^{(0)}$ e $D_F^{(0)}$ podem ser estimados usando-se os algoritmos apresentados e documentados anteriormente e valores médios das grandezas de processo, de tempo de operação em base e de número de partidas e paradas da unidade fornecidos pela equipe de engenharia da turbina analisada.

Os resultados obtidos por cada rodada dos algoritmos são fornecidos ao banco de dados do sistema de monitoramento, que atualiza os valores que são apresentados aos usuários.

- Se no Q-ésimo período de avaliação, após o pós-processamento das grandezas de processo, verifica-se que o carregamento térmico e mecânico não submete o material do rotor à degradação por fluência, a metodologia fornece como resultado $\Delta D_C(Q) = 0$;
- Se no Q-ésimo período de avaliação, não há ciclo de carregamento térmico e mecânico que degrade o material do rotor por fadiga termomecânica, $\Delta D_F(Q) = 0$.

Os valores máximos de dano calculados em cada período de avaliação, $D_C(Q)$ e $D_F(Q)$, representam um par ordenado em um diagrama D_C versus D_F , conhecido como diagrama de acúmulo de dano. Este diagrama é disponibilizado ao usuário pelo sistema de monitoramento. Na interface gráfica do sistema, o usuário pode visualizar como o par ordenado $(D_C(Q), D_F(Q))$ se comporta ao longo de cada período de avaliação. Neste diagrama, estão inseridos envelopes de dano, os quais delimitam a região de segurança para o componente.

A Figura 2.19, apresenta o diagrama que é disponibilizado pelo sistema. A curva referente ao envelope de dano linear é definida por $D_C + D_F = 1$; portanto, a região segura refere-se à região delimitada por $D_C + D_F < 1$ e pelos eixos coordenados. Há também dois envelopes de dano bilineares, obtidos a partir da literatura (HOLDSWORTH, 2001 e SAITO *et al*, 2006), os quais são definidos por uma equação do tipo:

$$D_F = \begin{cases} -\frac{1-D_{F,I}}{D_{C,I}}D_C + 1 & \text{se } D_C \leq D_{C,I} \\ -\frac{D_{F,I}}{1-D_{C,I}}D_C + \frac{D_{F,I}}{1-D_{C,I}} & \text{se } D_C > D_{C,I} \end{cases} \quad (3.32)$$

onde $D_{C,I}$ e $D_{F,I}$ representam os valores de dano por fluência e por fadiga na interseção entre os trechos lineares de inclinações diferentes. Os dois envelopes bilineares indicados no diagrama da Figura 2.19 diferem nas coordenadas $(D_{C,I}, D_{F,I})$ do ponto de interseção. Envelopes de dano bilineares são obtidos a partir de ensaios de fadiga termomecânica. Estes ensaios podem ser realizados em materiais isentos de dano e em materiais degradados após o uso em campo. Deve-se observar que envelopes de dano bilineares restringem sobremaneira a região de segurança, pois um pequeno dano de fadiga restringe significativamente o dano máximo por fluência a que o

material pode ser submetido, para que a integridade estrutural do componente não seja comprometida.

3.3. SISTEMA TURBODIAG-SOMA

3.3.1. Arquitetura do Sistema

Nesta seção é descrita de maneira sucinta a arquitetura do sistema computacional TURBODIAG-SOMA desenvolvido durante o presente estudo pela equipe do projeto SOMA-CEPEL. Este sistema encontra-se instalado atualmente em um servidor localizado nas instalações de uma usina termelétrica nacional. O núcleo do sistema foi desenvolvido em linguagem de programação Java. O sistema é composto de módulos independentes, cada qual com suas características e funcionalidades.

A arquitetura básica do sistema computacional TURBODIAG-SOMA contempla um módulo de aquisição de sinais analógicos, um módulo de aquisição de sinais digitais provenientes do sistema de supervisão da turbina e um módulo de avaliação de dano e vida remanescente desenvolvido no programa MathCad[®] versão 14. Estes módulos estão indicados no esquema da Figura 3.17.

As medições extras citadas no esquema da Figura 3.4 compreendem a expansão absoluta da caixa da turbina, a excentricidade e o desgaste do mancal de encosto (escora).

O módulo de aquisição de sinais analógicos compreende dois equipamentos (*hardwares*) da National Instruments: Fieldpoint (FP) e PXI. O Fieldpoint possui um módulo cFP-SG-140 com 8 canais para a leitura de sinais provenientes de extensômetros (*strain gauges*) e um módulo cFP-TC-120 com 8 canais para a leitura dos sinais provenientes de termopares.

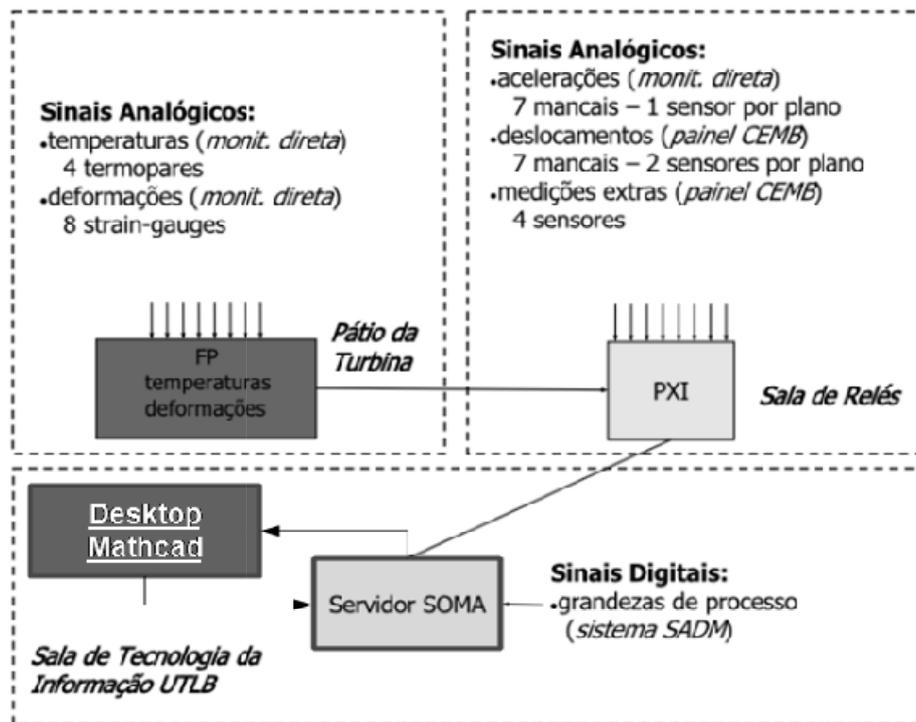


Figura 3.17. Arquitetura do sistema computacional TURBODIAG-SOMA.

O PXI possui uma placa PXI-4472 com 8 canais para leitura dos sinais de vibração provenientes de acelerômetros e uma placa PXI-6224 com 32 canais acoplada a um módulo BNC-2090A para leitura dos sinais de vibração provenientes dos sensores de proximidade (proxímetros) e para leitura das medições extras.

Os sinais digitais correspondem às grandezas de processo medidas por sensores já existentes na turbina e armazenadas pelo sistema de supervisão. O sistema de supervisão encontra-se em uma rede interna da usina totalmente protegida e desprovida de comunicação com a rede do servidor SOMA. Por esse motivo, os sinais digitais são gravados diariamente em arquivo texto e transmitidos via protocolo FTP para um diretório específico, o qual é acessado pelo servidor SOMA. Os sinais digitais são posteriormente gravados no banco de dados do servidor SOMA.

Os módulos de cálculo de estimativa de dano e vida remanescente por fluência e fadiga termomecânica foram desenvolvidos de forma a utilizarem os dados provenientes do sistema supervisório da usina, pois não foram instalados sensores complementares no rotor de alta pressão da turbina.

3.3.2. Interface de Visualização dos Resultados

Foi desenvolvido um módulo no sistema TURBODIAG-SOMA para a apresentação dos resultados dos algoritmos desenvolvidos no presente estudo. O

módulo denominado de serviços terá apenas uma funcionalidade, apresentar os resultados de vida residual e dano. Este, por sua vez, é composta por um módulo de conteúdo e um de navegação. O primeiro, é formado por N módulos de análise(natureza histórica), cada um com duas perspectivas:

- Evolução temporal: apresenta a série histórica da vida ou dano de um segmento por um certo mecanismo calculado a partir de um método selecionado.
- Diagrama de acúmulo de dano: um gráfico de dano por fluência x dano por fadiga onde é utilizado o maior dano presente em cada dimensão.

Essas perspectivas estão limitadas ao domínio do tempo e não serão incluídas outras.

Já o módulo de navegação é formado por uma árvore que mostra os cálculos de vida e dano organizados segundo uma hierarquia descrita abaixo:

-Planta: corresponde à unidade industrial no qual o componente monitorado está instalado

-Segmento: corresponde ao componente monitorado

-Mecanismo de dano

-Método de cálculo

-Dano

-Vida

A seguir serão apresentadas as formas de utilização dos módulos desenvolvidos no sistema TURBODIAG-SOMA

Para realizar uma análise temporal das grandezas calculadas, os seguintes passos devem ser seguidos:

1. Usuário escolhe um intervalo de tempo.
2. Usuário escolhe uma perspectiva: evolução temporal ou diagrama de acúmulo de dano.
3. Usuário escolhe o segmento, algoritmos e tipo de desgaste. O algoritmo deve ser o algoritmo matemático associado ao método de cálculo selecionado. Exemplo no caso de fluência, Larson-Miller.
4. A interface gera um pedido ao servidor contendo os itens 1 e 3.
5. Servidor responde com um conjunto de amostras dos itens listados no passo 3 durante o intervalo descrito pelo item 1.
6. A interface salva uma cópia em memória e mostra os sinais de acordo com a perspectiva escolhida no item 2.

