LARISSA MITIE IHARA

Caracterização de fratura por fadiga em componentes mecânicos

São Paulo

2018

LARISSA MITIE IHARA

Caracterização de fratura por fadiga em componentes mecânicos

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Ciências

São Paulo
2018

LARISSA MITIE IHARA

Caracterização de fratura por fadiga em componentes mecânicos

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Ciências

Área de concentração: 3151 – Engenharia
Mecânica de Projeto e Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Deniol Katsuki
Tanaka

São Paulo
2018

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, _____ de _____ de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Ihara, Larissa Mitie

Caracterização de fratura por fadiga em componentes mecânicos / L. M. Ihara -- versão corr. -- São Paulo, 2018.
150 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Fadiga I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Agradecimentos

Em primeiro lugar, sou grata aos meus pais, Vânia e Fred, a quem devo eternamente e tanto. Eu só posso retribuir tudo que vocês sempre dedicaram a mim sendo tudo que vocês sempre acreditaram que eu poderia ser.

Eu compartilho meus pais maravilhosos com minhas duas irmãs, Mariane e Yumi. Obrigado por todas as lições, o amor, a companhia e o apoio inabalável.

Obrigada a todos os meus amigos, de cada fase diferente da minha vida. Vocês todos são parte valiosa de quem eu sou, e sou feliz por ter conhecido cada um de vocês.

Obrigada à brilhante equipe do Laboratório de Fenômenos de Superfície – Professores, pesquisadores, alunos e técnicos. Ao meu orientador Prof. Dr. Deniol Tanaka, por sua dedicação para me ensinar sempre e cada vez mais me fascinar pela análise de falha. Aos Professores Amilton Sinatora, Roberto Martins, Rodrigo Stoeterau e Izabel Machado, por todo o incansável trabalho que faz do LFS uma excelente experiência profissional e pessoal.

Pela colaboração, companheirismo e amizade, aos colegas do LFS: Carlos Ramires, Alexander Zuleta, Ana Júlia Tertuliano, Arnaldo Lima, Caio Pereira, Cassiano Bernardes, Cassio Junqueira, Eleir Bortoleto, Fábio Nascimento, Felipe Carneiro, Francisco Profito, Guido Boide, Gustavo Siebert, Gustavo Tressia, Iramar Tertuliano, Jimmy Penagos, Juan Pereira, Leonardo Thiodoro, Luiz Franco, Luiz Lima, Marcos Ara, Michel Cano, Murilo Garcia, Newton Fukumasu, Pablo Correa, Paulo Machado, Pedro Tayer, Rafael Melchior, Rafael Nobre, Rafael Obara, Raphael Oliveira, Roberto Oliveira, Rodnei Santos, Sebastian Acero, Tiago Cousseau, Vanessa Seriacopi.

Por último, mas o mais importante, serei eternamente grata ao inesquecível Skip, à Solita e ao Immortal – minha fonte infinita de alegria.

Action expresses priorities.

- Mahatma Gandhi

RESUMO

Esta Dissertação, submetida à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, tem como objetivo a caracterização de fratura por fadiga em componentes mecânicos. Esse estudo foi motivado por dois casos de falha: barras estabilizadoras de truques de trem para transporte de minério, e engrenagens de redutores de grande porte, aplicados em turbogeradores em usinas de cogeração. Foi apresentada uma revisão da literatura sobre nucleação e propagação de trincas de fadiga, sobre fadiga de contato e por flexão de dentes, os dois principais modos de falha de engrenagens, e sobre a dinâmica do truque de trem. As amostras coletadas de barras falhadas foram caracterizadas e suas superfícies de fratura foram examinadas. A trinca de fadiga iniciou-se em uma das dobras do rebaixo, em local com dano por corrosão, que favoreceram sua nucleação. Uma análise por elementos finitos foi realizada para analisar as tensões residuais devido ao processo de dobra da barra e conformação do rebaixo e as tensões devido à operação, num caso crítico de *warp* tracionando a barra. Os resultados mostraram que localmente a tensão de escoamento do material foi superada, especialmente nas regiões de pequeno raio de curvatura devido ao rebaixo. Para o caso das engrenagens, foi feita uma análise de confiabilidade por distribuição de Weibull com base nos tempos de vida dos componentes falhados e do restante fabricado. Do resultado inferiu-se que as falhas consistiram na “mortalidade infantil” dos componentes. Havia apenas uma amostra de engrenagem falhada disponível para análise, a qual foi detalhadamente caracterizada e cuja superfície de fratura foi minuciosamente estudada, a fim de determinar o modo e o mecanismo de falha, o início da trinca e, com isso, a causa da falha. Pôde-se concluir que a engrenagem falhou devido a fadiga por flexão de dente devido a um desalinhamento na montagem. Determinadas as causas das falhas, podem-se sugerir soluções, aumentando assim a confiabilidade dos componentes. As sugestões podem dizer respeito ao próprio projeto, à seleção de materiais, aos processos de fabricação, ao tratamento térmico, à montagem, ou ao sistema de lubrificação.

Palavras-chave: Engenharia mecânica. Análise de falha. Fadiga. Engrenagens. Barra estabilizadora.

ABSTRACT

This Dissertation, submitted to the Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, aims to characterize fatigue fracture in mechanical components. This study was motivated by two cases of failure: frame brace of train bogies for ore transportation, and gears of large transmission systems, applied to turbogenerators in cogeneration power plants. A literature review was presented on nucleation and propagation of fatigue cracks, contact and tooth bending fatigue, which are the two main modes of failure of gears, and train bogie dynamics. Samples collected of failed bars were characterized and their fracture surfaces were examined. The fatigue crack initiated at one of the bends of the “fillister”, where corrosion damage took place – both of which favoured the nucleation. A finite element analysis was performed to analyze the residual stresses due to the bending process of the bar and the forming of the “fillister” and the stresses due to operation, in a critical case of warp tensioning the bar. The results showed that locally the yield stress of the material was exceeded, especially in the regions of small radius of curvature due to the “fillister”. For the case of the gears, a reliability analysis was performed by Weibull distribution based on the lifetimes of the failed components and the remainder manufactured. From the result it was inferred that the failures consisted of the “infant mortality” of the components. Only one failed gear sample was available for the analysis, which was thoroughly characterised and whose fracture surface was minutely studied, in order to determine the mode and mechanism of failure, crack initiation and, hence, cause of failure. It was concluded that the gear failed due to tooth bending fatigue due to misalignment in the assembly. Having determined the causes of failures, solutions can be suggested, thus increasing the reliability of the components. Suggestions may concern the design itself, materials selection, manufacturing processes, heat treatment, assembly, or lubrication system.

Keywords: Mechanical engineering. Failure analysis. Fatigue. Gears. Frame brace.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação esquemática do processo de fadiga.....	25
Figura 2 – Taxa de propagação em função da variação do fator intensificador de tensão.	26
Figura 3 – Esquema do crescimento transcristalino de trinca de fadiga microscópica nas regiões I (modo de cisalhamento) e II (modo de tração).	27
Figura 4 – Microdeformação levando à formação de uma trinca de fadiga. (a) Escorregamento devido a carregamento cíclico, (b) progressão da fadiga na formação de um par extrusão/ intrusão.....	28
Figura 5 – Imagem no MEV de extrusões e intrusões numa lâmina de cobre.	29
Figura 6 – Modelo de início e nucleação de submicrotrinca em estágio I num corpo cilíndrico: (a) início da submicrotrinca, (b, c) crescimento, (d) formação da submicrotrinca (carregamento vertical no plano da figura).....	30
Figura 7 – Modelo de propagação de microtrinca em estágio I num corpo cilíndrico: (a) início da microtrinca, (b) crescimento da microtrinca, (c, d) crescimento 3D da microtrinca (carregamento vertical no plano da figura).	30
Figura 8 – Local de nucleação da trinca na superfície de fratura de fadiga de alto ciclo.	31
Figura 9 – Início e crescimento de uma trinca de fadiga sob influência do campo de tensões de um entalhe.	32
Figura 10 – Ilustração esquemática de um rodeiro.	33
Figura 11 – <i>Hunting</i> dos rodeiros.	34
Figura 12 – Truque (a) não-articulado e (b) articulado.	36
Figura 13 – Quadro lateral do truque.	36
Figura 14 – Esquema de um truque fazendo curva (a) nominalmente e (b) em <i>warp</i>	37
Figura 15 – Desenho esquemático da montagem das barras no truque.....	38
Figura 16 – Amostras colhidas para análise, antes da limpeza.....	39
Figura 17 – Micrografia da barra na região longe do rebaixo (ataque: Nital 5%).	40
Figura 18 – Micrografia de aço AISI 1010 mostrando a matriz de grãos de ferrita (branco) e ferrita (preto). Ataque em reagente de Marshall seguido por Nital 2%.....	40
Figura 19 – Micrografia da Amostra 2 na região interna da curvatura do rebaixo.	41

Figura 20 – Micrografia da Amostra 2 na região destacada em vermelho na Figura 19.	42
Figura 21 – Regiões 2 e 3 das medidas de microdureza da Amostra 2.	42
Figura 22 – Amostra 1 após limpeza química segundo Norma ASTM G1.....	43
Figura 23 – Amostra 2 antes da limpeza.	44
Figura 24 – Superfícies de fratura da Amostra 2 após quebra.	45
Figura 25 – Superfície de fratura do Lado A, com destaque para as trincas e a marca de catraca.	46
Figura 26 – Dobra esquerda E do Lado A da Amostra 2.	46
Figura 27 – Detalhe das superfícies opostas de fratura no local de nucleação da trinca T1.	47
Figura 28 – Região da trinca T1 no Lado B.	48
Figura 29 – Local do início da trinca T1 no Lado A, com trinca paralela que não se propagou.....	48
Figura 30 – Detalhe das superfícies opostas de fratura no local de nucleação da trinca T2.	49
Figura 31 – Detalhe da Amostra 2 na região da fratura incompleta.....	50
Figura 32 – Marcas de amassamento cíclico na região de propagação da trinca T2.	51
Figura 33 – Regiões de nucleação e propagação da trinca T3.....	52
Figura 34 – Superfície da trinca T3 e estrias de fadiga na região de propagação....	53
Figura 35 – Região de nucleação da trinca T3.	54
Figura 36 – Local de nucleação da trinca T3.	54
Figura 37 – Superfície de fratura do Lado A indicando as regiões de nucleação e sequências da propagação das trincas T1 a T4.	55
Figura 38 – (a) Região do rebaixo da Amostra 3. (b) Trinca interrompida.	56
Figura 39 – Região da trinca T1 da Amostra 2, com corrosão.....	57
Figura 40 – Diagrama dos componentes do truque.....	58
Figura 41 – Posicionamento das barras e montagem do <i>center clamp</i> sobre gabarito.	59
Figura 42 – Truque no gabarito aguardando a montagem das barras.....	60
Figura 43 – Nomenclatura jargão dos rodeiros e rodas de um vagão.	62
Figura 44 – Posição dos extensômetros nas barras estabilizadoras.	63
Figura 45 – Esquema dos extensômetros instalados nas barras.	64

Figura 46 – Tensão de von Mises devido aos torqueamentos nominal e de rotina, medida nos pontos conforme numeração na Figura 44.	65
Figura 47 – Posicionamento dos extensômetros na barra.	66
Figura 48 – Orientação das tensões na barra devido à geometria.....	66
Figura 49 – Curva S-N calculada para o aço carbono AISI 1010.....	68
Figura 50 – Amplitude de tensão em função da vida em fadiga do aço AISI 1010. (a) Taxa de deformação constante de $4.10^{-3} s^{-1}$, em função de temperatura isotérmica. (b) Amostra normalizada a 1.193 K por 1h.	69
Figura 51 – Tensão de von Mises na barra devido à conformação, sob carregamento.	71
Figura 52 – Tensão de von Mises devido à conformação, sob carregamento – região do <i>center clamp</i>	71
Figura 53 – Tensão de von Mises devido à conformação, sob carregamento – região do rebaixo.....	72
Figura 54 – Tensão de von Mises residual (i.e., após descarregamento) na barra devido à conformação.	73
Figura 55 – Tensão de von Mises residual devido à conformação – região do <i>center clamp</i>	73
Figura 56 – Tensão de von Mises residual devido à conformação – região do rebaixo.	74
Figura 57 – Deformação plástica equivalente devido à conformação, após descarregamento – região do rebaixo.	74
Figura 58 – Tensão principal residual na direção axial da barra devido à conformação.	75
Figura 59 – Parcela trativa da tensão principal residual na direção axial devido à conformação – região do rebaixo.	75
Figura 60 – Folga de montagem.	77
Figura 61 – Imagem de satélite da “pêra” na Mina de Ferro Carajás, em Parauapebas – PA.	77
Figura 62 – Modelo utilizado para cálculo do estiramento sofrido pela barra na “pêra” da Mina de Ferro Carajás.....	78
Figura 63 – Tensão de von Mises na barra devido ao estiramento de 7 mm.	79
Figura 64 – Tensão de von Mises na barra (vista direita) devido ao estiramento de 7 mm – em cinza, barra antes do estiramento.	80