7. O procedimento pode ser repetido a fim de adicionar dados de novos sensores.

Observações:

1. Se um intervalo de tempo não for escolhido, o sistema fornecerá os dados das últimas 2 semanas.
2. Se a conexão com a rede em que o servidor está localizado estiver indisponível o usuário será aconselhado a tentar novamente uma vez que esta for restaurada.
3. O intervalo de tempo em questão pode ser alterado. Nesse caso os dados atuais serão removidos e substituídos por novos.

A Figura 3.18 apresenta a tela idealizada do módulo de serviços para análise temporal das grandezas calculadas.

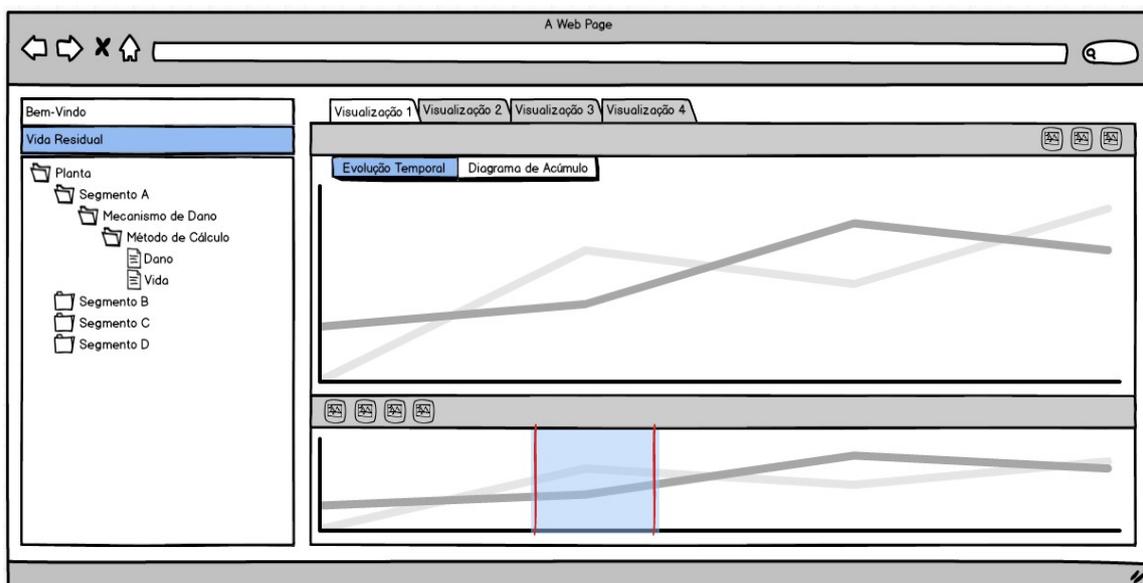


Figura 3.18. Tela idealizada para visualização temporal das grandezas calculadas no presente estudo.

No caso do diagrama de acúmulo de dano, considera-se que o diagnóstico completo do componente deve levar em consideração as contribuições de dano geradas pelos mecanismos de fluência e fadiga. O diagrama de acúmulo de dano tem como objetivo levar em conta as componentes e os diversos algoritmos de cálculo a fim de mostrar o estado do componente em questão.

Cada ponto do gráfico é um par ordenado (dano(fluência), dano(fadiga)) derivado dos pares (t, dano(fluência)) e (t, dano(fadiga)) onde a variável t é o índice de tempo da medição.

Se houver mais de uma série relacionada ao mesmo mecanismo a cada ponto será considerado o valor máximo.

Esses valores por sua vez estão cercados por um envelope, representado por curvas limítrofes que definem as regiões de operação segura do componente. Sendo necessário apenas um breve período de observação para avaliar o estado de operação do segmento em questão.

Para realizar uma análise com o diagrama de acúmulo, os seguintes passos deverão ser seguidos:

1. Usuário escolhe um período de tempo.
2. Usuário escolhe a perspectiva 'Diagrama de Acúmulo de Dano'.
3. Usuário escolhe uma ou mais fontes de dados (fluência e fadiga).
4. A interface gera um pedido ao servidor contendo os itens 1 e 3.
5. Servidor responde com um conjunto de dados dos itens listados no passo 3 durante o intervalo descrito pelo item 1.
6. A interface da perspectiva diagrama de acúmulo de dano cria uma nova série onde cada ponto é formado pelo par (dano(fluência), dano(fadiga)) para pontos com o mesmo índice de tempo.
7. A nova série é desenhada no gráfico.

Observações:

1. Se um intervalo de tempo não for escolhido, o período das últimas 2 semanas será usado no lugar.
2. Se a conexão com a rede em que o servidor está localizado estiver indisponível o usuário será aconselhado a tentar novamente uma vez que esta for restaurada.
3. O intervalo de tempo em questão pode ser alterado. Nesse caso os dados atuais serão removidos e substituídos por novos.
4. Caso haja, para o índice de tempo em questão, mais de um dano para o mesmo mecanismo o valor máximo será usado.
5. O ponto só será criado caso exista informação nas duas coordenadas.
6. O período de amostragem entre coordenadas pode ser diferente, logo usar o período de amostragem máximo entre as duas séries resultantes.
7. Escala do gráfico em ambos os eixos: 0 a 100.

A Figura 3.19 apresenta a tela idealizada do módulo de serviços para análise grandezas calculadas através do diagrama de acúmulo de dano.

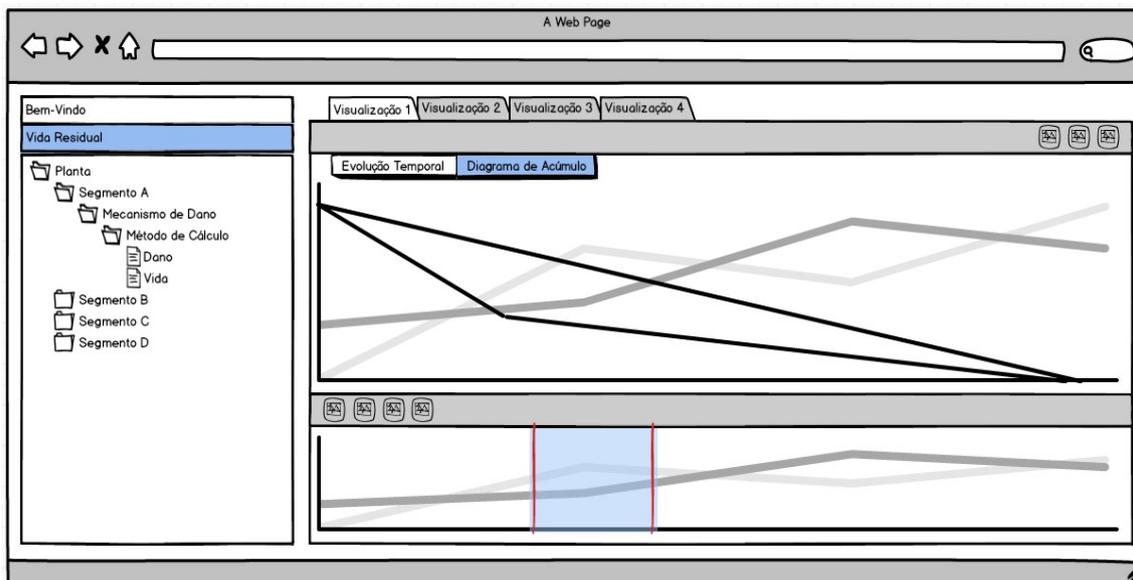


Figura 3.19. Tela idealizada para visualização das grandezas calculadas no presente estudo através do diagrama de acúmulo de dano.

3.4. ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DAS PROPRIEDADES DE RESISTÊNCIA À FLUÊNCIA E FADIGA

Em termos gerais, a análise de sensibilidade diz respeito à representação matemática do modelo de um sistema físico e tenta avaliar a variação das saídas do modelo com relação à variações feitas nos dados de entrada do modelo (FASSÒ e PERRI, 2002).

A análise de sensibilidade auxilia a compreender como uma solução depende dos dados de entrada. Dessa forma, é possível identificar as variáveis que têm um impacto mais significativo na solução de um dado problema.

Geralmente, existem duas classes de problemas.

Na primeira classe, existe um modelo matemático ou computacional capaz de simular alguns fenômenos por meio de dados de entrada/saída numéricos. Supõe-se que o modelo pode ser escrito na forma de uma função analítica do tipo:

$$y = f(x_1, \dots, x_k) = f(x) \quad (3.33)$$

Portanto, a derivada parcial $\partial f(x)/\partial x_i$ é a quantidade básica para avaliar a sensibilidade de y a x_i próxima ao ponto x .

Na segunda configuração, o modelo é de fato um modelo estatístico, e nesse caso a análise de sensibilidade preocupada com determinada saída do modelo dada

pelas estimativas da amostra, e tem como objetivo avaliar a influência de dados individuais, grupos de dados, variáveis e pressupostos do modelo.

No caso do presente estudo, a classe de problema se assemelha à primeira.

O método básico para realizar uma análise de sensibilidade consiste em causar perturbações nos valores de x até seus valores extremos, por exemplo, curvas limites de pontos experimentais de uma curva do tipo parâmetro de Larson-Miller versus tensão mecânica, de um aço qualquer, mantendo-se todos os outros parâmetros do modelo, como por exemplo, temperatura para análise com parâmetro de Larson-Miller, constantes. Essa forma é conhecida como análise de sensibilidade local. Dessa forma, pode-se estimar o índice de sensibilidade, S , da seguinte forma:

$$S = \frac{y_{\max} - y_{\min}}{y(x)} \quad (3.34)$$

Na equação acima y_{\max} é o valor máximo entre y_{\max} e y_{\min} e $y(x)$ é $f(x)$ calculado para o valor central do parâmetro de entrada que sofre as perturbações.

No presente estudo, análises de sensibilidade locais foram realizadas para avaliar o efeito da dispersão dos resultados de fluência e fadiga termomecânica. Para isso, foram elaboradas curvas de ajustes, obtidas pelo método de mínimos quadrados, nos pontos experimentais obtidos para elaboração da curva mestre dos parâmetros de Larson-Miller e Manson-Haferd e para curva de resistência à fadiga do aço 1CrMoV. Além das curvas médias, foram estabelecidas curvas limites com um intervalo de confiança de 95%.

O passo seguinte foi estimar os valores de tempo de ruptura e número de ciclos até a ruptura utilizando cada uma das curvas: médias, mínimas (mais a esquerda) e máximas (mais a direita). Uma vez calculados os valores mencionados anteriormente, aplicou-se a equação 3.34 para cada um dos parâmetros de fluência e para curva de resistência à fadiga.

Além da análise mencionada acima, as curvas obtidas pelos ajustes numéricos foram inseridas nos algoritmos de fluência e fadiga para integração com o sistema TURBODIAG-SOMA. O objetivo foi avaliar a evolução do dano acumulado e avaliar se vida remanescente estimada com as curvas apresentaria valores significativos do ponto de vista de engenharia.

CAPÍTULO 4 - RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1. AVALIAÇÃO DE DANO INICIAL UTILIZANDO OS ALGORITMOS DESENVOLVIDOS

De forma a avaliar o funcionamento dos códigos desenvolvidos para estimar a vida remanescente e o dano por fluência e fadiga em rotores de alta pressão de turbinas a vapor, uma avaliação de dano inicial foi realizada.

No primeiro momento, foram utilizadas, como dados de entrada fixos, informações de uma turbina de uma planta termelétrica sub crítica com capacidade de geração de 363MW instalada no Brasil. Os seguintes parâmetros foram adotados:

- raio interno do rotor, r_{1R} , 48mm;
- raio externo do rotor, r_{2R} , 365mm;
- tempo total de operação em regime permanente, t_i , 112.000 horas;
- pressão média do vapor, p_v , igual a 160bar;
- temperatura média do vapor, T_v , igual a 538°C;
- temperatura média de metal na superfície externa do rotor, T_2 , igual a 520°C;
- potência média da turbina igual a 320MW; e
- velocidade de rotação igual a 3.600rpm;
- 218 partidas a quente;
- 102 partidas a frio;

4.1.1. Estimativa de Dano Inicial por Fluência

De acordo com a metodologia de cálculo proposta no capítulo anterior, os principais resultados obtidos em cada um dos blocos fundamentais do código de fluência são apresentados nas Tabelas 4.1 a 4.3.

Tabela 4.1. Propriedades do material em função da temperatura média de metal na superfície externa do rotor.

Temperatura (°C)	E (GPa)	β (°C ⁻¹)	k_R (W/m °C)	C_P (J/kg °C)	ν
520	178,62	$1,41 \times 10^{-5}$	33,53	680,55	0,27

Tabela 4.2. Resultados da análise de transferência de calor no rotor.

μ_v ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)	ρ_v (kg/m^3)	k_v ($\text{W}/\text{m}\cdot^\circ\text{C}$)	C_{pv} ($\text{kJ}/\text{Kg}\cdot^\circ\text{C}$)	ν_v (m^2/s)	α_v (m^2/s)	Pr	Re	Nu	h_{cr} ($\text{W}/\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$)	T1 (°C)	ΔT (°C)
31,18	54,76	0,089	2,9	57 μ	51 μ	1,02	$2,08 \times 10^8$	$5,8 \times 10^4$	$7,11 \times 10^3$	428	109

Tabela 4.3. Resultados das tensões calculadas nas superfícies externa e interna do rotor.

Posição	σ_r (MPa)	σ_θ (MPa)	σ_z (MPa)	σ_{eq} (MPa)
Superfície interna do rotor (r_1)	0	-191,97	-73,75	167,73
Superfície externa do rotor (r_2)	-16,0	93,50	-1,65	103,07

Tomando por base os resultados numéricos acima, pode-se observar que na superfície interna do rotor tem-se um estado plano de tensões, em que as tensões circunferencial e axial são de natureza compressiva. Por outro lado, na superfície externa do rotor, têm-se um estado triaxial de tensões, no qual apenas a tensão circunferencial é de natureza trativa; as demais são de natureza compressiva. Para fins de avaliação do dano total acumulado por fluência e da fração de vida consumida, foi utilizada a tensão equivalente de von Mises. As Tabelas 4.4, 4.5 e 4.6 apresentam o tempo de ruptura por fluência, a vida remanescente e o dano acumulado por fluência, respectivamente.

Tabela 4.4. Resumo dos resultados obtidos para o tempo de ruptura por fluência.

Método	Tempo de ruptura por fluência (horas)	
	Superfície interna do rotor (r_1)	Superfície externa do rotor (r_2)
Parâmetro de Larson-Miller	$6,473 \times 10^8$	$8,068 \times 10^5$
Parâmetro de Manson-Haferd	$1,085 \times 10^8$	$6,302 \times 10^5$

Tabela 4.5. Resumo dos resultados obtidos para vida remanescente.

Método	Vida remanescente (horas)	
	Superfície interna do rotor (r_1)	Superfície externa do rotor (r_2)
Parâmetro de Larson-Miller	$6,472 \times 10^8$	$6,949 \times 10^5$
Parâmetro de Manson-Haferd	$1,084 \times 10^8$	$5,182 \times 10^5$

Tabela 4.6. Resumo dos resultados obtidos para o dano total acumulado por fluência.

Método	Dano acumulado (%)	
	Superfície interna do rotor (r_1)	Superfície externa do rotor (r_2)
Parâmetro de Larson-Miller	0,017	13,881
Parâmetro de Manson-Haferd	0,103	17,771

É interessante notar que na superfície externa do rotor, região onde o dano por fluência é mais pronunciado, de acordo com os resultados, os valores de vida remanescente e dano acumulado obtidos pelos parâmetros de Larson-Miller e Manson-Haferd apresentaram boa concordância, o que era esperado, em função da similaridade das abordagens adotadas para elaboração destes métodos.

De forma a avaliar os resultados obtidos com o método analítico descrito acima, Cardoso *et al* (CARDOSO *et al*, 2015) realizaram uma análise da estimativa de vida remanescente e dano acumulado, baseada em medições de dureza no campo

para o rotor analisado no presente estudo. Foram utilizados dois métodos encontrados na literatura (GOTO *et al*, 1987, ECCC, 2006). Os valores de dureza foram obtidos de inspeções realizadas no campo e a partir do manual de fabricação do componente.

Como as medições de dureza foram realizadas na superfície externa do rotor, apenas os resultados desta região serão comparados.

A Tabela 4.7 apresenta, de forma resumida, uma comparação entre os resultados de vida remanescente e dano acumulado, obtidos pelo método analítico de Larson-Miller, proposto no presente estudo, e os métodos baseados no ensaio de dureza. Os resultados dos métodos foram comparados com os resultados obtidos pelo parâmetro de Larson-Miller, pois ambos utilizam o mesmo parâmetro para obter o tempo de ruptura por fluência.

Tabela 4.7. Resumo dos resultados de vida remanescente e dano acumulado por fluência, obtidos pelo método analítico e pelos métodos baseados no ensaio de dureza (CARDOSO, 2015).

Método	σ_{eq} (MPa)	Vida Remanescente (horas)	Dano acumulado (%)
Analítico (Larson-Miller)	103,07	$6,949 \times 10^5$	13,88
Dureza 1	---	$2,73 \times 10^5$	29,10
Dureza 2	160,03	$3,04 \times 10^5$	26,95

Os resultados obtidos pelos métodos baseados em ensaios de dureza podem ser considerados coerentes e aplicáveis em situações de campo, sendo úteis para fornecer valores preliminares de dano em um componente.

O método analítico proposto no presente estudo mostrou-se menos conservador que os métodos de dureza. Levando-se em consideração a filosofia adotada no método, é possível considerar que seus resultados são mais precisos que os métodos baseados no ensaio de dureza. Vale ressaltar que um método não invalida o outro e ambos sempre devem ser usados em conjunto.

Do ponto de vista do controle de inspeções e programação de manutenções, o método analítico mostra-se uma ferramenta interessante para tomada de decisões.

4.1.2. Estimativa de Dano Inicial por Fadiga

A partir da monitoração das grandezas de interesse, foi possível identificar dois tipos característicos de transientes no rotor estudado, ambos relacionados às partidas da máquina avaliada no presente estudo.

O primeiro tipo de transiente foi denominado partida fria. Este tipo de carregamento ocorre sempre após a parada da turbina, seja para a manutenção programada ou por qualquer parada de emergência. Foi observado que a temperatura

do vapor varia de 175 a 538°C durante este transiente, num intervalo de aproximadamente 4,0 a 6,0 horas.