Figura 65 – Tensão de von Mises na região do rebaixo devido ao estiramento de 7 mm.	80
Figura 66 – Tensão principal na direção axial na barra devido ao estiramento de 7 mm.	81
Figura 67 – Parcela trativa da tensão principal na direção axial na região do rebaixo devido ao estiramento de 7 mm (vista de topo).	81
Figura 68 – Parcela trativa da tensão principal na direção axial na região do rebaixo devido ao estiramento de 7 mm (vista direita) – em cinza, geometria antes do estiramento.	81
Figura 69 – <i>Pad</i> polimérico: (a) desenho de fabricação, (b) instalado no truque.....	84
Figura 70 – Diagrama simplificado de um ciclo de geração de energia a partir de biomassa.	85
Figura 71 – Exemplo de um redutor, objeto de estudo desse Projeto.	86
Figura 72 – Alinhamento do contato em dentes de engrenagem helicoidal (esquerda) e cilíndrica (direita).	86
Figura 73 – Número de redutores falhados e fabricados entre os anos 2002 e 2014.	87
Figura 74 – Desvio do dente na direção de <i>Wtrij</i> (modelo de viga engastada).	90
Figura 75 – Ciclo e caminho do contato entre dentes de engrenagens de dentes retos.	91
Figura 76 – Área de contato e tensão de flexão (par helicoidal $z_1 = z_2 = 20$).	92
Figura 77 – Distribuição da tensão de flexão (par helicoidal $z_1 = z_2 = 20$).	93
Figura 78 – Área de contato e tensão de contato, obtidas por elementos finitos (par helicoidal $z_1 = z_2 = 20$).	94
Figura 79 – Distribuição da tensão de contato, obtida por modelo analítico (par helicoidal $z_1 = z_2 = 20$).	95
Figura 80 – Estado de tensões dentro do dente.	95
Figura 81 – Tensão de contato de rolamento dependente do tempo (direção de rolamento).....	97
Figura 82 – Contato elástico entre cilindros: (a) contornos de isotensão principal de cisalhamento, (b) tensões abaixo da superfície ao longo do eixo de simetria Oz.....	97
Figura 83 – Esquema do caminho típico seguido por uma trinca de fadiga por flexão de dente.....	99
Figura 84 – Representação estatística dos resultados experimentais do crescimento	

da trinca na raiz do dente para diferentes casos de carregamento.....	100
Figura 85 – Planos de fratura na raiz do dente.	101
Figura 86 – Histograma de tempos até a falha.....	103
Figura 87 – Curvas de confiabilidade não-paramétrica e de Weibull	108
Figura 88 – Função densidade de probabilidade de falha de Weibull em função do número de ciclos.	108
Figura 89 – Taxa de falha de Weibull em função do número de ciclos.	109
Figura 90 – Confiabilidade em função do tempo para dados não-agrupados e agrupados, não-paramétrica e paramétrica por Weibull.....	112
Figura 91 – Taxa de falha em função do tempo para dados não-agrupados e agrupados, paramétrica por Weibull.....	113
Figura 92 – Perfil de microdureza da amostra (carga: 100 gf).	115
Figura 93 – Macrografia de dentes da engrenagem.....	116
Figura 94 – Microestrutura de um dente fraturado (ataque: Nital 2%): (a) núcleo, (b) camada cementada (na linha superior, imagem feita no microscópio óptico; na linha inferior, imagem feita no MEV).	117
Figura 95 – Microestrutura martensítica de dente de engrenagem de aço 18CrNiMo7-6, cementado: (a) núcleo, (b) camada cementada.	118
Figura 96 – Microestrutura de dente de engrenagem de aço 18CrNiMo7-6, cementado: (a) núcleo – bainita superior, (b) zona intermediária de ~1.200 µm de espessura – bainita inferior com austenita retida, (c) superfície (até ~300 µm de profundidade) – martensita com austenita retida.	118
Figura 97 – Tenacidade à fratura <i>K_{IC}</i> como função da resistência.....	119
Figura 98 – Austenita retida (branco) e martensita na superfície de corpo de prova de aço Ni-Cr cementado e endurecido: ~40% de austenita retida. (Aumento de 550x)	120
Figura 99 – Microestrutura de um dente da engrenagem estudada após austenitização a 850 °C feita pela autora (ataque: Nital 2%): (a) núcleo, (b) camada cementada (na linha superior, imagem feita no microscópio óptico; na linha inferior, imagem feita no MEV).	121
Figura 100 – Austenita retida em função da distância até a superfície, em um aço 8620 cementado a 925 °C, medida por difração de raio X.....	122
Figura 101 – Topografia do dente de engrenagem: (a) flanco não carregado, (b) flanco ativo na região do contato.	124

Figura 102 – Evidência visual de desgaste no flanco de trabalho, superfície de contato. Aumento de 50x.....	125
Figura 103 – Foto 3D da fratura do dente #1.	126
Figura 104 – Foto 3D da fratura do dente #1.	127
Figura 105 – Foto 3D da fratura do dente #2.	127
Figura 106 – Foto 3D da fratura do dente #2.	128
Figura 107 – Superfície de fratura do dente #1.	128
Figura 108 – Superfície de fratura por fadiga por flexão de dente de roda dentada motriz de aço AISI 8650 endurecido por indução a 58 a 60 HRC.....	129
Figura 109 – Plano transversal da superfície de fratura do dente.	129
Figura 110 – Flanco de trabalho dos dentes. Marcas de desgaste em destaque...	130
Figura 111 – Imagem 3D da região do início da trinca.	131
Figura 112 – Região do início da trinca.	132
Figura 113 – Região do início da trinca (em vermelho na Figura 112).	132
Figura 114 – Início da trinca (visto em vermelho na Figura 113).	132
Figura 115 – Microtrincas na região do início da trinca que levou à falha.	133
Figura 116 – Superfície de fratura cortada no início da trinca.	133
Figura 117 – Superfície de fratura cortada no início da trinca, vista no MEV.	134
Figura 118 – Início da trinca no plano transversal à superfície de fratura, também visível.	134
Figura 119 – Plano transversal à superfície de fratura, início da trinca.	135

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Composição química nominal e propriedades mecânicas do aço AISI 1010.	39
Tabela 2 – Média de 10 medições de microdureza ($HV_{0,1}$) das Regiões 1, 2 e 3 do tubo.....	43
Tabela 3 – Levantamento do número e localização de quebras das barras estabilizadoras.....	62
Tabela 4 – Valores de tensão de von Mises (σ_{vM}) nos pontos 5 a 12 (1.741 medidas).	

.....	67
Tabela 5 – Resultados da análise de fadiga – 1 ciclo.	68
Tabela 6 – Dados de tempo até a falha (datas conhecidas marcadas em cinza). ..	104
Tabela 7 – Tempo de vida dos componentes que não falharam.....	105
Tabela 8 – Estimativa da confiabilidade em função do número de ciclos, não-paramétrica e paramétrica como distribuição de Weibull.	106
Tabela 9 – Estimativa da confiabilidade em função do tempo, não-paramétrica e paramétrica como distribuição de Weibull, com dados agrupados.....	109
Tabela 10 – Estimativa da confiabilidade em função do tempo de operação, não-paramétrica e paramétrica como distribuição de Weibull.	110
Tabela 11 – Especificação de composição química e propriedades mecânicas do aço usado.	114
Tabela 12 – Medição de composição química da amostra por espectrofotometria. Média de cinco medições.....	114

SUMÁRIO

RESUMO	VII
ABSTRACT	IX
LISTA DE FIGURAS	11
LISTA DE TABELAS.....	16
INTRODUÇÃO	21
MOTIVAÇÃO	22
OBJETIVO	23
1 REVISÃO DA LITERATURA SOBRE TRINCAS DE FADIGA	24
1.1 TRINCA DE FADIGA – MICROMECHANISMOS	25
1.1.1 Nucleação e propagação de trinca de fadiga	26
2 PRIMEIRO ESTUDO DE CASO: BARRAS ESTABILIZADORAS DE TRUQUE DE TREM.....	33
2.1 REVISÃO DA LITERATURA SOBRE A DINÂMICA DE TRUQUE DE TREM	33
2.2 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	35
2.3 CARACTERIZAÇÃO DA AMOSTRA.....	39
2.4 ANÁLISE FRACTOGRÁFICA	43
2.4.1 Propagação das trincas.....	45
2.4.2 Nucleação das trincas	56
2.5 ESTUDO DAS TENSÕES NAS BARRAS ESTABILIZADORAS	57
2.5.1 Montagem e instalação no truque	58
2.5.2 Medições em campo	61
2.5.3 Análise por elementos finitos	69
2.6 CONCLUSÕES PARCIAIS	82
2.7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	83
2.7.1 Sistema sem barras estabilizadoras	84
3 SEGUNDO ESTUDO DE CASO: ENGRENAGEM DE TURBORREDUTOR	85
3.1 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	85
3.2 LIMITAÇÕES	88
3.3 REVISÃO DA LITERATURA SOBRE TENSÕES EM DENTES DE ENGRENAGENS.....	89
3.3.1 Fadiga de contato	96

3.3.2	Fadiga por flexão	98
3.4	ANÁLISE DE CONFIABILIDADE	101
3.4.1	Histograma de falhas	102
3.4.2	Análise paramétrica com dados não-agrupados em função do número de ciclos.....	104
3.4.3	Análise paramétrica com dados agrupados em função do tempo	109
3.4.4	Análise paramétrica com dados não-agrupados em função do tempo 110	
3.4.5	Resultados	112
3.5	CARACTERIZAÇÃO DA AMOSTRA	113
3.5.1	Durezas.....	115
3.5.2	Morfologia	116
3.5.3	Rugosidade	123
3.6	ANÁLISE FRACTOGRÁFICA	125
3.6.1	Início da trinca	131
3.7	CONCLUSÕES PARCIAIS	135
3.8	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	136
4	DISCUSSÃO.....	137
5	CONCLUSÕES GERAIS	139
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	141

INTRODUÇÃO

A presente Dissertação, submetida à Comissão de Atividade Discente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (CADIS/PPGEM) da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (EPUSP), é parte de requisitos para obtenção do título de Mestre em Ciências. Nesta Dissertação estão apresentadas as atividades realizadas para o Projeto de Pesquisa de caracterização de fratura por fadiga em componentes mecânicos.

Análise de falhas é um processo crítico para identificar suas causas, com o objetivo global de corrigir e evitar a repetição dessas falhas, e atingir altos níveis de qualidade, segurança, confiabilidade e desempenho. Também pode levar a melhorias em práticas de engenharia (SCUTTI; MCBRINE, 2002). A análise sistemática de falhas de equipamentos e componentes revela causas físicas que se encaixam em uma de quatro categorias: 1. Deficiências de projeto, 2. Defeitos de material, 3. Defeitos de fabricação ou instalação, e 4. Irregularidades em vida de serviço (SMITH, 1979) apud (SCUTTI; MCBRINE, 2002), que podem incluir de falha humana.

Um entendimento do projeto do componente, dos carregamentos e do ambiente, e a aplicação de técnicas investigativas são essenciais para uma análise de falha eficaz. Numa simplificação do processo, a partir de medidas cuidadosas de características relevantes da fratura, associadas a propriedades do material e uma análise das solicitações mecânicas da aplicação, podem-se obter uma estimativa das tensões que levaram à fratura. Essas tensões podem ser comparadas com as tensões calculadas ou medidas (WICKENS, 1992) apud (SCUTTI; MCBRINE, 2002). Os resultados da análise das tensões e da mecânica da fratura devem ser consistentes com as informações microestruturais e fractográficas em escala macro e micro (SCUTTI; MCBRINE, 2002).

Na maioria das falhas estruturais, uma vez que uma trinca atinge um tamanho crítico, a fratura final é abrupta e ocorre por clivagem, ou fratura intergranular. O processo de propagação da trinca, que quase invariavelmente começa em defeitos, entalhes ou descontinuidades, ocorre ao longo da vida em serviço por meio de diversos mecanismo, como a fadiga, que é responsável por pelo menos 50% das fraturas frágeis, numa estimativa conservadora (VANDER VOORT, 1982) apud (ASM

INTERNATIONAL HANDBOOK COMMITTEE, 1996), a corrosão sob tensão, a fluência, e a fragilização por hidrogênio. Cada um desses mecanismos tem certas características que são usadas na análise de falha para determinar a nucleação e o crescimento da trinca (HOEPPNER, 1996).

Portanto, a interpretação das superfícies de fratura (exame fractográfico) é procedimento essencial da análise de falha. Daí a relevância deste Projeto, que busca caracterizar a superfície de fratura por fadiga. O Projeto está inserido nas linhas de pesquisa do Laboratório de Fenômenos de Superfície (LFS) do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (PME-EPUSP), de aplicação de conceitos de análise de falha em serviço de componentes mecânicos, projeto, e seleção de materiais e processos de fabricação. Um componente dinâmico (engrenagens de sistemas de transmissão) e um componente estrutural (barras estabilizadoras de truque de trem) foram escolhidos como foco desse estudo devido à sua relevância a vastas aplicações e seu amplo prospecto de pesquisa. Essa motivação é explorada brevemente na Seção a seguir.

MOTIVAÇÃO

A motivação deste estudo foi a ocorrência de inúmeras ocorrências de quebra de dente de engrenagens em redutores de alta potência, e de barras estabilizadoras de truque de trem.

As barras estabilizadoras são utilizadas em truques de trem para transporte de minério, que possuem dois eixos e são utilizados em vagões não-articulados, com dois truques por vagão. Essas barras estabilizadoras são empregadas entre cada par de rodeiros de cada truque, a fim de impedir o *warp* (no jargão da indústria ferroviária, diz respeito à rotação relativa entre os rodeiros, que assumem a forma de paralelogramo – discutido na Seção 2.22.2) do truque, a fim de reduzir o desgaste das rodas.

Os modos de falha de um sistema de truque de trem geralmente são definidos como uma perda de desempenho e não necessariamente uma quebra (SHAHIDI et al., 2014). Tanto em curvas como em *hunting* (movimento oscilatório do vagão em trajetória reta), o truque opera sempre sob carregamentos cíclicos e, portanto, sujeito

a danos por fadiga. Assim, justifica-se um estudo detalhado da falha por fadiga das barras estabilizadoras.