O segundo transiente foi denominado partida quente. Este tipo de carregamento ocorre sempre após a mudança de carga da usina, ou seja, alteração da quantidade de energia gerada, ou após falhas ou erros detectados na operação, mas que podem ser corrigidos sem a necessidade da parada completa da máquina. As partidas a quente ocorrem a partir de 350°C e a temperatura final do vapor também é 538°C, variando entre 1,5 a 3,0 horas para sua conclusão.

As Figuras 4.1 (a) e (b) apresentam as variações das grandezas de operação utilizadas nos códigos desenvolvidos para cada um dos transientes definidos anteriormente. Os dados foram coletados a partir de análises preliminares no banco de dados do sistema TURBODIAG-SOMA.

Além das grandezas de operação durante os transientes, as propriedades mecânicas do material de estudo devem ser utilizadas como dados de entrada para os modelos das abordagens desenvolvidas, conforme mencionado no item 3.2.

Na Tabela 4.8, podem-se observar os valores de danos de fadiga termomecânica estimados para cada um dos tipos de partida da turbina. Uma vez definidos os transientes, executou-se o algoritmo de fadiga para obtenção do dano de fadiga proveniente de cada um dos transientes. Posteriormente, multiplicou-se o valor obtido pelo número de vezes que cada transiente havia ocorrido até o momento em que a análise foi realizada.

Tabela 4.8. Resumo dos resultados obtidos para o dano total acumulado por fadiga termomecânica para o rotor de alta pressão.

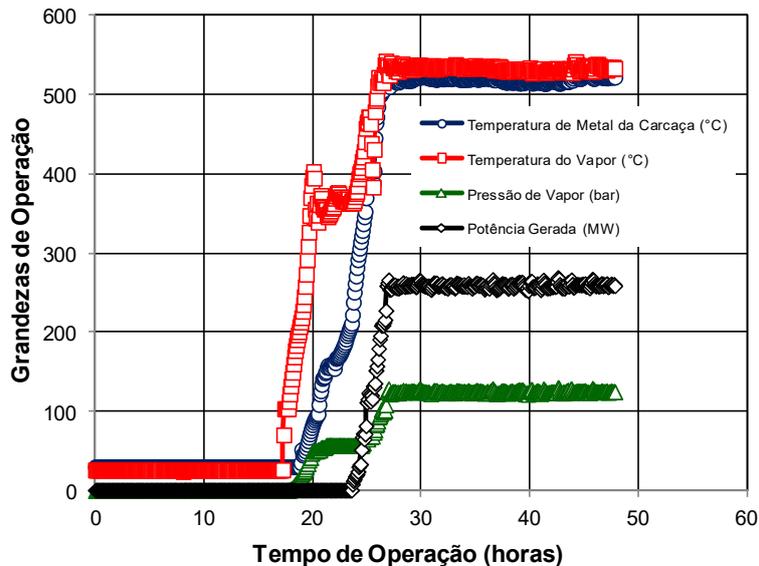
Tipo de transiente	Número de Ciclos	$\Delta \epsilon_t$ (%)	Vida Remanescente (Ciclos)		Para 1 Ciclo		D _F (%) Acumulado		Total	
			AI*	AII**	AI*	AII**	AI	AII	AI	AII
Partida Fria	102	0,483	6317	2057	0,016	0,046	1,728	4,968	7,59	9,37
Partida Quente	218	0,505	4813	3470	0,027	0,020	5,866	4,360		

* Abordagem I para avaliação do número de ciclos até a ruptura e da evolução do dano

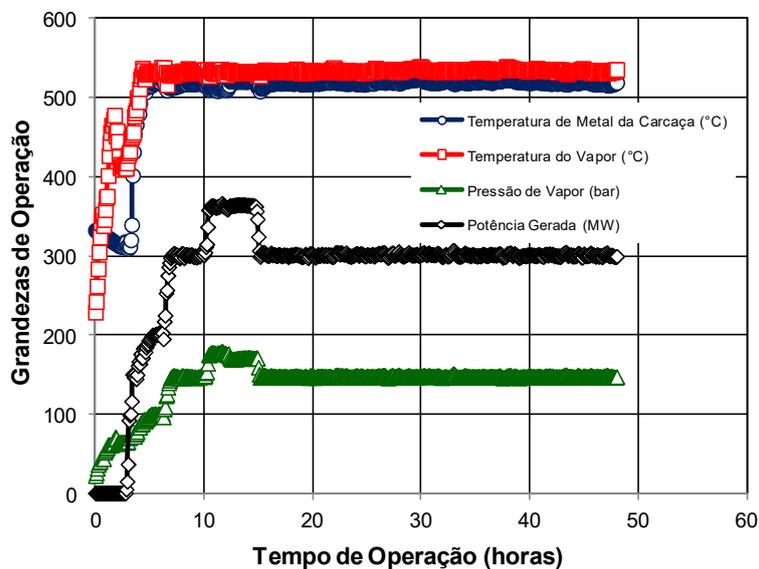
** Abordagem II para avaliação do número de ciclos até a ruptura e da evolução do dano

De acordo com a Tabela 4.8, é possível notar que, na abordagem I, o dano oriundo da partida quente é mais severo do que o da partida fria. Comportamento contrário é observado ao se avaliar os danos de fadiga obtidos pela abordagem II, onde nota-se que o dano é maior na partida a frio do que na partida a quente. O comportamento observado pela abordagem 2 era o esperado em razão da variação de temperatura do vapor ser mais elevada na partida fria. Essa informação está de acordo com a literatura (LEYZEROVICH, 2008).

Apesar da maior severidade esperada para partida a frio, ela ocorre com menos frequência do que a partida a quente e, por esse motivo, durante um período de tempo pré-estabelecido, o dano total acumulado por fadiga associado às partidas quentes tende a ser maior do que o dano por fadiga associado às partidas frias. No caso do presente estudo, esse efeito foi mais pronunciado ao se utilizar a abordagem I, conforme pode ser observado na Tabela 4.8.



(a)



(b)

Figura 4.1. Variação das grandezas de operação nos transientes definidos para o presente estudo: (a) partida fria; (b) partida quente.

A razão para diferença nos valores obtidos pelas abordagens pode estar relacionada à curva de resistência à fadiga utilizada para estimar o número de ciclos

até a ruptura do material. Na abordagem I, optou-se por escolher uma curva de resistência obtida de um ensaio de fadiga termomecânica, condição mais próxima da solicitação real do rotor. Por outro lado, na abordagem II, que utiliza as curvas de desgaste cíclico da turbina, sabe-se que essas curvas foram elaboradas utilizando resultados de ensaios de fadiga isotérmica até a iniciação de trincas no material (TIMO, 1969).

O dano acumulado de fadiga obtido pela abordagem II mostrou-se mais severo do que o calculado pela abordagem I. Esse resultado mostra-se interessante, pois indica que estimativas de dano de fadiga obtidas de métodos que não levem o efeito dos gradientes térmicos nos ensaios, podem levar a resultados mais conservadores, dessa forma, superestimando a severidade da fadiga termomecânica nas turbinas.

4.1.3. Estimativa de Dano Inicial Total

Na Tabela 4.9 são apresentados os valores obtidos para os danos máximos iniciais por fluência, D_C , e fadiga termomecânica, D_F , levando-se sem consideração as informações apresentadas anteriormente.

Pode-se observar que as abordagens para estimar o dano por fluência fornecem resultados semelhantes para o acréscimo de dano por fluência. Os valores de dano por fadiga termomecânica indicados na Tabela 4.8 foram obtidos com a primeira abordagem, por esta ser a mais severa.

Tabela 4.9. Resumo dos resultados obtidos para o dano total por fluência e fadiga termomecânica para o rotor de alta pressão.

D_C (%)	D_F (%) ³	$D_T = D_C + D_F$ (%)
13,88 ¹	9,37	23,25
17,77 ²	9,37	27,14

1 Abordagem via parâmetro de Larson-Miller para avaliação do tempo de ruptura e da evolução do dano

2 Abordagem via parâmetro de Manson-Haferd para avaliação do tempo de ruptura e da evolução do dano

3 Abordagem II para avaliação do número de ciclos até a iniciação de trincas e da evolução do dano

A Figura 4.2 apresenta o diagrama de acúmulo de dano indicando a posição do par ordenado (D_C, D_F) para os valores máximos de dano inicial por fluência, obtido pelo parâmetro de Manson-Haferd e do dano por fadiga, obtido pela abordagem II.

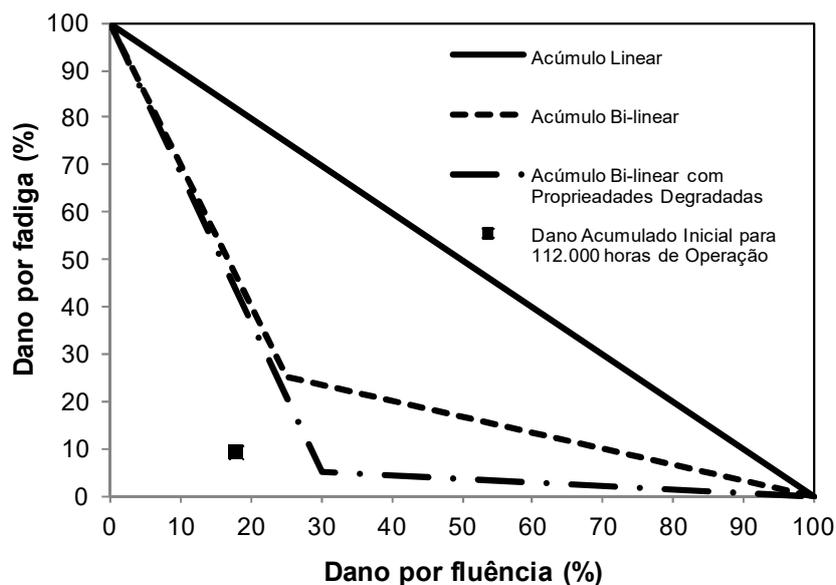


Figura 4.2. Diagrama D_C versus D_F com o valor de dano inicial máximo estimado para a turbina avaliada no presente estudo com 112.000 horas de operação.

4.2. INTEGRAÇÃO DOS ALGORITMOS COM O SISTEMA TURBODIAG-SOMA

Após o desenvolvimento dos algoritmos para os cálculos de dano e vida remanescente por fluência e fadiga termomecânica, desenvolvidos no decorrer do presente estudo e apresentados anteriormente, os mesmos foram integrados ao sistema de monitoramento TURBODIAG-SOMA, instalado em uma usina termelétrica brasileira.

Nesta seção, são apresentados resultados obtidos com o sistema TURBODIAG-SOMA para o dano total acumulado e para a vida remanescente do rotor de alta pressão avaliado no presente estudo. Os resultados apresentados foram extraídos da interface gráfica do programa TURBODIAG-SOMA.

A Figura 4.3 apresenta a tela histórico, onde é possível acompanhar em tempo real o histórico das gradezas de processo de diferentes componentes da planta, como por exemplo, a temperatura de metal da carcaça interna do rotor. As grandezas podem ser exportadas do sistema para planilhas Excel®.

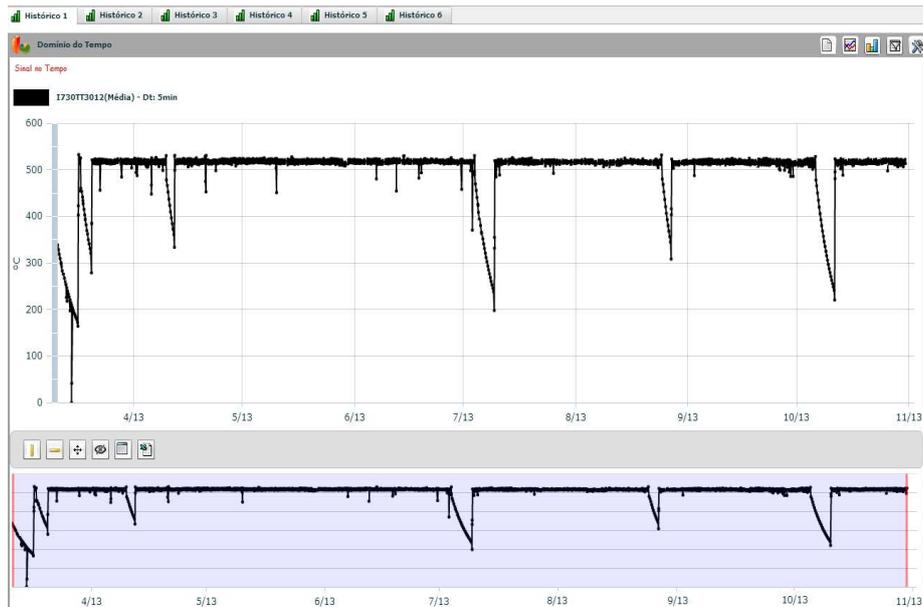


Figura 4.3. Interface gráfica da tela histórico do sistema TURBODIAG-SOMA apresentando o comportamento da tempera de metal da carcaça interna do rotor.

As Figuras 4.4 e 4.5 apresentam os resultados da evolução do dano por fluência e fadiga termomecânica, respectivamente, para o rotor de alta pressão, para um período de monitoramento de aproximadamente 17.000 horas de operação (dois anos). A avaliação dos danos por fluência e fadiga termomecânica no rotor de alta pressão pode ser feita através de duas abordagens distintas, conforme descrito anteriormente.



Figura 4.4. Evolução temporal do dano por fluência, calculado pelos métodos de Larson-Miller e Manson-Haferd na interface gráfica do sistema TURBODIAG-SOMA.

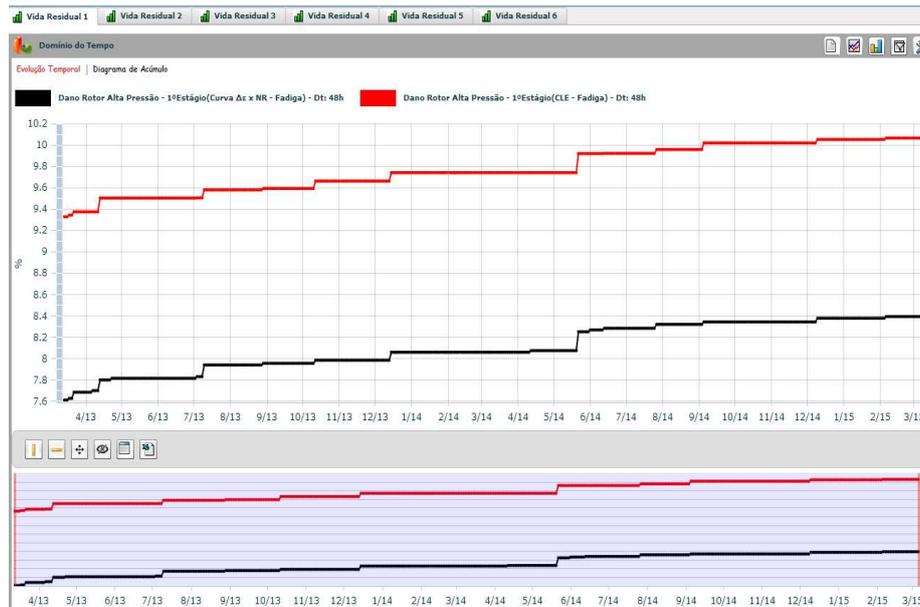


Figura 4.5. Evolução temporal do dano por fadiga termomecânica, calculado pelas abordagens I e II na interface gráfica do sistema TURBODIAG-SOMA.

A Figura 4.6 apresenta a evolução do dano total calculado no componente. Esse resultado é proveniente da soma do valor máximo de dano por fluência com o valor máximo de dano por fadiga termomecânica obtidos em cada intervalo de análise.

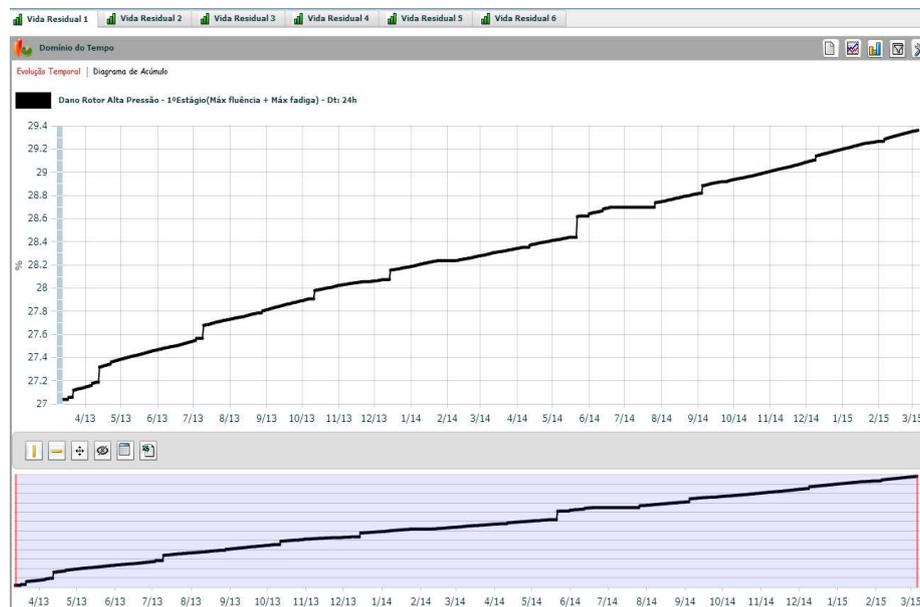


Figura 4.7. Evolução temporal do dano total acumulado por fluência e fadiga termomecânica para o rotor de alta pressão na interface gráfica do sistema TURBODIAG-SOMA.

Na Figura 4.8, apresenta-se o diagrama de dano no qual é possível identificar os três envelopes de dano mencionados na seção 3.2.4 e a evolução do par-ordenado $(D_C(Q), D_F(Q))$ para o período de análise selecionado. A evolução ou trajetória do par-

ordenado ($D_C(Q), D_F(Q)$) pode ser visualizada no diagrama de dano da Figura 4.8. Com base no resultado indicado na Figura 4.8 pode-se concluir que o rotor de alta pressão avaliado no presente estudo ainda está afastado da região de operação insegura.



Figura 4.8. Evolução do dano total acumulado por fluência e fadiga termomecânica para o rotor de alta pressão representada no diagrama de acúmulo de dano na interface gráfica do sistema TURBODIAG-SOMA.

Utilizando a exportação de dados do sistema TURBODIAG-SOMA foi possível realizar um pós-processamento dos resultados fornecidos para uma melhor compreensão da integração dos algoritmos e avaliação da natureza da operação da turbina.