Nesta Dissertação são também analisadas engrenagens utilizadas em aplicações em turborredutores movidos a vapor, proveniente de biomassa de diversas fontes para geração de energia – majoritariamente na indústria sucro-alcooleira. Engrenagens operam sob condições de carregamento cíclico variável, portanto estão sujeitas a dano por fadiga. Além do mais, o contato entre os dentes é frequentemente não-uniforme e de magnitude significativa, assim como varia sua resistência em diferentes pontos da geometria, de maneira que desgaste superficial e fadiga de contato também podem-se tornar um risco de falha. Essas são as causas mais comuns de falha de engrenagens segundo (OSGOOD, 1970).

De acordo com (YANG et al., 2015), 60% das falhas nos sistemas de transmissão devem-se às engrenagens, o que incorre em paradas e reposição de componentes danificados, ocasionando prejuízos econômicos e operacionais. Um estudo aprofundado da falha por fadiga de engrenagens é, portanto, justificado, a fim de identificar suas causas, assim melhorando a confiabilidade do projeto.

Dentro desse escopo, esse Projeto consiste em analisar amostras falhadas, a fim de caracterizar a falha por fadiga, correlacionando-a com o projeto, fabricação, montagem e condições operacionais do sistema.

OBJETIVO

Este trabalho tem como Objetivo caracterizar a falha por fadiga de componentes mecânicos, abordando o problema como uma forma de diagnóstico da falha. A caracterização será por meio da identificação das possíveis origens das fraturas, correlacionando-as com o projeto, a fabricação e a montagem dos componentes, bem como as condições de operação do sistema. Dessa forma, contribuir para a otimização do projeto dos componentes mecânicos, na seleção de materiais e de processos de fabricação, além de adequar a lubrificação do sistema.

1 REVISÃO DA LITERATURA SOBRE TRINCAS DE FADIGA

A Norma ASTM E1823-09a define a fadiga como “o processo de mudança estrutural progressiva localizada permanente ocorrendo em um material sujeito a condições que produzem tensões flutuantes e deformações em algum ponto ou pontos e que podem culminar em trincas ou fratura completa após um número suficiente de flutuações” (ASTM, 2009).

Os primeiros estudos sobre fadiga foram realizados por August Wöhler (22 Junho 1819 – 21 Março 1914), quem reconheceu que uma aplicação única de carga abaixo da resistência estática de uma estrutura não causava qualquer dano à estrutura; entretanto, essa mesma carga, se repetida muitas vezes, poderia induzir à falha completa (SCHIJVE, 2004). Assim, a ciência dos materiais entende que a fadiga é um processo em que dano se acumula devido à aplicação repetitiva de cargas, mesmo globalmente abaixo da tensão de escoamento (ROYLANCE, 1996) (DIETER, 1986).

Falha devido à fadiga é o tipo mais comum de falha mecânica, gerando altos custos em vítimas e prejuízo material. Dessa forma, um projeto contra fadiga adequado pode reduzir essas perdas (STEPHENS et al., 2001). Por outro lado, falhas por fadiga em serviço são bastante instrutivas, visto que sua análise revela fraquezas contribuindo para a resistência insuficiente de uma estrutura. Muito conhecimento sobre fadiga de estruturas e o mecanismo de fadiga no material foi obtido como resultado de extensa pesquisa e experiência prática (SCHIJVE, 2004).

(DIETER, 1988) determina três fatores básicos necessários para ocorrer falha por fadiga: 1. tensão máxima de tração suficientemente alta, 2. variação ou flutuação suficientemente grande na tensão aplicada, 3. número suficientemente alto de ciclos da tensão aplicada. Além disso, muitas outras variáveis influenciam as condições para fadiga, como concentradores de tensão, corrosão, temperatura, sobrecarga, estrutura metalúrgica do material, tensões residuais e combinadas.

Em última instância, a causa das falhas por fadiga é uma trinca que atingiu dimensão tal que o material restante não consegue suportar as tensões ou deformações (tamanho crítico), então uma fratura abrupta ocorre (STEPHENS et al., 2001). A seguir serão estudados os micromecanismos de início e crescimento de uma trinca de fadiga.

1.1 TRINCA DE FADIGA – MICROMECHANISMOS

Segundo (ASM INTERNATIONAL HANDBOOK COMMITTEE, 1996), o processo de falha por fadiga pode ser descrito em cinco estágios:

- 1º: Deformação plástica cíclica por escorregamento, anterior ao início da trinca de fadiga.
- 2º: Nucleação de uma ou mais microtrincas.
- 3º: Propagação ou coalescência das microtrincas para formar uma ou mais macrotrincas.
- 4º: Propagação de uma ou mais macrotrincas.
- 5º: Tamanho crítico de trinca levando à fratura final.

Esses estágios típicos do processo de dano por fadiga estão esquematizados resumidamente na Figura 1 em função dos diferentes níveis de carregamento A, B, C e D. Nota-se que, quanto mais alto o nível de tensão, mais curta a duração, i.e., menor o número de ciclos de cada estágio.

Figura 1 – Representação esquemática do processo de fadiga.

*Escorregamento: movimentação de discordâncias

Fonte: (CHRISTENSEN, 1959) apud (STEPHENS et al., 2001)

O estágio aqui denominado 4º é tipicamente representado por uma curva log-log como na Figura 2, que caracteriza a propagação da trinca em três regiões (ASM INTERNATIONAL HANDBOOK COMMITTEE, 1996):

Região I: Região limite, com mecanismo contínuo e baixa taxa de propagação da trinca, que cai drasticamente com a diminuição do Fator Concentrador de Tensão (FCT) ΔK . Abaixo de um valor limite ΔK_{th} , a trinca não se propaga.

Região II: Região com mecanismo contínuo de propagação, governado pela lei de Paris, i.e., a taxa de propagação da trinca é linearmente proporcional ao aumento de ΔK . É nessa região em que ocorre o crescimento das estrias de fadiga.

Região III: Região com mecanismo de “modo estático” e alta taxa de propagação da trinca. Nessa região, o FCT máximo K_{max} aproxima-se de um valor crítico K_c para falha estática, acima do qual ocorre a fratura final.

Figura 2 – Taxa de propagação em função da variação do fator intensificador de tensão.

Fonte: (ASM INTERNATIONAL HANDBOOK COMMITTEE, 1996) (ênfase dada pela autora)

1.1.1 Nucleação e propagação de trinca de fadiga

Segundo (PROVAN; ZHAI, 1991), a Região I (mostrada na Figura 3) governa a

nucleação e a propagação abaixo de ΔK_{th} plástico, que se subdivide em propagação de submicrotrinca (Figura 6) e de microtrinca (Figura 7). A transição entre as regiões I e II define o fim da nucleação da trinca.

Fadiga tem certos aspectos em comum com deformação plástica e fratura sob carregamento estático. Um metal deforma-se sob tensão cíclica por deslizamento nos mesmos planos atômicos e mesmas direções cristalográficas do que sob tensão unidirecional, i.e., a aproximadamente 45° em relação a tensão axial (vide Figura 3), segundo planos cristalográficos de máxima tensão de cisalhamento (DIETER, 1986).

Figura 3 – Esquema do crescimento transcristalino de trinca de fadiga microscópica nas regiões I (modo de cisalhamento) e II (modo de tração).

Fonte: (STEPHENS et al., 2001)

Uma consideração importante sobre fadiga de alto ciclo é que as trincas normalmente iniciam-se em uma superfície livre, nas regiões de grande deformação plástica paralela ao que era originalmente uma banda de cisalhamento. Bandas de cisalhamento são resultado de um acúmulo sistêmico de finos movimentos de escorregamento. Tal mecanismo permite a acomodação da grande deformação total (soma das microdeformações a cada ciclo) sem causar encruamento apreciável (WOOD, 1955) apud (DIETER, 1986).

O grau de deformação por deslizamento está primariamente relacionado à ductilidade do metal. Logo, os mecanismos de nucleação de trinca variam, de acordo com a estrutura metalográfica do metal em consideração (STEPHENS et al., 2001).

Observam-se bandas de deslizamento a tensões abaixo do limite de fadiga de materiais ferrosos. Portanto, a ocorrência de deslizamento durante a fadiga não significa necessariamente que uma trinca se formará.

Uma característica estrutural importante, que parece ser única à deformação por fadiga, é a formação de cumes e sulcos chamados de extrusões e intrusões de bandas de escorregamento. Metalografia cuidadosa na superfície mostra que a trinca de fadiga nucleia nessas extrusões e intrusões (WOOD, 1959).

A Figura 4 ilustra como deformação contínua por deslizamento fino pode levar a uma trinca de fadiga. As figuras mostram esquematicamente a estrutura de uma banda de escorregamento, que pode ser observada com aumentos possíveis de alcançar com microscópio eletrônico.

Figura 4 – Microdeformação levando à formação de uma trinca de fadiga. (a) Escorregamento devido a carregamento cíclico, (b) progressão da fadiga na formação de um par extrusão/ intrusão.

Fonte: (STEPHENS et al., 2001)

Sob carregamento cíclico, ocorre deslizamento fino (Figura 4a). As linhas de

escorregamento aparecem na Figura 4 como bandas paralelas dentro de um grão, quando vistas perpendicularmente à superfície livre. As setas verticais na Figura 4b indicam a direção do carregamento e as setas horizontais identificam a progressão da deformação por deslizamento (STEPHENS et al., 2001).

A movimentação de ir e vir do escorregamento pode formar intrusões ou extrusões na superfície. Uma intrusão seria um concentrador de tensão (“elo mais fraco”) com raio de entalhe de dimensões atômicas. Tal situação pode ser o início de uma trinca de fadiga. Pode-se ver um exemplo desse fenômeno na Figura 5.

Figura 5 – Imagem no MEV de extrusões e intrusões numa lâmina de cobre.

Fonte: (MEYERS; CHAWLA, 2009)

(PROVAN; ZHAI, 1991) trazem um modelo de como essas intrusões nucleiam uma submicrotrinca que pode virar uma microtrinca (Região I da Figura 3). Os autores propuseram um modelo da nucleação e propagação de trincas de fadiga, baseado em experimentos com corpos cilíndricos de cobre de alta condutividade livre de oxigênio, sob carregamento de tração/ compressão. O modelo foi validado por meio de réplicas das trincas na superfície e fractografia da trinca fatal.

No início (Figura 6a), há várias submicrotrincas, menores do que o comprimento de um contorno de grão. Devido ao efeito de superfície livre, as submicrotrincas crescem

de maneira rápida e independente, ao longo de uma linha irregular (Figura 6b e c). As submicrotrincas do modelo na Figura 6 formam um V na superfície (Figura 7a).

Conforme elas continuam a crescer, coalescem em um cone tridimensional de ângulo reto, até aparecer um perfil semi-elíptico, ainda a 45° (Figura 7b e c). Finalmente, o ângulo da superfície da microtrinca atinge os 90° em relação à tensão axial aplicada (Figura 7d), característicos da Região II de propagação. Como se vê na Figura 3, em fadiga de alto ciclo, a propagação na Região II é predominantemente transgranular.

Figura 6 – Modelo de início e nucleação de submicrotrinca em estágio I num corpo cilíndrico: (a) início da submicrotrinca, (b, c) crescimento, (d) formação da submicrotrinca (carregamento vertical no plano da figura).

Fonte: (PROVAN; ZHAI, 1991)

Figura 7 – Modelo de propagação de microtrinca em estágio I num corpo cilíndrico: (a) início da microtrinca, (b) crescimento da microtrinca, (c, d) crescimento 3D da microtrinca (carregamento vertical no plano da figura).

Fonte: (PROVAN; ZHAI, 1991)

Uma trinca de Região I (Figura 3) propaga-se inicialmente ao longo das chamadas *Bandas Persistentes de Escorregamento* ou das bandas de escorregamento. Num metal policristalino a trinca pode-se estender por apenas alguns diâmetros de grão antes da propagação passar para a Região II (Figura 3). A superfície de fratura na Região I é praticamente sem atributos típicos; no entanto, no local de nucleação, podem ser encontrados ondulações (linhas brancas na Figura 8), degraus que se formam quando microtrincas em diferentes planos juntam-se.

Figura 8 – Local de nucleação da trinca na superfície de fratura de fadiga de alto ciclo.

Fonte: (PROVAN; ZHAI, 1991)

Em contrapartida, a superfície de fratura na Região II frequentemente mostra um padrão de estrias de fadiga. Cada estria forma-se a cada ciclo de tensão e representa o avanço da frente da trinca, normal à maior tensão de tração.

A presença dessas estrias define univocamente que a falha deveu-se a fadiga, mas sua ausência não exclui a possibilidade da fratura por fadiga. Ductilidade na ponta da trinca insuficiente para produzir uma estria por deformação plástica grande o suficiente para ser observada ou obliteração das estrias por algum dano superficial podem impedir a observação das estrias de fadiga (DIETER, 1986).

A transição de submicrotrincas para microtrincas é definida como o sub-limite e é crucial no processo de propagação de trincas. Se o entorno não for favorável para a trinca continuar seu crescimento, essa para e se torna uma submicrotrinca “dormente”, que não se propaga. Normalmente encontram-se muitas submicrotrincas desse tipo na superfície de amostras de teste (PROVAN; ZHAI, 1991).

Portanto, o fechamento de trincas é outro fator que influencia o comportamento perto

do limite. As trincas podem parar de crescer como consequência de entrar em um campo de tensões residuais compressivas ou sair da região de alta tensão, como um entalhe. A Figura 9 apresenta um diagrama do conceito chamado “caso do pior entalhe” ou “elo mais fraco”, em que a tensão limite aplicada um elemento com entalhe é função do fator concentrador de tensão (FCT) elástico k_t (fator geométrico) e do tamanho da trinca a .

Como se nota na Figura 9a, a teoria do “caso do pior entalhe” prevê um FCT elástico limitante k_t , acima do qual um aumento de k_t não resulta na redução da tensão limite, de maneira que uma trinca para de crescer e ocorrem trincas “dormentes”. Assim, as curvas definem três regiões: (1) a trinca não se inicia, (2) a trinca inicia-se, mas para, e (3) a trinca inicia-se e cresce até a falha.