A Figura 4.9 apresenta um gráfico contendo a evolução temporal da temperatura de metal da carcaça interna do rotor de alta pressão, região mais próxima ao primeiro estágio do rotor de alta pressão, no primeiro eixo vertical, e no segundo eixo vertical, a evolução temporal do dano máximo acumulado por fluência e fadiga termomecânica. É possível notar que nos períodos em que a turbina está operando em base, ou seja, com uma temperatura de metal por volta de 520°C , o mecanismo de dano por fluência atua no componente, nota-se uma evolução linear do dano nesses períodos. Por outro lado, nos períodos onde há um transiente de temperatura, referente às partidas da máquina, onde o mecanismo de fadiga atua, são identificados saltos significativos na evolução do dano, indicando a severidade do dano por fadiga.

Os resultados obtidos mostram-se coerentes com o esperado e apontam a robustez da integração dos algoritmos desenvolvidos junto ao sistema de monitoramento.

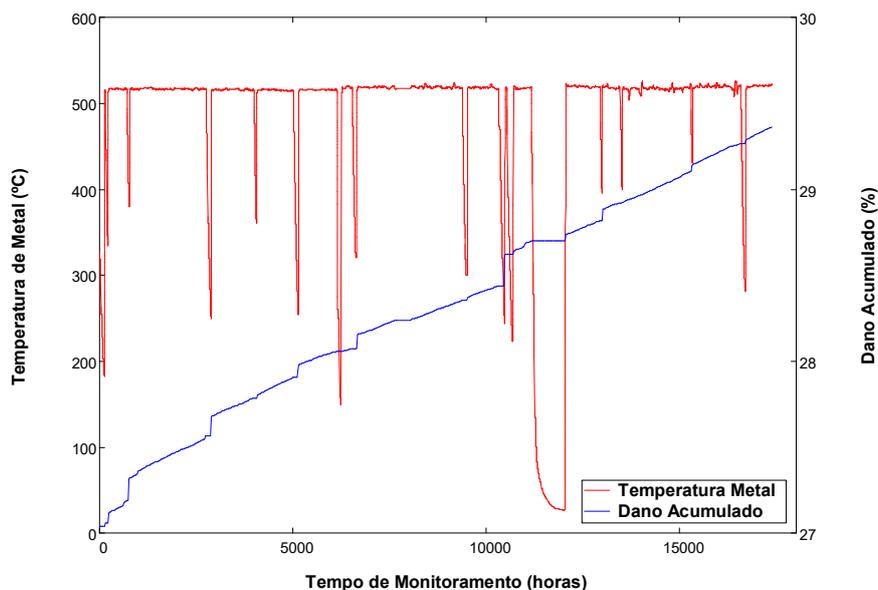


Figura 4.9. Evolução temporal da temperatura de metal da carcaça interna de alta pressão e do dano total acumulado por fluência e fadiga termomecânica para o rotor de alta pressão. Nota-se uma clara relação entre as regiões onde atuam os mecanismos de dano por fluência (evolução linear) e fadiga (saltos). Resultados obtidos a partir do pós-processamento das grandezas exportadas pelo sistema TURBODIAG-SOMA

Ao se considerar o tempo de operação ao invés do tempo de monitoramento da unidade, é possível estimar a vida remanescente através de um ajuste linear da evolução do dano no tempo. A Figura 4.10 apresenta o ajuste obtido no presente estudo. A vida remanescente pode ser calculada considerando-se o valor de dano (y) igual a 100%. O valor da vida remanescente para a função de evolução do dano acumulado foi de 871.150 horas.

Considerando o fato que os algoritmos foram elaborados para funcionarem recebendo dados periódicos do sistema de supervisão de uma usina, e que os mesmos disponibilizam seus dados para apresentação visual no mesmo sistema ou em qualquer outra ferramenta de interesse, conforme apresentado nas figuras anteriores, pode-se considerar que os mesmos atenderam a demanda atual do sistema elétrico brasileiro, que não possui uma ferramenta computacional de diagnóstico para avaliação do mecanismo de dano por fluência em rotores de turbinas a vapor.

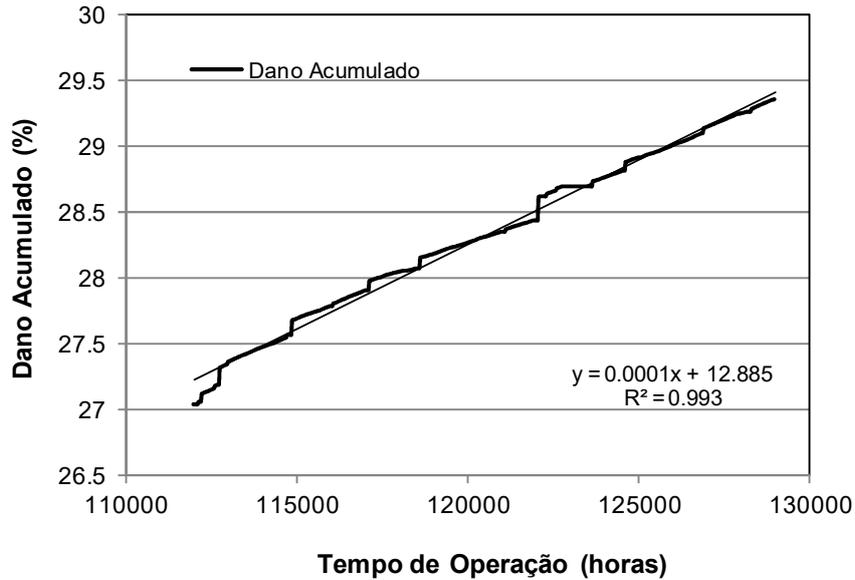


Figura 4.10. Ajuste linear aplicado à evolução do dano acumulado considerando o tempo de operação da unidade avaliada no presente estudo. A partir do ajuste linear obtido, é possível estimar a vida remanescente do componente considerando-se o dano acumulado igual a 100%.

4.3. ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DOS PARÂMETROS DE RESISTÊNCIA À FLUÊNCIA E FADIGA

4.3.1. Análise de Sensibilidade Pontual

Para a análise de sensibilidade pontual, foram utilizadas as curvas obtidas por ajustes de minimização com intervalos de confiança de 95%. Para valores de tensão na casa de 100-200MPa, que são os valores de tensão equivalente obtidos geralmente nos rotores de turbinas a vapor de usinas termelétricas subcríticas, os valores do parâmetro de Larson-Miller variaram entre 2-3%, uma variação relativamente baixa. No entanto, a sensibilidade calculada para os valores obtidos de tempo de ruptura e do dano por fluência foi de 166%.

No caso do parâmetro de Manson-Haferd, foi identificada uma variação entre 7-8% nos valores do parâmetro ao se trabalhar na faixa de tensões mencionadas anteriormente. No entanto, a sensibilidade calculada para os valores obtidos de tempo de ruptura e do dano por fluência foi de 256%.

As propriedades características de altas temperaturas podem apresentar dispersão considerável, sendo bastante comum a obtenção de resultados diferentes com corpos de prova do mesmo material, retirados de fornadas distintas, ou até mesmo com corpos de prova retirados de barras diferentes da mesma fornada. As propriedades de fluência dos aços são particularmente sujeitas a variações, as quais

se relacionam de maneira complexa com a composição química, mesmo com pequenas alterações dentro dos limites especificados por normas, diferenças no tratamento térmico e outras variáveis dos processos que podem levar diferenças microestruturais em diferentes amostras (DIETER,1988), (MANSON e HALFORD, 2009).

A mesma análise realizada para as curvas de resistência à fadiga termomecânica indicou uma sensibilidade variando em torno de 370-660% nos valores de vida remanescente e dano, para o intervalo de amplitudes de deformação variando entre 0,3 a 0,7%, que são os valores de amplitude de deformação obtidos geralmente nos rotores de turbinas a vapor de usinas termelétricas subcríticas.

De acordo com a literatura (ASM, 1996) existe uma elevada incerteza nos resultados provenientes de ensaios de fadiga. Mesmo em condições controladas de laboratório, com amostras preparadas cuidadosamente e com mesmo tipo de carregamento, o tempo de ruptura das amostras pode variar significativamente.

A análise estatística dos dados experimentais de fadiga e as razões da variação dos resultados dos ensaios de fadiga têm sido objeto de vários trabalhos (ASM, 1996). Uma vez que a vida em fadiga e o limite de fadiga são quantidades estatísticas, deve ser esperado que ocorra um desvio considerável de uma curva média levantada com apenas alguns poucos corpos de prova. É necessário que se raciocine em termos da probabilidade de um corpo de prova atingir uma vida a uma dada tensão ou deformação, ou da probabilidade de ocorrer fratura a uma dada tensão ou deformação nas vizinhanças do limite de fadiga. Para fazer isto, é necessário o ensaio de um número muito maior de corpos de prova do que anteriormente realizado, pois desta forma, torna-se possível a determinação dos parâmetros estatísticos necessários para a estimativa destas probabilidades. Para o caso de ensaios de fadiga termomecânica em aços de rotores de turbinas a vapor, há uma escassez de dados na literatura que impedem uma análise mais apropriada das propriedades de fadiga do referido material.

Os valores elevados de sensibilidade indicam que todos os modelos adotados para estimativa de vida remanescente e dano acumulado apresentam uma baixa robustez, pois pequenas perturbações nos valores obtidos das curvas podem gerar resultados com diferenças significativas. Essa elevada sensibilidade está de certa forma relacionada às variações microestruturais que são inerentes aos diferentes processos de fabricação dos materiais. Esse aspecto é encontrado tanto nas propriedades de resistência à fluência e fadiga devida a elevada dispersão dos resultados para avaliação de ambos os fenômenos.

4.3.2. Avaliação das Diferentes Curvas de Resistência no Sistema de Monitoramento

Com o intuito de se avaliar o efeito da escolha das diferentes curvas obtidas pelos ajustes estatísticos, as curvas médias, máximas e mínimas de cada um dos parâmetros de fluência, assim como as curvas de resistência a fadiga foram inseridas nos algoritmos e posteriormente realizou-se a integração dos algoritmos com o banco de dados do sistema TURBODIAG-SOMA.

Na Tabela 4.10 são apresentados os valores obtidos para os danos totais iniciais por fluência, D_C , e fadiga termomecânica, D_F , levando-se sem consideração as diferentes curvas dos parâmetros de resistência à fluência e curvas de resistência a fadiga obtidas pelos ajustes numéricos.

Tabela 4.10. Danos totais iniciais por fluência e fadiga termomecânica para o rotor de alta pressão utilizando as diferentes curvas obtidas pelos ajustes dos parâmetros de resistência à fluência e curva de resistência à fadiga.

Curvas Utilizadas	D_C (%) ¹	D_F (%) ²	$D_T = D_C + D_F$ (%)
Curvas Médias	17,77	9,37	27,14
Curvas Mínimas ³	29,58	18,45	48,03
Curvas Máximas ⁴	6,496	2,02	8,52

1 Abordagem via parâmetro de Manson-Haferd para avaliação do tempo de ruptura e da evolução do dano, Tabela 4.13

2 Abordagem II para avaliação do número de ciclos até a iniciação de trincas e da evolução do dano, Tabela 4.13.

3 Curvas que apresentam os valores mínimos de resistência à fluência e fadiga termomecânica.

4 Curvas que apresentam os valores máximos de resistência à fluência e fadiga termomecânica.

A diferença relativa, ou sensibilidade, entre os valores de dano inicial acumulado, calculado pelas diferentes curvas, foi de 155,81%. Um valor elevado, porém, já esperado, visto os resultados obtidos pela análise de sensibilidade pontual realizada anteriormente.

A Figura 4.11 apresenta o diagrama de acúmulo de dano indicando a posição do par ordenado (D_C, D_F) para os valores máximos de dano inicial por fluência e fadiga, obtidos com as curvas utilizadas nos ajustes numéricos dos pontos experimentais de resistência à fluência e fadiga para o aço 1CrMoV.

A análise da Figura 4.11 mostra que, ao se utilizar as curvas mínimas o componente já estaria fora da região considerada segura para operação. Essa informação dever ser reforçada em conjunto com uma série de ensaios não destrutivos, para se obter a garantia da integridade do componente.

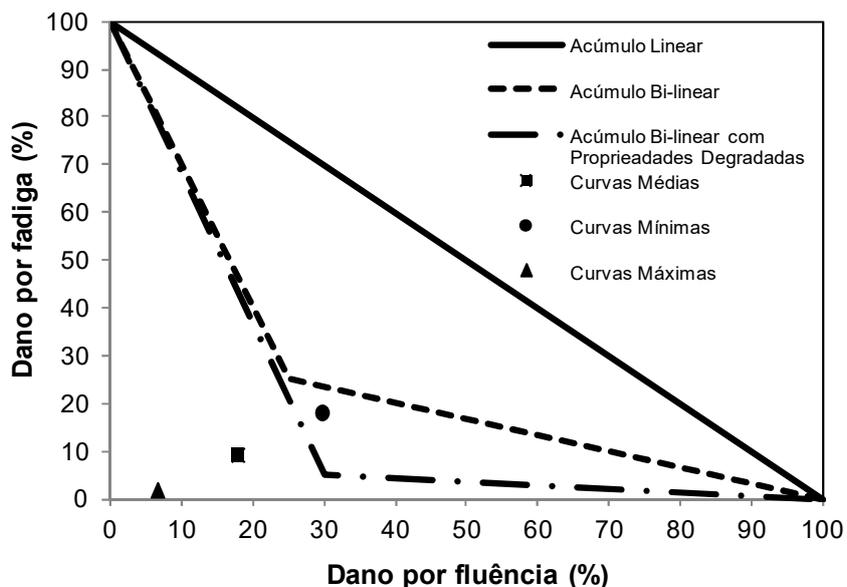


Figura 4.11. Diagrama D_C versus D_F com os valores de dano iniciais totais estimados a partir das curvas obtidas pelos ajustes numéricos dos pontos experimentais de resistência à fluência e fadiga para a turbina avaliada no presente estudo com 112.000 horas de operação.

A Figura 4.12 apresenta a evolução do dano acumulado ao se utilizar as diferentes curvas mencionadas acima. Os ajustes lineares de cada uma das curvas são apresentados na figura, e dessa forma, pôde-se estimar a vida remanescente ao se utilizar as diferentes curvas obtidas pelos ajustes numéricos.

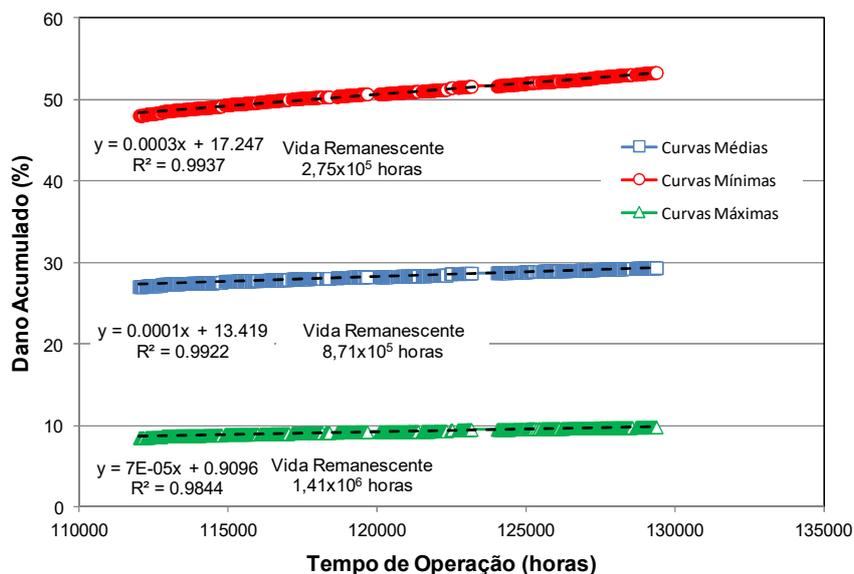


Figura 4.12. Ajustes lineares aplicados às evoluções do dano máximo acumulado utilizando as diferentes curvas obtidas pelos ajustes numéricos dos pontos experimentais de resistência à fluência e fadiga.

Apesar da elevada sensibilidade dos modelos mais tradicionalmente utilizados nas avaliações de integridade, foi possível estimar, com 95% de confiança, uma vida remanescente de, no mínimo, 275.000 horas, um valor representativo para as condições operacionais das turbinas a vapor de plantas termelétricas.

CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES

O presente estudo resultou nas seguintes conclusões:

1. O sistema desenvolvido baseado nas grandezas de operação medidas em campo para estimar a vida de rotores de turbinas a vapor submetidos aos mecanismos de dano por fluência e fadiga termomecânica mede o acúmulo de dano referente ao período de tempo determinado dentro do arquivo de entrada de dados. As informações de saída são disponibilizadas na interface gráfica da plataforma TURBODIAG-SOMA por meio de gráficos de evolução do dano por fluência (D_C) e fadiga termomecânica (D_F) ao longo do tempo e por meio do diagrama D_F versus D_C . Neste diagrama, o par ordenado (D_C , D_F) representa um ponto e é possível visualizar a trajetória deste ponto em direção em relação a regiões de operação insegura.
2. Pode-se considerar que a ferramenta desenvolvida no presente estudo atende a demanda atual do sistema elétrico brasileiro, que não possui uma ferramenta computacional de diagnóstico para avaliação do mecanismo de dano por fluência em rotores de turbinas a vapor.
3. Apesar da elevada sensibilidade dos modelos mais tradicionalmente utilizados nas avaliações de integridade, foi possível estimar, com 95% de confiança, uma vida remanescente de, no mínimo, 275.000 horas, um valor representativo para as condições operacionais das turbinas a vapor de plantas termelétricas.
4. De posse dos valores de dano obtidos para o período de análise desejado, pode-se estimar a vida remanescente através da aplicação direta das regras de acúmulo de Robinson, para o mecanismo de dano por fluência, e Pamgren-Miner, para o mecanismo de dano por fadiga.

SUGESTÕES PARA PESQUISAS FUTURAS

A partir dos resultados e análises do presente trabalho, são apresentadas algumas sugestões e recomendações que podem ser úteis para eventuais estudos sobre o tema abordado.

Sugere-se a realização de ensaios de fadiga termomecânica com amplitudes de deformação e temperatura obtidas das condições de operação do rotor analisado no presente estudo. Dessa forma, seria utilizada uma curva de resistência à fadiga termomecânica que levaria em consideração às reais condições de operação do equipamento avaliado.

Recomenda-se um estudo para avaliar os pontos críticos de concentração de tensões para os mecanismos de dano por fluência e fadiga termomecânica, assim como a aplicação de um fator de correção nos algoritmos desenvolvidos para avaliar a vida remanescente e o dano acumulado em regiões críticas do componente.

Sugere-se a aplicação de regras de acúmulo de dano não lineares e posterior comparação dos resultados obtidos com os resultados provenientes da regra de acúmulo linear apresentada no presente estudo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABE, F., "Introduction". In: Abe, F., Torsten-Ulf, K., Viswanathan, R. (eds), *Creep-resistant Steels*, chapter 1, Cambridge, Woodhead Publishing, 2008.