Na Figura 9b, nota-se que existe um raio de curvatura limite, acima do qual não é possível impedir o crescimento da trinca; esse limite é função do próprio raio e da profundidade do entalhe. Essa dependência é calculada por meio da mecânica da fratura, de maneira que o “caso do pior entalhe” pode sempre ser determinado (CHAN, 2010). Ou seja, para um dado estado de tensões, é possível calcular um tamanho de entalhe (e.g., raio de raiz de dente de engrenagem) que impeça o crescimento da trinca até a falha.

Figura 9 – Início e crescimento de uma trinca de fadiga sob influência do campo de tensões de um entalhe.

Fonte: (HUDAK JR. et al., 1999) apud (CHAN, 2010)

2 PRIMEIRO ESTUDO DE CASO: BARRAS ESTABILIZADORAS DE TRUQUE DE TREM

2.1 REVISÃO DA LITERATURA SOBRE A DINÂMICA DE TRUQUE DE TREM

Um trem percorrendo sobre um trilho é um dos sistemas dinâmicos mais complexos da engenharia. A tecnologia desse sistema já tem uma longa história. De suprema importância, o problema da condução foi solucionado pela adoção praticamente universal da roda cônica já no começo do século XIX (WICKENS, 2006).

O truque de trem é o veículo conectando o vagão ao trilho. O truque desempenha um papel importante ao sustentar a carga estática do peso do vagão, controla os rodeiros e carrega rodas, eixos, freios e suspensões (LILIANA et al., 2015).

O rodeiro ferroviário convencional, que consiste em duas rodas fixas a um eixo comum (Figura 10), tem uma história longa e se desenvolveu empiricamente. A invenção dos elementos padrão do rodeiro moderno, como o flange e o cônico, pode ser creditada à necessidade de melhor condução e negociação adequada de curvas (SHAHIDI et al., 2014).

Figura 10 – Ilustração esquemática de um rodeiro.

Fonte: (OKAMOTO, 1998)

Quando o rodeiro negocia a curva, o trilho externo segue um raio de curvatura maior

do que o trilho interno, portanto a roda externa percorre uma distância maior. Como as rodas são fixas, ou seja, rotacionam à mesma velocidade angular, uma ou ambas as rodas escorregam. Esse escorregamento pode ser reduzido se o raio de rolamento de cada roda puder variar, o que é realizado pelo perfil cônico de roda.

Enquanto o rodeiro negocia a curva, ele se move lateralmente na direção do trilho externo. Consequentemente a roda externa terá um raio de rolamento maior e, portanto, velocidade tangencial mais alta em comparação com a roda interna rodando num raio menor. Esse efeito reduz o escorregamento e o desgaste (SHABANA, ZAAZAA; SUGIYAMA, 2010) apud (SHAHIDI et al., 2014).

No entanto, um efeito colateral inevitável da conicidade é a tendência inerente do rodeiro oscilar lateralmente. Num trilho reto sob condições imperturbadas, o rodeiro está centralizado sobre o boleto do trilho. Porém, se o rodeiro for perturbado lateralmente, a conicidade causa uma diferença entre os raios de rolamento de cada roda, resultando numa diferença de velocidades tangenciais no mesmo eixo.

Isso faz com que o rodeiro reaja com um movimento de guinada enquanto “caça” sua posição de equilíbrio – por isso esse movimento é comumente denominado “*hunting*” (do inglês), mostrado esquematicamente na Figura 11. Em casos severos, o flange do rodeiro entra em contato com o trilho em cada oscilação (SHAHIDI et al., 2014).

Figura 11 – *Hunting* dos rodeiros.

Fonte: (OKAMOTO, 1998)

Atualmente o projeto de rodeiros tem sido submetido a especificações mais severas, a fim de reduzir o desgaste e a massa (reduzindo a agressividade contra o trilho), sem penalizar confiabilidade, segurança e custos do ciclo de vida (BEL KNANI et al., 2001). Além disso, é comum a necessidade de operar em curvas de raios pequenos, o que de fato ocorre no percurso dos trens deste estudo de caso, cuja menor curva tem raio de 258 m.

Para um truque de três peças convencional, um grande ângulo de ataque dos rodeiros durante negociação de uma curva acentuada está estreitamente associado a grandes forças laterais de contato no flange, causando desgaste em vários níveis e, em casos extremos, o início do descarrilamento devido ao flange escalar o trilho (WANG, DWIGHT; JIANG, 2014). O desgaste gradual com o tempo de serviço reduz a habilidade da conicidade das rodas de negociar uma curva e afeta o desempenho do truque como um todo (SAWLEY, URBAN; WALKER, 2005); (SAWLEY; WU, 2005) apud (SHAHIDI et al., 2014).

Além do desgaste das rodas, muitos outros fatores influenciam o desempenho do truque. Esses incluem resistência ao *warp* reduzida devido ao desgaste dos componentes da suspensão, resistência rotacional reduzida devido ao desgaste dos rolamentos laterais, e defeitos de fabricação como quadros laterais não correspondentes (SHAHIDI et al., 2014).

2.2 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

O objeto de estudo deste caso são barras estabilizadoras de truques de trem com vagão tipo gôndola modelo GDT, para transporte de minério. Truques de trem são classificados segundo o número de eixos, e o desenho e a estrutura da suspensão. Os truques desse caso possuem dois eixos e são não-articulados, ou seja, dois truques sustentam cada vagão, como visto na Figura 12a.

Baseado na estrutura da suspensão, esses truques são do tipo de mola de *bolster* (travessa) de pequena resistência lateral. A Figura 13 mostra o quadro do truque de um trem desse caso de estudo. A caixa do eixo é do tipo pedestal, que suporta a caixa do eixo usando *sliders* (pedestais laterais) no quadro do truque. Sua construção é simples, mas os *sliders* desgastam-se com o tempo, deixando um jogo na suspensão, o que causa *hunting* dos rodeiros (OKAMOTO, 1998).

Figura 12 – Truque (a) não-articulado e (b) articulado.

Fonte: (OKAMOTO, 1998)

O *bolster* está conectando os quadros laterais por um conjunto de molas em cada quadro, também denominado suspensão secundária ou central. Os dois rodeiros conectam-se aos quadros por rolamentos de rolo cônico, que são adequados para suportar altas cargas axial e lateral. O truque acopla-se ao vagão por meio do *center plate* (SHAHIDI et al., 2014).

Figura 13 – Quadro lateral do truque.

Fonte: vagão da Vale SA.

Durante a negociação de uma curva, pode ocorrer o chamado *warp* da estrutura – quando os dois lados do quadro adotam uma posição de paralelogramo (vista de topo na Figura 14b). Ao atacar uma curva, o rodeiro no trilho alto (fora da curva) percorre um raio maior do que o rodeiro no trilho baixo (dentro da curva). Como ambos os rodeiros são solidários ao mesmo eixo, suas velocidades angulares são iguais; dessa forma, a roda no trilho alto precisa ganhar maior velocidade tangencial para percorrer o raio maior. Isso faz com que o rodeiro externo fique à frente do rodeiro interno durante a curva (*warp*).

No entanto, ao sair da curva, o atrito das rodas com o trilho dificulta que haja energia suficiente para o rodeiro retornar à sua posição nominal, pois não existe mais uma diferença significativa entre as velocidades tangenciais de cada rodeiro. Esse fenômeno é especialmente recorrente quando os *sliders* já estão desgastados e quando há folgas entre a fixação dos rodeiros e o pedestal do truque.

Figura 14 – Esquema de um truque fazendo curva (a) nominalmente e (b) em *warp*.

Fonte: (WOLF, 2014)

A fim de impedir o *warp*, são instaladas barras estabilizadoras (visto em roxo na Figura 15) em forma de cruz, interconectando os eixos dos rodeiros, assim evitando rotação relativa entre eles.

Figura 15 – Desenho esquemático da montagem das barras no truque.

Fonte: (STANDARD CAR TRUCK COMPANY)

Um levantamento das ocorrências de quebra dessas barras revelou que, até a coleta dos dados, em outubro de 2015, 1.254 barras quebraram com menos de seis anos de uso (período da inspeção e manutenção completa dos vagões). O número torna-se ainda mais significativo quando se leva em conta que cada substituição custa mais de R\$ 2.000,00 (KOTCHERGENKO ENGENHARIA, 2015).

Dois tipos de barras são empregados: sem e com rebaixo, assinalado em vermelho na Figura 15. Como visto na Figura 16, incluindo numeração adotada para identificação nesse trabalho, foram coletadas três amostras para esta análise: uma barra sem rebaixo totalmente fraturada (Amostra 1), e duas barras com rebaixo – uma com fratura incompleta (Amostra 2) e outra com uma trinca em estágio inicial (Amostra 3).

Figura 16 – Amostras colhidas para análise, antes da limpeza.

Amostra 1

Amostra 2

Amostra 3

Fonte: elaborado pela autora.

2.3 CARACTERIZAÇÃO DA AMOSTRA

As barras são feitas de tubos de aço carbono AISI 1010 sem costura. A Tabela 1 apresenta a composição química nominal e algumas propriedades mecânicas de referência para esse aço trefilado a frio, obtidas da literatura.

Tabela 1 – Composição química nominal e propriedades mecânicas do aço AISI 1010.

Composição química (%)				
Fe	C	Mn	P	S
99,18 – 99,62	0,080 – 0,13	0,30 – 0,60	≤ 0,040	≤ 0,050
Propriedades mecânicas				
Resistência à tração [MPa]	Limite de escoamento [MPa]		Dureza (HV)	
365	305		108	

Fonte: (MATWEB, LLC.)

A Amostra 2 foi utilizada para a caracterização das barras. A micrografia da amostra foi feita com microscópio óptico Olympus modelo BX60M em duas regiões distintas: no diâmetro sem conformação (Figura 17) e no rebaixo. Como pode ser visto em comparação à Figura 18 – uma referência da literatura – a morfologia é a esperada do aço AISI 1010: matriz de grãos de ferrita com perlita (em preto na Figura 17), exceto que está descarbonetada. Não se conhece o processo de fabricação das barras para justificar essa anomalia.

Figura 17 – Micrografia da barra na região longe do rebaixo (ataque: Nital 5%).

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 18 – Micrografia de aço AISI 1010 mostrando a matriz de grãos de ferrita (branco) e ferrita (preto). Ataque em reagente de Marshall seguido por Nital 2%.

Fonte: (ASM INTERNATIONAL, 2002)

A micrografia da região do rebaixo foi feita por todo um lado da curvatura, apresentada na Figura 19. Nota-se que os grãos estão alongados na borda interna da dobra, devido ao esforço da conformação. Pode-se apontar também a existência de várias pequenas reentrâncias ao longo dessa borda – visto em detalhe na Figura 20, provavelmente advindas do dobramento da superfície.

Figura 19 – Micrografia da Amostra 2 na região interna da curvatura do rebaixo.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 20 – Micrografia da Amostra 2 na região destacada em vermelho na Figura 19.

Fonte: elaborado pela autora.

Foram feitas medições de microdureza em três regiões: Região 1 – microdureza média em pontos aleatórios do diâmetro do tubo, afastada do rebaixo; Região 2 – perfil ao longo da espessura do tubo na curvatura do lado esquerdo do rebaixo; e Região 3 – perfil ao longo da espessura do tubo na curvatura do lado direito do rebaixo (vide Figura 21). O equipamento utilizado foi um microdurômetro Vickers fabricado pela Buehler.

Figura 21 – Regiões 2 e 3 das medidas de microdureza da Amostra 2.

Fonte: elaborado pela autora.

As microdurezas medidas estão apresentadas na Tabela 2. A microdureza não varia significativamente ao longo da espessura do tubo na região do rebaixo (Regiões 2 e 3), mas se nota um aumento de aproximadamente $80\text{ HV}_{0,1}$ (31%) na

região do rebaixo em relação ao diâmetro sem conformação (Região 1). Esse aumento provavelmente deve-se à própria conformação do rebaixo, que notavelmente deformou os grãos, provocando um nível de encruamento.

Tabela 2 – Média de 10 medições de microdureza ($HV_{0,1}$) das Regiões 1, 2 e 3 do tubo.

Região 1		Região 2		Região 3	
Média	D.P.	Média	D.P.	Média	D.P.
180	8	250	20	270	15

Fonte: elaborado pela autora.

2.4 ANÁLISE FRACTOGRÁFICA

Como visto na Figura 16, três amostras falhadas foram trazidas para análise, devidamente numeradas. Como visto na Figura 22, após limpeza mecânica e química, conforme recomendação da Norma ASTM G1 (ASTM INTERNATIONAL, 2011), da Amostra 1, completamente fraturada, revelou-se que a superfície de fratura estava intensamente amassada, sem condições de identificar qualquer marca que poderia diagnosticar a origem ou a propagação da fratura.

Figura 22 – Amostra 1 após limpeza química segundo Norma ASTM G1.

Fonte: elaborado pela autora.

A Amostra 3, com trinca interrompida, foi apenas lavada e conservada para eventual análise futura.

A análise fractográfica concentrou-se na Amostra 2. A documentação fotográfica foi

feita com câmera digital Nikon D5100, equipada com lente Nikon AF-S DX Nikkor 18-105mm f/3.5-5.6G ED VR e lente macro Tokina AT-X M100 PRO D distância focal 100 mm F2.8. Como pode ser visto na Figura 23, essa Amostra não estava totalmente rompida e apresentava-se torcida, com desalinhamento da linha de centro.

Figura 23 – Amostra 2 antes da limpeza.

Fonte: elaborado pela autora.

A amostra foi quebrada de modo a separar as duas partes, denominadas Lado A e Lado B (vide Figura), para o exame das superfícies de fratura. A barra foi primeiramente congelada com nitrogênio líquido, a fim de minimizar danos às superfícies a serem examinadas, então foi quebrada por impacto. Foi realizada a limpeza química de cada superfície segundo a Norma ASTM G1 (ASTM INTERNATIONAL, 2011). As superfícies de fratura, podem ser vistas na Figura 24 – destacada entre as linhas tracejadas a região da fratura final realizada após congelamento com nitrogênio líquido.

As dobras esquerda e direita do rebaixo estão indicadas na Figura 24a e b como E e D respectivamente. É importante lembrar que os Lados são faces opostas da mesma superfície. Portanto, a dobra esquerda E do Lado A corresponde à dobra direita D do Lado B. Analogamente, a dobra direita D do Lado A corresponde à dobra esquerda E do Lado B.

Figura 24 – Superfícies de fratura da Amostra 2 após quebra.

Fonte: elaborado pela autora.

2.4.1 Propagação das trincas

A partir do exame microscópico da superfície do Lado A, foi possível identificar ao menos três trincas distintas que levaram à fratura, identificadas na Figura 25.

Em amarelo está indicada uma marca de catraca², que é a região de encontro das trincas marcadas em azul e vermelho.

A Figura 26a mostra um detalhe da dobra esquerda E do Lado A. O quadro vermelho na Figura 26a, destaca as marcas de amassamento (LUND; SHEYBANY, 2002), mostradas com maior aumento na Figura 26b, na região da trinca destacada em verde na Figura 25. Pode-se notar ainda que essas marcas foram interrompidas pela trinca assinalada em vermelho na Figura 25. Isso quer dizer que essa trinca ocorreu depois

¹ O símbolo indica imagem 3D no formato Anaglifo, que requer o uso de óculos vermelho/ciano para a sua visualização.

² Por definição, marcas de catraca são degraus numa fratura de fadiga que indicam onde duas trincas de fadiga coalescem (WULPI, 2000).

da trinca em verde.

Figura 25 – Superfície de fratura do Lado A, com destaque para as trincas e a marca de catraca.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 26 – Dobra esquerda E do Lado A da Amostra 2.

(a)

(b)

Fonte: elaborado pela autora.

Visto que a trinca assinalada em azul na Figura 25 percorreu uma área maior, i.e., suportou o carregamento e propagou-se por mais tempo, pode-se concluir que essa trinca foi anterior às outras. As trincas serão denominadas: T1 em azul, T2 em verde

e T3 em vermelho.

Nas Seções a seguir, estão descritas a nucleação e a propagação dessas trincas.

2.4.1.1 Primeira trinca – T1

Na superfície da dobra E do Lado B, pode-se notar um depósito de ferrugem de forma semi-elíptica (assinalado em vermelho na Figura 27b), com aspecto de marcas de praia, o que sugere que a trinca nucleou e propagou por fadiga. A imagem 3D da dobra D do Lado A revela ainda a presença de marcas de catraca (assinalada em amarelo na Figura 27a) e borda de cisalhamento (em branco), que sinaliza o fim da trinca.

Figura 27 – Detalhe das superfícies opostas de fratura no local de nucleação da trinca T1.

(a) Dobra direita D do Lado A.

(b) Dobra esquerda E do Lado B.

Fonte: elaborado pela autora.

A Figura 28 mostra com maior detalhe as marcas de praia e de catraca que evidenciam a trinca T1 no Lado B.

Pode-se concluir, assim, que a trinca T1 nucleou na dobra externa da barra e propagou-se em ambas as direções, i.e., tanto para a esquerda, quanto para a direita, como indicado na Figura 25.

Figura 28 – Região da trinca T1 no Lado B.

Fonte: elaborado pela autora.

Uma observação interessante foi que existem trincas na mesma direção da trinca T1 que não se propagaram – uma delas assinalada na Figura 29. Essa trinca também teve mais de um ponto de início evidenciado pelos degraus formados (sugerido pelas marcas de catraca). Isso deve sinalizar a concentração de tensão ocorrida nessa região devido à operação de conformação para produzir o rebaixo na barra, que, associado às tensões do carregamento, levou à nucleação de trincas de fadiga.

Figura 29 – Local do início da trinca T1 no Lado A, com trinca paralela que não se propagou.

Fonte: elaborado pela autora.

2.4.1.2 Segunda trinca – T2

Similarmente à trinca T1, observa-se um depósito de ferrugem de forma semi-elíptica nas superfícies especulares da dobra E do Lado A e da dobra D do Lado B, onde se encontram marcas de praia – vide Figura 30. Isso significa que a trinca T2 também nucleou por fadiga na dobra externa da barra.

Figura 30 – Detalhe das superfícies opostas de fratura no local de nucleação da trinca T2.

(a) Dobra esquerda E do Lado A.

(b) Dobra direita D do Lado B.

Fonte: elaborado pela autora.

É notável que as duas superfícies apresentam detalhes morfológicos distintos nessa região, com diferentes intensidades de esmagamento – e.g., a região brilhante no Lado A e a saliência na dobra interna do Lado B. Além disso, os esmagamentos ocorreram de maneira assimétrica, sem a correspondência especular. Isso se deve à torção que a barra sofreu no momento da fratura, como pode ser visto na Figura 31.

Figura 31 – Detalhe da Amostra 2 na região da fratura incompleta.

(a) Face oposta ao rebaixo, mostrando desalinhamento. (b) Fratura na face do rebaixo, mostrando desalinhamento.

Fonte: elaborado pela autora.

Além das marcas de praia na região de nucleação dessa trinca T2, foram encontradas também marcas de amassamento cíclico (assinaladas em vermelho na Figura 32a), que são evidências de propagação de trincas por fadiga (LUND; SHEYBANY, 2002) (WULPI, 2000). A causa desse amassamento foi o impacto entre as duas superfícies durante a propagação da fratura, devido à continuação da operação do trem antes de as barras serem inspecionadas e retiradas de operação.

Assinalado em preto dentro do quadro vermelho na Figura 32a estão as marcas do amassamento, que se assemelham a marcas de praia, mas nesse caso devem ter sido causadas pela superfície do Lado B impactando e empurrando a superfície do Lado A. As marcas assinaladas em amarelo na Figura 32b são as bordas do material que foi amassado e deformado plasticamente, como uma espécie de *pile up*.

Figura 32 – Marcas de amassamento cíclico na região de propagação da trinca T2.

(a) Região da propagação da trinca T2.

(b) Área marcada em amarelo na Figura (a).

Fonte: elaborado pela autora.

2.4.1.3 Terceira trinca – T3

Para entender a nucleação da trinca T3, é preciso investigar as marcas deixadas nessa região. O exame fractográfico detalhado da superfície do Lado A revelou a existência de três sub-regiões distintas, destacadas na Figura 33.

Figura 33 – Regiões de nucleação e propagação da trinca T3.

Fonte: elaborado pela autora.

Assinalado em azul, podem-se observar marcas de praia, indicando que a trinca propagou-se por fadiga no sentido da seta azul na Figura. A região foi examinada também com MEV (marca FEI, modelo Inspect F50, microsonda: EDAX para análise espectrométrica de raios X com detector de elementos leves), de modo que foi possível observar estrias de fadiga, produzidas pela deformação plástica que ocorre na ponta da trinca a cada ciclo de carregamento (WULPI, 2000) (BECKER; LAMPMAN, 2002). As estrias podem ser vistas na Figura 34.

Figura 34 – Superfície da trinca T3 e estrias de fadiga na região de propagação.

Fonte: elaborado pela autora.

No início das marcas de praia, notam-se marcas radiais (destacadas em verde na Figura 33), que irradiam a partir do local de nucleação da trinca (BECKER; LAMPMAN, 2002). Marcas radiais são características de fratura frágil e, nesse caso, significam uma transição entre a nucleação da trinca e seu estágio de propagação. Portanto, pode-se concluir que a trinca iniciou-se na região assinalada em vermelho na Figura 33.

As regiões de propagação da trinca – marcas radiais e de praia – ocorreram praticamente num mesmo plano, enquanto a região de nucleação (região vermelha) está contida numa cavidade de forma aproximadamente quadrada, o que pode ser melhor visualizado em imagem 3D anaglifo como apresentada na Figura 35. O local de nucleação da trinca está assinalado na Figura 36.

Figura 35 – Região de nucleação da trinca T3.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 36 – Local de nucleação da trinca T3.

Fonte: elaborado pela autora.

A propagação da trinca T2 diminuiu a área resistente na região da dobra E do rebaixo do Lado A da barra e, conseqüentemente, provocou aumento da tensão nessa região. Associado às tensões residual de conformação do rebaixo e de torção, levou à nucleação da trinca T3.

Sob exame detalhado, pode ser visto também na Figura 35 e na Figura 36 que na região de início da trinca ocorreu a nucleação de inúmeras trincas, formando marcas de catraca, que se juntam para formar uma única trinca. Nota-se que a trinca nucleada nessa região propaga-se tanto para a esquerda (trinca T3 descrita até aqui), como para a direita. Dessa forma, a propagação para a direita foi então nomeada trinca T4, que está descrita a seguir.

2.4.1.4 Trinca – T4

As nucleações das trincas T3 e T4 ocorreram na mesma região, devido ao efeito concentrador de tensão promovido pelas valas e cavidades na superfície interna da barra, associado às tensões residual de conformação e de torção atuantes. Essas valas provavelmente foram produzidas durante a conformação do rebaixo, visto que se observa intensa deformação dos grãos próximos à superfície da barra nessa região (vide Figura 20).

Figura 37 – Superfície de fratura do Lado A indicando as regiões de nucleação e sequências da propagação das trincas T1 a T4.

Fonte: elaborado pela autora.

As distâncias percorridas pelas trincas T3 e T4 e a morfologia da superfície de fratura sugerem que as trincas T3 e T4 nuclearam e propagaram simultaneamente. Uma vez nucleada, a trinca T4 propagou-se até o encontro com a trinca T1, formando a marca

de catraca mostrada na Figura 25 e novamente na Figura 37, que consolida os locais de nucleação e propagação das trincas T1 a T4.

Finalmente, a partir das evidências apresentadas, pode-se concluir que a fratura da barra estabilizadora com rebaixo ocorreu por nucleação na região do rebaixo e propagação de quatro trincas por fadiga.

2.4.2 Nucleação das trincas

A Amostra 3 apresenta fratura ainda no estágio inicial, de maneira que a trinca não se propagou até a ruptura da barra e pode ser estudada para entender as possíveis causas da nucleação da trinca. A Figura 38 mostra a região do rebaixo da amostra e a trinca interrompida. Utilizando a mesma nomenclatura adotada para a Amostra 2, o Lado A é a parte mais próxima do flange. Portanto, se olhássemos a superfície de fratura do Lado A da Amostra 3, a trinca iniciou-se no rebaixo do lado direito.

Como visto na Figura 16, observou-se que barras sem rebaixo também sofrem fratura. Portanto, embora o rebaixo cause concentração de tensão devido ao seu pequeno raio de curvatura, de forma que a trinca nucleia ali, o rebaixo não é a causa da falha.

Figura 38 – (a) Região do rebaixo da Amostra 3. (b) Trinca interrompida.

(a)

(b)

Fonte: elaborado pela autora.

A Figura 38b mostra ainda que a trinca iniciou no local onde houve corrosão, devido à remoção da camada da tinta, e esmagamento (dano mecânico) da superfície. É notável na Figura 39 que também houve corrosão no local do início da primeira trinca da Amostra 2. Segundo (ASM INTERNATIONAL HANDBOOK COMMITTEE, 1996), a resistência à fadiga dos materiais metálicos, aços carbono em particular, depende fortemente do acabamento superficial, de maneira que trincas frequentemente iniciam em superfície áspera associada à deformação plástica proveniente de conformação.

Figura 39 – Região da trinca T1 da Amostra 2, com corrosão.

Fonte: elaborado pela autora.

A fadiga de alto ciclo é influenciada pelo pequeno raio de curvatura da superfície e a ocorrência de corrosão, reduzindo a vida útil do componente (LEIS; BATELLE-COLUMBUS, 1996). A ausência de deformação plástica (redução de espessura do tubo na região de ruptura) nas três amostras indica que a ruptura foi macroscopicamente frágil e a tensão imposta ao material foi inferior ao limite de escoamento.

2.5 ESTUDO DAS TENSÕES NAS BARRAS ESTABILIZADORAS

Para a compreensão dos esforços que provocaram a nucleação e a propagação da trinca até a fratura, é necessário examinar os esforços atuantes na barra, o que não é trivial. Considerou-se que existam pelo menos três fontes de carregamento nas barras: a montagem das barras formando uma cruzeta (como visto na Figura 40) e

Figura 40 – Diagrama dos componentes do truque.

7: barra superior, 8: barra inferior, 15/16/17: *center clamp*

Fonte: (STANDARD CAR TRUCK COMPANY, 2014)

sua instalação no truque podem introduzir pré-tensões às quais se somam as tensões devido à dinâmica do truque e do vagão durante a operação do trem. Esses itens do complexo sistema de carregamentos serão discutidos nas Sessões a seguir.

2.5.1 Montagem e instalação no truque

O manual para montagem e utilização das barras estabilizadoras (STANDARD CAR TRUCK COMPANY, 2014) prescreve uma série de requisitos e exigências, tanto para a montagem, como para a instalação nos truques. O manual destaca que é essencial a conformidade com o prescrito para a durabilidade das barras e ainda atribui a responsabilidade da instalação correta e o desempenho ao instalador.

A sequência de montagem é detalhada. Destaca-se que nessa etapa as barras superior e inferior são colocadas em posição invertida e é necessário uso de um

gabarito especialmente dedicado para a pré-montagem, conforme visto na Figura 41.

É importante notar que as barras são fixadas uma à outra por uma peça central chamada *center clamp*, destacada em roxo na Figura 41. O manual explicita minuciosamente a montagem do *center clamp* – particularmente a aplicação da solda, incluindo recomendações de como remover escórias, designando as ferramentas que podem ou não ser utilizadas, e o procedimento para o resfriamento pós-solda, levando em consideração a temperatura ambiente.