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, Aneel, Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/operacaocapacidadebrasil.asp>. Acesso em: 25/08/13.

AMERICAN SOCIETY FOR METALS, ASM, *Fatigue and Fracture*, ASM Handbook, v. 19, Ohio, ASM International, 1996.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING MATERIALS – ASTM, 2004, E 2368: Standard Practice for Strain Controlled Thermomechanical Fatigue Testing. West Conshohocken, PA, Estados Unidos.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING MATERIALS – ASTM, 2005, A 470: Standard Specification for Vacuum-Treated Carbon and Alloy Steel Forgings for Turbine Rotors and Shafts. West Conshohocken, PA, Estados Unidos.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING MATERIALS – ASTM, 2005, E 21: Standard Test Methods for Elevated Temperature Tension Tests of Metallic Materials. West Conshohocken, PA, Estados Unidos.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING MATERIALS – ASTM, 2006, E 139: Standard Test Methods for Conducting Creep, Creep-Rupture, and Stress-Rupture Tests of Metallic Materials. West Conshohocken, PA, Estados Unidos.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING MATERIALS – ASTM, 2007, A 356: Standard Specification for Steel Castings, Carbon, Low Alloy, and Stainless Steel, Heavy-Walled for Steam Turbines. West Conshohocken, PA, Estados Unidos.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING MATERIALS – ASTM, 2009, E 8: Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials. West Conshohocken, PA, Estados Unidos.

BANASZKIEWICZ, M., "Multilevel Approach to Lifetime Assessment of Steam Turbine", *International Journal of Fatigue*, n. 73, pp. 39-47, 2015.

BINDA L., *Advanced Creep Damage and Deformation Assessment of Materials Subject to Steady and Cyclic Loading Conditions at High Temperatures*, D.Sc. Thesis, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Zurich, 2010.

BINDA, L., HOLDSWORTH, S.R., MAZZA, E., "The exhaustion of creep ductility in 1CrMoV steel", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, n. 87, pp. 319-325, 2010.

CARDOSO, B. R., MATT, C. F. T., Furtado, H. C., De Almeida, L. H., "Creep Damage Evaluation in High-Pressure Rotor Based on Hardness Measurement". *Journal of Materials Engineering and Performance*, v. 24, p. 2784-2791, 2015.

CHRIST, H-J., "Is Thermomechanical Fatigue Life Predictable?" *6th International Conference on Creep, Fatigue and Creep-Fatigue Interaction, Procedia Engineering*, n 55, pp. 181-190, 2013.

COLOMBO, F., MAZZA, E., HOLDSWORTH, S. R., SKELTON R. P., "Thermo-Mechanical Fatigue Tests on Uniaxial and Component-like 1CrMoV Rotor Steel Specimens", *International Journal of Fatigue*, v. 30, pp. 241-248, 2008.

COLOMBO, F., *Service-like Thermo-mechanical Fatigue Characteristics of 1CrMoV Rotor Steel*, D.Sc. Thesis, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Zurich, 2007.

DIETER, G.E., *Metalurgia Mecânica*, Guanabara Koogan, 1988.

EUROPEAN CREEP COLLABORATIVE COMMITTEE, ECCC, *Residual life assessment and microstructure*, ECCC Recommendations Volume 6, August 2005.

ELECTRIC POWER RESEARCH CENTER, *Damage to Power Plants Due to Cycling*, EPRI, Palo Alto, CA: 2001. 1001507.

ELECTRIC POWER RESEARCH CENTER, *Technology Innovation: Creep-Fatigue Damage Accumulation and Interaction Diagram Based on Metallographic Interpretation of Mechanisms*, EPRI, Palo Alto, CA. 2007. 1014837.

ELLISON, E.G., AI-ZAMILY A., "Stress Response Under Thermal-Mechanical Strain Cycling for a 1 CrMoV Steel and Two 316 Steels", *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, v. 17, n. 1, pp. 39-51, 1994.

EUROPEAN CREEP COLLABORATIVE COMMITTEE, ECCC, *Residual life assessment and microstructure*. In: ECCC Recommendations Volume 6, August 2005.

FASSÒ, A., PERRI, P. F., "Sensitivity Analysis". In: EL-SHAARAWI, A. H., PIEGORSCH, W. W. (eds), *Encyclopedia of Environmetrics*, John Wiley & Sons, 2002.

GOTO, T., KADOYA, Y., TAKIGAWA, T., KAWAMOTO, K., "An NDE System for the Detection of Early Damage in High-Temperature Rotors". In: BUSSIÈRE, J. F., MONCHALIN, J. P., RUUD, C. O., GREEN JR., R. E. (eds), *Nondestructive Characterization of Materials II*, chapter V, Springer US, 1987.

HOLDSWORTH, S. R., "Creep-fatigue Properties of High Temperature Turbine Steels", *Materials at High Temperatures*, v. 18, n.4, pp. 261-265, 2001.

HOLDSWORTH, S.R., MAZZA, E., BINDA, L., RIPAMONTI L., "Development of Thermal Fatigue Damage in 1CrMoV Rotor Steel", *Nuclear Engineering and Design*, v. 237, pp. 2292-2301, 2007.

HYDE, C.J., SUNA, W., LEEN, S.B., "Cyclic Thermo-mechanical Material Modelling and Testing of 316 Stainless Steel", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, n. 87, pp. 365-372, 2010.

Japan Coal Energy Center, JCOAL, *Asean Clean Coal Technology (CCT) Handbook for Power Plant*, disponível em: <http://www.jcoal.or.jp/eng/news/2014/10/asean-clean-coal-technology-cct-handbook-2014.html>. Acesso em: 10/01/2017.

JING, J. P., SUN, Y., XIA, S. B. E FENG, G. T., "A Continuum Damage Mechanics Model on Low Cycle Fatigue Life Assessment of Steam Turbine Rotor", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, v. 78, pp. 59-64, 2001.

KEATLEY, P., SHIBLI, A., HEWITT, N. J., "Estimating Power Plant Start Costs in Cyclic Operation" *Applied Energy*, v. 111, pp. 550-557, 2013.

KRAMER, L. D., RANDOLPH, D., "Analysis of TVA Gallatin No. 2 Rotor Burst Part 1 - Metallurgical Considerations". In: *Proceedings of the ASME-MPC Symposium on Creep-Fatigue Interaction*, pp. 1-24, 1976.

KUWABARA, K., NITTA, A., KITAMURA, T., "Thermal Fatigue Strength of High-Temperature Structural Materials for Power Plant" *Journal of the Society of Materials Science, Japan*, v. 32, n. 356, pp. 570-576, 1983.

LARSON, F.R. E MILLER, J., "A Time-Temperature Relationship for Rupture and Creep Stress", *Transactions of ASME*, v. 74, pp. 765-775, 1952.

LEYZEROVICH, A.S., *Steam Turbines for Modern Fossil-Fuel Power Plants*, Fairmont Press, 2008.

LOGAN, E., ROY, R., *Handbook of Turbomachinery*, 2 ed. New York, Marcel Dekker, 2003.

MANSON, S. S., HALFORD, G. R., *Fatigue and Durability of Metals at High Temperatures*, ASMI International, 2009.

MANSON, S. S., HAFERD, A. M., "A Linear Time-Temperature Relation for Extrapolation of Creep and Stress-Rupture Data", NACA Technical Note 2890, 1953.

MINER, M. A., "Cumulative Damage in Fatigue", *Journal of Applied Mechanics*, v. 12, pp. A159-A164, 1945.

MITROVIĆ, D., ŽIVKOVIĆ, D., "Estimated Consumption of Working Life of high Pressure Steam Turbine Rotor in Stationary Work", *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*, v. 1, n.8, pp 1083-1090, 2001.

MONTGOMERY, D.C., RUNGER, G.C., *Applied Statistics and Probability for Engineers*, John Wiley & Sons, 2003.

NATIONAL INSTITUTE FOR MATERIALS SCIENCE, NIMS, *Creep Datasheets*, disponível em: http://smds.nims.go.jp/creep/index_en.html. Acesso em: 15/05/13.

RAO, K.B.S., "Complexities in Fatigue of Engineering Materials at Elevated Temperatures", *Transactions of the Indian Institute of Metals*, v. 57, pp 537-577, 2004.

ROBINSON, E. L., "Effect of Temperature Variation on the Long-time Rupture Strength of Steels", *Transactions of ASME*, v. 74, pp. 777-781, 1952.

TIMO, D. P., "Designing Turbine Components for Low Cycle Fatigue", In: LITTLER, D. J. (ed), *Thermal Stresses and Thermal Fatigue*, Session IV, pp. 453-469, Butterworths, 1969.

SAITO, K., SAKUMA, A. E FUKUDA, M., "Recent Life Assessment Technology for Existing Steam Turbines", *JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering*, v. 49, n. 2, pp. 192-197, 2006.

VISWANATHAN, R., *Damage Mechanisms and Life Assessment of High-Temperature Components*, 2 ed. New York, ASM International, 1993.

YAGI, K., "1Cr-1Mo-V Steel". In: YAGI K., MERCKLING G., KERN T.-U., IRIE H., WARLIMONT H. (eds), *Creep Properties of Heat Resistant Steels and Superalloys*, chapter 2.2.6, Berlin, Springer-Verlag, 2004.

ZHAO, N., WANG, W., JIANG, J., LIU, Y., "Study of Creep-Fatigue Behavior in a 1000 MW Rotor Using a Phenomenological Lifetime Model" *Journal of Mechanical Science and Technology*, v. 31, n. 2, pp. 605-614, 2017.