Figura 41 – Posicionamento das barras e montagem do *center clamp* sobre gabarito.

Fonte: (STANDARD CAR TRUCK COMPANY, 2014)

Não há justificativas para esses procedimentos no manual, mas as possíveis razões seriam:

- i. O uso do gabarito garantiria a geometria (simetria) do componente e, conseqüentemente, a distribuição das tensões devido ao carregamento durante a operação do vagão.
- ii. O uso de ferramentas específicas para a remoção da escória, como jateamento ou marteleto, serviria para controlar as características da superfície e garantir os níveis de tensões residuais que eventualmente interfeririam com a distribuição de tensões nas barras.
- iii. O resfriamento após a solda também deve ter a sua importância nas tensões residuais, além do eventual efeito de tratamento térmico que pode alterar as propriedades do material (particularmente na zona termicamente afetada) e conseqüentemente seu comportamento mecânico.

Quanto à instalação, o manual salienta a importância de seguir todas as etapas do procedimento, incluindo lista de verificação (*checklist*) que deve ser preenchida e arquivada para referências futuras.

Um item que chama a atenção é o que se refere ao aperto dos parafusos para a fixação das barras no truque. O manual recomenda que o aperto deve iniciar numa extremidade, sem explicitar qual; enfatiza que os parafusos devem ser “generosamente” lubrificados, a fim de garantir a pré-carga durante a sequência (também não explicitada) de torqueamento. Recomenda-se o uso de torquímetro calibrado com torque de 810 N.m, explicitando que não seja utilizada ferramenta de impacto.

2.5.1.1 Considerações

Os procedimentos para a montagem e instalação das barras estabilizadoras estão claros no manual do fabricante. No entanto, na visita à oficina dos vagões não se verificou a utilização do gabarito para a montagem das barras. Essas são montadas diretamente nos truques posicionados no gabarito para a instalação, como visto na Figura 42.

Figura 42 – Truque no gabarito aguardando a montagem das barras.

Fonte: elaborado pelo autor em visita à oficina da Vale SA.

A sequência de montagem e instalação no truque (que ocorrem simultaneamente) são realizadas como segue:

- iv. Instalação da barra superior (aparafusamento sem aperto).
- v. Instalação da barra inferior.
- vi. Colocação do center clamp e seus enchimentos poliméricos com aperto moderado.
- vii. Aperto com torquímetro da barra superior.
- viii. Aperto com torquímetro da barra inferior.
- ix. Colocação e aperto do parafuso do center clamp.
- x. Soldagem do center clamp na barra de fixação (deslocamento de 40 mm para soldagem).

Durante a instalação das barras do truque, não foi observada a aplicação de lubrificante nos parafusos como recomendado pelo fabricante. A falta de lubrificação pode provocar torção da barra, devido ao atrito entre o parafuso e a rosca da barra, além de influir na tensão de tração da própria barra.

2.5.2 Medições em campo

Primeiramente, está apresentada a seguir a nomenclatura jargão adotada na área para os rodeiros e rodas. Na Estrada de Ferro Carajás – São Luís, a Vale SA utiliza vagões GDT, com dois truques. Os rodeiros são numerados em ordem crescente no sentido de translação do trem e os lados esquerdo e direito do vagão são orientados pelo sentido oposto de translação – vide a Figura 43 abaixo.

Figura 43 – Nomenclatura jargão dos rodeiros e rodas de um vagão.

Fonte: vista superior do truque por (STANDARD CAR TRUCK COMPANY), esquema elaborado pela autora.

A Vale SA fez levantamento de dados das quebras das barras nos anos de 2013 e 2015, obtendo os valores apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 – Levantamento do número e localização de quebras das barras estabilizadoras.³

Rodeiro	Extensômetro	Parcela das falhas (%)	Rodeiro	Extensômetro	Parcela das falhas (%)
1E		9,8	1D		1,1
2E		1,7	2D		16,4
3E	1, 5, 9	19,5	3D	2, 6, 10	2,8
4E	4, 8, 12	3,7	4D	3, 7, 11	44,9

Total de falhas: 653 (419 em 2015 e 233 em 2016)

Cores iguais significam que se trata da mesma barra, como pode ser visto na Figura 43.

Fonte: Vale SA

É notável que a barra 3E-4D sofre a maioria das falhas: 64,4%. Além disso, a barra na mesma posição no truque de trás (1E-2D) sofre o segundo maior número de falhas: 26,2%. Esses dados devem ser comparados com as tensões medidas ou calculadas nas barras.

³ As parcelas somam 99,9% porque não foi registrada a barra correspondente a uma falha no rodeiro 4.

Antes da análise das barras no LFS, foi realizado pela empresa Kotchergenko Engenharia (KOT) o monitoramento das tensões nas barras durante a instalação no truque e o trajeto dos vagões entre a mina em Carajás - PA e o porto em São Luís – MA, com e sem carga de minério. O vagão foi monitorado por três ciclos completos de viagem (i.e., ida e volta da mina ao porto).

As barras estabilizadoras foram instrumentadas com extensômetros e instaladas num vagão equipado com acelerômetro, sistema de monitoramento de posição GPS e sistema de aquisição de dados para monitoramento dos esforços na barra. Os locais onde os extensômetros foram colocados nas barras estão numerados na Figura 44 (a correspondência com a nomenclatura jargão está indicada na Tabela 3). Os dados obtidos de velocidade do vagão e tensões nas barras foram apresentados em relatório da KOT (KOTCHERGENKO ENGENHARIA, 2015).

Figura 44 – Posição dos extensômetros nas barras estabilizadoras.

Fonte: (KOTCHERGENKO ENGENHARIA, 2015)

Nos pontos 9 a 12 foram instalados três extensômetros uniaxiais (D, E, F) e uma roseta (A, B, C), como esquematizado na Figura 45. Nos pontos 1 a 8 foi instalada somente uma roseta triaxial (A, B, C).

Figura 45 – Esquema dos extensômetros instalados nas barras.

Fonte: (KOTCHERGENKO ENGENHARIA, 2015)

É importante ressaltar que a KOT não forneceu as deformações medidas, apenas as tensões de von Mises calculadas. Assumindo hipótese de estado plano de tensões, visto que as medidas são feitas na superfície livre do tubo, a tensão de von Mises nos pontos 1 a 8 é calculada a partir das deformações como segue:

$$\therefore \sigma_{von\ Mises} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2^2}$$

$$\sigma_1 = E \left[\frac{\varepsilon_A + \varepsilon_C}{2(1 - \nu)} + \frac{1}{2(1 + \nu)} \sqrt{(\varepsilon_A - \varepsilon_C)^2 + (2\varepsilon_B - \varepsilon_A - \varepsilon_C)^2} \right]$$

$$\sigma_2 = E \left[\frac{\varepsilon_A + \varepsilon_C}{2(1 - \nu)} - \frac{1}{2(1 + \nu)} \sqrt{(\varepsilon_A - \varepsilon_C)^2 + (2\varepsilon_B - \varepsilon_A - \varepsilon_C)^2} \right]$$

σ_1, σ_2 : tensões principais

E : módulo de elasticidade

ν : coeficiente de Poisson

ε_i : deformação medida em cada extensômetro i

Antes da operação do trem, foram medidas as tensões durante duas condições de torqueamento, ambos calibrados:

- torque nominal, aplicado com um torquímetro de estalo,
- torque de rotina, com torquímetro hidráulico.

As primeiras medições foram realizadas durante o posicionamento das extremidades das barras (na sequência C-B-D-A, como nomeado na Figura 44) e, em seguida,

durante o aperto final na sequência C-A-D-B. Os resultados estão reproduzidos na Figura 46.

Figura 46 – Tensão de von Mises devido aos torqueamentos nominal e de rotina, medida nos pontos conforme numeração na Figura 44.

Fonte: (KOTCHERGENKO ENGENHARIA, 2015)

Embora o relatório da KOT não tenha documentado com precisão a localização de todos extensômetros, assume-se que pontos equivalentes (e.g., 1, 2, 3, 4) estejam localizados em posições equivalentes das barras. Surpreendentemente não se observam simetria nas tensões após o tensionamento das barras.

Considerando o material das barras elástico, homogêneo e isotrópico, e essas solicitadas no campo elástico, as tensões nos pontos 1, 2, 3 e 4 deveriam apresentar valores próximos, com desvios inerentes aos erros experimentais; analogamente para os pontos 5, 6, 7 e 8. No entanto, nota-se grande discrepância entre as tensões medidas em pontos supostamente simétricos. Essa discordância de valores pode estar associada à rigidez oferecida pelo *center clamp* e também à sequência de torqueamento utilizada na instalação nos truques.

Considerando ainda que as barras são montadas simetricamente no truque, as tensões em todos os pontos de medição deveriam apresentar tensões equivalentes –

i.e., os valores das tensões nos pontos 1, 3, 5 e 7, assim como nos pontos 2, 4, 6 e 8, deveriam ser equivalentes entre si. No entanto, como as barras não são retas, contendo curvas e rebaixos, os valores poderão ser distintos, dependendo da posição da instalação de cada extensômetro (e.g., nos pontos de rebaixo ou da curva).

Observa-se na Figura 47 o posicionamento dos extensômetros 1 a 4 na região externa do dobramento da barra. Portanto, se não houve tratamento térmico para alívio de tensão proveniente da conformação, o valor da tensão real submetido ao material nesse ponto será diferente do valor medido, devido às tensões residuais, associadas à tensão de compressão devido ao estiramento da barra, como esquematizado na Figura 48. Por isso, os valores medidos nos pontos 1 a 4 foram excluídos da análise das tensões nas barras, visto que tensão de compressão não nucleia trincas.

Figura 47 – Posicionamento dos extensômetros na barra.

Fonte: (KOTCHERGENKO ENGENHARIA, 2015)

Figura 48 – Orientação das tensões na barra devido à geometria.

Fonte: Vale SA com anotações pela autora.

Os valores de tensão de von Mises calculados a partir das medições estão apresentados na Tabela 4, excluídos os pontos 1 a 4.

Tabela 4 – Valores de tensão de von Mises (σ_{vM}) nos pontos 5 a 12 (1.741 medidas).

σ_{vM} (MPa)	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12
Mínima	46	67	68	39	24	61	61	179
Média	97	99	102	56	43	75	81	212
Máxima	218	187	168	110	123	114	123	326

Fonte: relatório global fornecido pela KOT

A KOT não forneceu os dados não tratados das medições, apenas valores de tensão de von Mises como reportados na Tabela acima. Por isso, não é possível calcular a amplitude de tensão à qual foram submetidas as barras, que é uma dimensão também bastante relevante quando se considera fadiga.

Segundo o levantamento das falhas, seria esperado que as maiores tensões fossem medidas nos pontos 7 e 11, e 5 e 9 (respectivamente rodeiros 4D e 3E, com maior incidência de falhas). No entanto, a análise das tensões medidas revela que o ponto 12 (rodeiro 4E – 3,7% das falhas) está sujeito à maior tensão durante quase todo o trajeto. Nota-se que a tensão só superou a tensão de escoamento do aço 1010 (305 MPa) quando atingiu a máxima tensão medida no ponto 12 – o que ocorreu quando o trem passava por um Aparelho de Mudança de Via.

Essa discordância entre o número de ocorrências de falhas e a posição das tensões máximas medidas nas barras pode ser resultante do desbalanceamento no torqueamento, associado à rigidez devido ao *center clamp*. Esse desbalanceamento pode até ter sido a fonte da tensão de torção observada no rompimento da barra (Amostra 2), conforme apresentado na Seção 2.4.

Além de praticamente não terem sido medidas tensões acima da tensão de escoamento do material de 305 MPa (Tabela 1), o fato das barras terem sofrido ruptura macroscopicamente frágil, sem a ocorrência de estrição, permite concluir que a fratura não foi por sobrecarga (tensão superior ao valor de tensão de resistência). Por isso foi feita também a análise do carregamento cíclico sofrido pelas barras, apresentado a seguir.

A partir dos dados do material fornecidos por (BRENNAN, 1994) e da metodologia desenvolvida por (LEE et al., 2005), a KOT determinou a curva S-N vista na Figura 49 e calculou o dano acumulado, apresentado na Tabela 5. A partir do dano acumulado,

estimou-se uma vida útil de 150 ciclos para a nucleação das trincas; considerando o ciclo médio de cinco dias, calcula-se a ocorrência da falha em aproximadamente dois anos – muito aquém dos mínimos 6 anos esperados pelo projeto.

Ressalta-se que o processo de fabricação das barras estabilizadoras influencia diretamente na durabilidade do componente. As dobras e as conformações, além de gerar tensões residuais de tração, podem contribuir para o surgimento de microtrincas que aceleram o processo de fadiga, reduzindo a vida útil do componente.

Figura 49 – Curva S-N calculada para o aço carbono AISI 1010.

Fonte: (KOTCHERGENKO ENGENHARIA, 2015)

Tabela 5 – Resultados da análise de fadiga – 1 ciclo.

σ_{min} [MPa]	σ_{max} [MPa]	σ_{med} [MPa]	σ_{alt} [MPa]	n	N	dano
30	390	210	180	1	2.00E+02	5.0E-03
30	300	165	135	2	3.00E+03	6.7E-04
30	250	140	110	5	2.00E+04	2.5E-04
30	200	115	85	6	5.00E+04	1.2E-04
30	150	90	60	14	4.00E+05	3.5E-05
20	100	60	40	600	1.00E+06	6.0E-04
Dano acumulado						6.7E-03

n: número de ocorrências durante 1 ciclo, considerado como a média dos 3 ciclos monitorados; N: vida em fadiga para dado valor de tensão.

Fonte: (KOTCHERGENKO ENGENHARIA, 2015)

(CELIK et al., 2009) ensaiou segundo a Norma ASTM E466-96 o aço 1010 normalizado, obtendo limite de fadiga de aproximadamente 150 MPa para uma vida de 1 milhão de ciclos, como apresentado na Figura 50. Esse valor é próximo do encontrado por (JASKE, 1977) para o mesmo aço laminado a quente. Observando os

valores de tensão atingidos nas barras nos pontos a 5 a 12, nota-se que, no ponto 12, a tensão de von Mises é sempre maior do que esse limite de fadiga, enquanto nos pontos 5, 6 e 7 a tensão de von Mises ultrapassa esse limite em ao menos alguns instantes do trajeto (56, 17 e 26 medições, respectivamente).

Figura 50 – Amplitude de tensão em função da vida em fadiga do aço AISI 1010. (a) Taxa de deformação constante de $4 \cdot 10^{-3} \text{ s}^{-1}$, em função de temperatura isotérmica. (b) Amostra normalizada a 1.193 K por 1h.

Fonte: (a) (JASKE, 1977), (b) (CELIK et al., 2009)

É importante notar que o limite de fadiga de 150 MPa é uma referência padronizada, enquanto componentes mecânicos permitem alguma margem para o projeto. Ainda assim, do exposto, considerando o nível do carregamento e as falhas por fadiga ocorridas, é presumível que foi levado em consideração como critério de projeto para o dimensionamento das barras apenas o carregamento estático e não o carregamento cíclico que leva à ocorrência de fadiga.

2.5.3 Análise por elementos finitos

Visto que as medições realizadas pela empresa KOT não levaram em consideração as tensões residuais devido à dobra e aos rebaixos das barras, foram feitas simulações numéricas dinâmicas para calcular essas tensões residuais, considerando um alívio de tensão após a fabricação.

Foram feitas também simulações estáticas para calcular as tensões devido à operação do trem. Apenas uma situação mais crítica foi simulada – tração máxima possível de uma barra. Essas duas análises foram sequencialmente superpostas, de

maneira a se obter a tensão total na barra devido a esses três fenômenos.

Como a KOT não realizou as medições nos locais de nucleação das trincas de fadiga que levaram à falha, revelados pela fractografia apresentada na Seção 2.4, a análise por elementos finitos serve também para entender a distribuição das tensões em toda a barra, especialmente nesses pontos mais relevantes.

A geometria das barras *as-built* foi fornecida pela Vale S.A. As simulações foram feitas no *software* SIMULIA Abaqus CAE 2016.

2.5.3.1 Tensões residuais

As barras sofrem, em cada extremo, um dobramento e a conformação de um rebaixo e, no centro, um outro rebaixo para acomodar o *center clamp*. As tensões residuais devido a esse procedimento foram simuladas. Vale notar que ocorreu uma pequena assimetria nas tensões calculadas devido a assimetrias na geometria fornecida.

O modelo utilizado aplicou a geometria como construída fornecida como um molde de elementos rígidos. A barra em seu formato original entra em contato com os moldes, de maneira a sofrer a conformação. Então foi incluída a retirada do carregamento de conformação, para garantir o retorno elástico do material.

O modelo aproveita-se da simetria, analisando apenas metade da barra. Os elementos de malha são sólidos do tipo C3D8I R3D4 (número de nós: 83.638, número de elementos: 57.786). O modelo do contato foi com atrito de 0,15. Os resultados estão apresentados nas Figuras a seguir.

A Figura 51 mostra a distribuição das tensões de von Mises na barra sob o carregamento da conformação. A Figura 52 traz o detalhe da barra na região do *center clamp* e a Figura 53, na região do rebaixo. Nota-se que as áreas em torno dos locais de conformação atingem tensões acima do limite de escoamento (302 MPa, segundo Tabela 1) para atingir a deformação plástica, chegando a tensões tão altas quanto 650 MPa nas pequenas regiões em vermelho.

Figura 51 – Tensão de von Mises na barra devido à conformação, sob carregamento.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 52 – Tensão de von Mises devido à conformação, sob carregamento – região do *center clamp*.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 53 – Tensão de von Mises devido à conformação, sob carregamento – região do rebaixo.

Fonte: elaborado pela autora.

Após a conformação da barra, o carregamento é retirado, de forma a obter as tensões residuais, i.e., as tensões, estacionárias e em equilíbrio com seu entorno, introduzidas no componente devido à deformação plástica. A Figura 54 apresenta a distribuição das tensões de von Mises residuais na barra; a Figura 55 traz o detalhe da barra na região do *center clamp* e a Figura 56, na região do rebaixo.

Após a retirada do carregamento da conformação, a tensão máxima diminuiu em 50 MPa (redução de 7%), enquanto a tensão mínima reduziu 39%. Além disso, a extensão das regiões de maiores tensões diminuíram notavelmente. Como esperado, observou-se que nas regiões que sofreram conformação as tensões excederam a tensão de escoamento.

Figura 54 – Tensão de von Mises residual (i.e., após descarregamento) na barra devido à conformação.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 55 – Tensão de von Mises residual devido à conformação – região do *center clamp*.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 56 – Tensão de von Mises residual devido à conformação – região do rebaixo.

Fonte: elaborado pela autora.

A Figura 57 mostra a deformação plástica equivalente calculada após a conformação e a retirada do carregamento.

Figura 57 – Deformação plástica equivalente devido à conformação, após descarregamento – região do rebaixo.

Fonte: elaborado pela autora.

Segundo a fractografia, sabe-se que a fratura da barra ocorreu principalmente em Modo I, i.e., modo de abertura, com uma tensão trativa normal ao plano da trinca, portanto é importante analisar tais tensões na direção axial da barra. Por isso, a Figura 58 apresenta a distribuição da tensão principal residual na direção axial da barra. É

essa tensão que contribui para nuclear as trincas de fadiga encontradas, somando-se à tensão axial devido ao carregamento em operação.

Na Figura 58, em lilás notam-se as regiões de tensão principal residual aproximadamente nula. A Figura 59 mostra apenas a parcela trativa dessa tensão principal residual na direção axial da barra (em branco está representada toda a região de tensão residual compressiva).

Figura 58 – Tensão principal residual na direção axial da barra devido à conformação.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 59 – Parcela trativa da tensão principal residual na direção axial devido à conformação – região do rebaixo.

Fonte: elaborado pela autora.

As regiões em preto na Figura 58 e na Figura 59 são pontos de singularidade

matemática da malha e, como tal, não representam valores realistas de tensão, portanto devem ser desconsideradas.

Notam-se valores significativos de tensão principal residual axial trativa nas regiões das dobras do rebaixo, justamente onde se nuclearam as trincas descritas na Seção 2.4. Esse resultado era esperado para a conformação desses pequenos raios de curvatura por meio de altos níveis de deformação plástica.

É importante lembrar que a barra estabilizadora é conformada a partir de um tubo sem costura, que por sua vez foi fabricado por meio de trefilação – não se sabe se a quente ou a frio, nem se o tubo passou por processo de alívio de tensão. Segundo (MISRA; POLAKOWSKI, 1969) apud (DIETER, 1986), em tubos trefilados, as tensões residuais longitudinais e circunferenciais são trativas na superfície externa e compressivas na superfície interna. As tensões residuais na direção radial são desprezíveis.

Dessa forma, os resultados dessa simulação das tensões residuais devido à conformação da dobra e dos dois rebaixos pode não representar o valor verdadeiro das tensões residuais no tubo, visto que as tensões residuais trativas na superfície geradas pela trefilação podem se somar a essas. Essas tensões podem impactar a capacidade do componente de nuclear e propagar uma trinca.

2.5.3.2 Tensões devido à operação

Para simular uma situação de *warp*, em que os rodeiros perdem o paralelismo e uma barra é tracionada, uma tensão de tração uniaxial, paralela ao eixo da barra, foi aplicada em um extremo de uma barra, mantendo os outros extremos fixos. Essa simulação foi superposta à simulação anterior, o cálculo da tensão residual devido à conformação.

Existe uma folga (Figura 60) de 22,5 mm entre os suportes das barras e as cunhas laterais, necessária para permitir a montagem das barras no truque. Considerando a alta rigidez do truque, é essa folga que limita o estiramento que a barra pode sofrer. Foi simulado esse caso extremo, do estiramento máximo permitido. No entanto, o resultado chega a 129% de alongamento plástico principal máximo absoluto do material, sendo que se sabe que o aço AISI 1010 apenas alcança aproximadamente 20% de alongamento na ruptura (MATWEB, LLC.).

Figura 60 – Folga de montagem.

Fonte: Vale S.A.

A fim de calcular tensões mais próximas do caso extremo sofrido pelas barras durante a operação do trem, calculou-se o estiramento devido ao pior caso de *warp* no trajeto da EFC. Como já explicado, o *warp* ocorre nas curvas; o ponto mais crítico do trajeto da EFC ocorre na chamada “pera”⁴ na Mina de Ferro Carajás, em Parauapebas – PA, vista em imagem de satélite na Figura 61, cujo raio de curvatura tem $R = 258\text{ m}$.

Figura 61 – Imagem de satélite da “pêra” na Mina de Ferro Carajás, em Parauapebas – PA.

Fonte: (DIGITAL GLOBE, 2017)

A projeção das barras estabilizadoras em vista superior forma um X, aparentando cada barra ter $c = 2.425\text{ mm}$ e formando entre si um ângulo de $\alpha = 37^\circ$ (vide Figura

⁴ “Pera ferroviária: Linha circular, que prioriza o carregamento ou descarregamento de vagões em apenas um sentido de circulação e sem a necessidade de proceder encostes adicionais, possibilitando também sua utilização para inversão de trens e veículos ferroviários” (VALEC - ENGENHARIA, CONSTRUÇÕES E FERROVIAS S.A., 2014).

62a). O cálculo do estiramento máximo sofrido pela barra foi feito considerando as seguintes hipóteses (vide Figura 62b):

1. Como as dimensões do raio de curvatura são muito maiores do que as dimensões das barras (duas ordens de grandeza), considera-se o arco do trilho percorrido pelos rodeiros aproximadamente reto e de comprimento igual ao comprimento entre cada extremo das barras ($L_b \approx a$, $L_a \approx a'$).
2. Somente os rodeiros no trilho alto (lado de fora da curva) se afastam, enquanto os rodeiros no trilho baixo (lado de dentro da curva) mantêm sua distância nominal; dessa forma, somente uma barra é estirada.
3. Despreza-se o potencial efeito da rigidez oferecida pelo *center clamp*.

Figura 62 – Modelo utilizado para cálculo do estiramento sofrido pela barra na “pêra” da Mina de Ferro Carajás.

Esquema da vista superior das barras estabilizadoras.

$$a = 2.319,1 \text{ mm}$$

$$b = 771,5 \text{ mm}$$

$$c = 2.444,1 \text{ mm}$$

$$\alpha = 36,8^\circ$$

Os pontos vermelhos representam a posição de cada extremo das barras. Esquema fora de escala.

L_a , L_b : comprimento do trilho alto/ baixo percorrido pelos rodeiros

a' : distância entre rodeiros no trilho alto

$c' = c + \Delta$: comprimento da barra estirada

Fonte: elaborado pela autora (dimensões fornecida pela Vale S.A.).

$$\gamma = 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{a/2}{R} \right) = 0,515^\circ = 8,99 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$L_a = (R + b) \cdot \gamma \approx a' = 2.326,1 \text{ mm}$$

$$c' = \sqrt{a'^2 + b^2} = 2.450,7 \text{ mm}$$

$$\text{Estiramento da barra: } \Delta = c' - c = 6,6 \text{ mm} \approx 7 \text{ mm}$$

Os resultados da simulação de 7 mm de estiramento estão apresentados nas Figuras a seguir.

A Figura 63 apresenta a distribuição das tensões de von Mises na barra devido ao estiramento de 7 mm; a Figura 64 mostra a vista direita a fim de comparar a barra deformada com sua geometria antes do estiramento, ilustrada em cinza. A Figura 65 traz o detalhe da barra na região do rebaixo. A tensão máxima calculada foi de 590 MPa; é importante notar que as tensões do carregamento foram somadas às tensões residuais na barra, apresentadas anteriormente. Dessa forma, pode-se assumir que tensões residuais compressivas contribuíram para reduzir as tensões na barra.

Figura 63 – Tensão de von Mises na barra devido ao estiramento de 7 mm.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 64 – Tensão de von Mises na barra (vista direita) devido ao estiramento de 7 mm – em cinza, barra antes do estiramento.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 65 – Tensão de von Mises na região do rebaixo devido ao estiramento de 7 mm.

Fonte: elaborado pela autora.

A Figura 66 apresenta a distribuição da tensão principal devido ao estiramento na direção axial da barra. A Figura 67 mostra apenas a parcela trativa dessa tensão principal na direção axial da barra (em branco está representada toda a região de tensão principal axial compressiva). A Figura 68 traz o detalhe da barra na região do rebaixo e a comparação da barra deformada com sua geometria antes do estiramento.

Na Figura 66, em lilás notam-se as regiões de tensão principal axial nula. As regiões em preto nas três Figuras abaixo são pontos de singularidade matemática da malha e, como tal, não representam valores realistas de tensão, portanto devem ser desconsideradas.

Figura 66 – Tensão principal na direção axial na barra devido ao estiramento de 7 mm.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 67 – Parcela trativa da tensão principal na direção axial na região do rebaixo devido ao estiramento de 7 mm (vista de topo).

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 68 – Parcela trativa da tensão principal na direção axial na região do rebaixo devido ao estiramento de 7 mm (vista direita) – em cinza, geometria antes do estiramento.

Fonte: elaborado pela autora.

Observa-se que especialmente nos locais de pequeno raio de curvatura as tensões atingem valores muito acima do escoamento do material. É importante notar que a geometria em CAD fornecida não representa exatamente a geometria real da barra. O rebaixo em seu centro possui curvatura muito mais suave do que no desenho, o que pode explicar esses valores tão altos de tensão. Ainda assim é possível afirmar que os resultados da análise por elementos finitos corroboram a hipótese de que a barra não foi projetada para suportar as altas cargas aplicadas.

2.6 CONCLUSÕES PARCIAIS

A causa da fratura foi caracterizada e as tensões devido à conformação, à montagem e à operação foram estimados pelo método de elementos finitos. Nas amostras analisadas, a trinca que levou à fratura iniciou em uma das dobras do rebaixo. No entanto, levando em consideração que há registro de fraturas ocorrendo tanto em barras com quanto sem rebaixo, pode-se dizer que o rebaixo age como concentrador de tensão, mas não é a principal causa da falha.

Os valores calculados da tensão residual devido à conformação do rebaixo são significativos; além disso, sua conformação pode produzir danos superficiais, como as reentrâncias vistas na Figura 19. Portanto, sugere-se reavaliar a necessidade desse, de maneira que sua eliminação poderia reduzir a probabilidade de falha, além de diminuir o custo de fabricação eliminando essa etapa do processo. Se não for viável eliminar o rebaixo, sugere-se realizar tratamentos para alívio das tensões residuais.

Na fractografia, constatou-se também que a barra sofre torção. Cabe reiterar que o manual do fabricante menciona mas não especifica uma sequência de aperto dos parafusos para a montagem das barras no truque e que a Vale SA não segue qualquer sequência de aperto. Dessa forma, recomenda-se consultar o fabricante sobre tal sequência, a fim de minimizar a assimetria de tensões nas barras. Da mesma maneira, vale reavaliar a necessidade do *center clamp* ou ao menos de sua soldagem, visto que esse introduz uma rigidez ao sistema que também pode contribuir para o desequilíbrio de tensões.

Da fractografia das Amostras 2 e 3, concluiu-se que a trinca que levou à falha iniciou-se em uma região com danos superficiais provocados pelo esmagamento e pela

corrosão. Portanto, recomenda-se melhorar a proteção superficial ou inspecionar a integridade da tinta em intervalos de tempo suficientes para evitar a nucleação de trincas em áreas danificadas.

Finalmente, sabe-se que o principal carregamento sofrido pelas barras deve-se à tração causada pelo *warp* do truque. Portanto, recomenda-se estudar a possibilidade de ao menos reduzir a folga entre os suportes das barras e as cunhas laterais. Foi calculado que o pior caso de *warp* no trajeto da EFC causa distensão de aproximadamente 7 mm. A folga atual é maior que essa medida; se essa for reduzida para impedir tal distensão tão significativa, as tensões sofridas pelas barras podem ser reduzidas para níveis mais seguros.

2.7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Vale a sugestão de realizar a análise fractográfica de um maior número de amostras a fim de catalogar as causas e mecanismos de falha, classificando-as por significância.

No que tange às simulações numéricas, visto que a KOT só forneceu os valores já convertidos em tensão equivalente de von Mises, não os dados brutos medidos, não é possível isolar os valores obtidos durante o torqueamento com os obtidos durante a operação do vagão. Essa subtração deveria ser feita com a deformação em cada direção de medição.

Por isso, sugerem-se também fazer simulações dinâmicas para calcular as tensões devido à soldagem do *center clamp* e ao subsequente torqueamento durante a montagem das barras no truque. Cada flange é instalado no truque por meio de um parafuso 1", com torque de 810 N.m, conforme instrução do manual.

A título de comparação com as tensões medidas pela KOT, o torqueamento poderia ser simulado na mesma sequência CBDA (segundo nomenclatura da Figura 44). Além do mais, essa simulação poderia inclusive testar diferentes ordem de parafusamento de cada barra, a fim de analisar a assimetria das tensões geradas e sua influência somada ao posterior carregamento durante operação.

Considerando também que as amostras analisadas sofreram danos superficiais

(mecânico – amassamento – e corrosão), um próximo passo na análise das tensões pelo método de elementos finitos seria incorporar a influência desses danos no modelo. Além disso, o modelo também poderia incorporar, dinamicamente, alterações nas propriedades do material, como um possível encruamento mecânico.

Além disso, foi constatado que as medições realizadas em campo durante a operação do trem não foram muito significativas, visto que os extensômetros foram instalados em posições de pouca importância para a falha das barras. Portanto, um prospecto interessante dessa Pesquisa seria reavaliar a metodologia de instrumentação e, então, refazer as medições durante a operação.

2.7.1 Sistema sem barras estabilizadoras

É interessante saber que os trens que operam na Estrada de Ferro Vitória a Minas não utiliza o sistema de barras estabilizadoras. Nesses são utilizados *pads* poliméricos (Figura 69) que funcionam como molas de torção cuja energia armazenada após a rotação dos rodeiros (*warp*) atua para retorná-los à posição nominal. Como pode ser visto na Figura 69b, o *pad* é montado entre o rolamento e o pedestal da lateral.

Figura 69 – *Pad* polimérico: (a) desenho de fabricação, (b) instalado no truque.

Fonte: Vale S.A.

Como o objetivo do sistema de rodeiros interconectados por barras estabilizadoras é reduzir o desgaste das rodas impedindo o *warp*, recomenda-se avaliar a diferença de desempenho entre os sistemas, com respeito ao desgaste das rodas, custos totais, tempo de vida e confiabilidade dos componentes, já levando em consideração as alterações recomendadas nesse trabalho.

3 SEGUNDO ESTUDO DE CASO: ENGRENAGEM DE TURBORREDUTOR

3.1 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

Com a crescente demanda por energia de fontes renováveis, geradores de energia elétrica buscam soluções para melhorar a eficiência de geração, aumentar a confiabilidade e reduzir os custos de manutenção. Uma importante fonte renovável é o uso de resíduos de biomassa como uma alternativa economicamente viável ao uso de combustíveis fósseis.

O bagaço da cana de açúcar, por exemplo, é uma das formas mais abundantes de biomassa; o setor no Brasil produziu e processou mais de 700 milhões de toneladas de cana por ano desde 2010 (IBGE). Usinas de açúcar usam o bagaço e a palha como combustível em um sistema de cogeração, seja para atender à demanda de energia e vapor do próprio processo industrial, como também para comercializar a eletricidade excedente à rede de distribuição.

A planta industrial recebe o excesso de bagaço da usina e a palha e parte do lixo da cana do campo. Os sistemas de cogeração de usinas de açúcar comumente usados no Brasil são ciclos Rankine produzindo vapor a partir da queima da biomassa em caldeiras, que é expandido em uma turbina a vapor, gerando vapor a baixa pressão e eletricidade. Os componentes desse ciclo estão ilustrados esquematicamente na Figura 70.

Figura 70 – Diagrama simplificado de um ciclo de geração de energia a partir de biomassa.

Fonte: elaborado pela autora.

O objeto deste estudo são as engrenagens bihelicoidais do redutor (Figura 71) que transmite a energia rotacional da turbina a vapor ao gerador elétrico (destacado em vermelho na Figura 70).

Figura 71 – Exemplo de um redutor, objeto de estudo desse Projeto.

Fonte: foto tirada pela autora.

Uma engrenagem helicoidal diferencia-se de uma engrenagem de dentes retos pelo fato de que o contato não ocorre com a carga alinhada axialmente, nem distribuída uniformemente ao longo da largura do dente. Isso está ilustrado na Figura 72 – a linha escura mostra o alinhamento do contato, setas mostram a direção do movimento do contato.

Figura 72 – Alinhamento do contato em dentes de engrenagem helicoidal (esquerda) e cilíndrica (direita).

Fonte: (FLODIN; ANDERSSON, 2000)

Conforme representado na Figura 73, de 404 redutores com engrenagens bihelicoidais fabricados por uma empresa brasileira fabricante de redutores, nos anos de 2002 a 2014, 24 redutores apresentaram falha de dente de engrenagem, sendo que três engrenagens substituídas falharam por uma segunda vez, i.e., 6,6% das engrenagens fabricadas falharam. O critério de falha é um dano ao dente que prejudique a transmissão de potência no redutor.

Segundo (DUDLEY, 1994), há 18 tipos reconhecidos de dano que a superfície de um dente de engrenagem pode sofrer, dentre os quais três tipos de quebra de dente. Todos os casos do estudo pertinentes a esse Projeto são de quebra catastrófica de dente. Dos 27 casos, houve apenas 3 exceções em que mais de um dente quebrou: dois casos com duas fraturas e um caso com nove (de ambos o pinhão e a coroa). Os níveis de desgaste e “*pitting*” por fadiga de contato observados nas engrenagens não são consideráveis.

Figura 73 – Número de redutores falhados e fabricados entre os anos 2002 e 2014.

Fonte: elaborado pela autora.

Vale ressaltar que bienalmente é feita a inspeção dos redutores por ultrassom e, no caso de detecção de trinca, essa é removida por retífica, seja para continuar operando normalmente ou apenas provisoriamente enquanto se fabrica uma nova engrenagem. A falha do dente ocorre no caso de uma trinca não detectada, ou na eventualidade de uma trinca nuclear e propagar até a fratura num intervalo de tempo menor do que esse

tempo de inspeção. Portanto, uma trinca detectada também poderia ser considerada como critério de falha. No entanto, não há disponibilidade dos dados das engrenagens com trinca detectada. Dessa forma, a análise considerou como em estado de falha apenas as engrenagens que apresentaram fratura de dente.

3.2 LIMITAÇÕES

Um problema encontrado foi a falta de amostras, apesar do número significativo de engrenagens falhadas. Devido à natureza das engrenagens estudadas, que são de grande porte (dezenas de MW) e essenciais para o funcionamento de grandes usinas, e, até certa extensão, projetos personalizados para cada aplicação; no caso de falha, é prática comum remover o dente falhado, destruindo a superfície de fratura, para continuar operando a usina até a fabricação e instalação de peça substituta.

Esse redutor opera então a uma potência reduzida e, por isso, já se considera em estado de falha. Dessa forma, havia apenas uma engrenagem disponível (com dois dentes falhados) com a superfície de fratura conservada para análise.

Um segundo fator limitante é que a já descrita natureza das engrenagens implica em que o único componente fabricado é o que vai ser instalado em campo. Logo, isso impossibilita a fabricação de várias amostras, trazendo sérios obstáculos para a realização de ensaios de durabilidade, visto que o único componente fabricado é instalado na planta.

O uso de modelos em escala não deve agregar dados muito construtivos, ao passo que inúmeros fatores de influência no modo de falha podem advir da dinâmica do componente e também de especificações de fabricação que variam significativamente com a dimensão – e.g., fatores concentradores de tensão, regime de tratamento térmico.

Consequentemente, uma alternativa à análise seriam simulações computacionais da distribuição do carregamento, do crescimento de trinca, do fluxo de calor (durante a fabricação, o tratamento térmico ou a operação), ou o que se mostrar necessário e factível. No entanto, esses cálculos não puderam ser explorados pela autora, pois o desenho de fabricação do par engrenado não foi fornecido pelo fabricante por restrições de sigilo.

Foram feitas diversas tentativas de medição dos dentes de engrenagem, a fim de realizar uma análise das tensões pelo método de elementos finitos. A primeira técnica foi medir alguns parâmetros do dente com um apalpador (feito no Laboratório de Medições Mecânicas do Instituto de Pesquisas Tecnológicas), para tentar desenhar a engrenagem em CAD a partir desses. No entanto, faltam muitos parâmetros de acabamento para se ter confiança de que esse desenho seria representativo da engrenagem real. Além disso, sobre o pinhão só é conhecido o número de dentes; todos os parâmetros geométricos tiveram de ser assumidos similares aos da coroa disponível.

A segunda técnica utilizada foi medir um dente por difração de raio X em tomógrafo (serviço prestado pelo Laboratório de Caracterização Tecnológica – PMT – Poli – USP). Essas medições não tiveram bons resultados, devido à combinação de grandes dimensões com as propriedades do material (aço) causando muita interferência no desenho gerado.

A última técnica utilizada foi medir os dentes com um scanner a laser. As duas últimas técnicas geraram um desenho de um ou alguns dentes, de maneira que o diâmetro da engrenagem precisaria ser estimado e o número de dentes deveria ser reproduzido a partir do dente medido. A autora não conseguiu fazer o desenho a partir do dente medido. Além disso, repete-se o problema da falta de informação sobre o pinhão, de forma que uma possível análise das tensões por elementos finitos poderia não ser representativa do caso real.

3.3 REVISÃO DA LITERATURA SOBRE TENSÕES EM DENTES DE ENGRENAGENS

(OSGOOD, 1970) classifica as três principais causas de falha de engrenagem: fadiga por flexão do dente, fadiga de contato, e vibração ressonante causando excesso de carregamento e deflexão do dente. O último, mais comum em engrenagens “finas”, geralmente ocorre a alta carga com velocidade do círculo primitivo acima de 75 m/s – a engrenagem estudada operava a 114 m/s, portanto também corre esse risco. Os dois modos de fadiga serão discutidos a seguir.

A falha por fadiga ocorre sob carregamentos dinâmicos – repetitivos ou flutuantes –

mesmo a tensões muito abaixo da tensão necessária para causar fratura em uma única aplicação de carga (monotônica) (DIETER, 1986). Por isso, todo elemento de máquina sujeito a carregamentos dinâmicos significativos deve ser projetado para atender a um chamado limite de resistência à fadiga – uma tensão cíclica mínima abaixo da qual o elemento resiste por um tempo de vida desejado, ou infinitamente. A porção de todo o processo de projeto conhecida como projeto à fadiga consiste em uma análise dos carregamentos e tensões (OSGOOD, 1970).

Nos dentes de engrenagens, particularmente, a análise das tensões é feita considerando o dente como uma curta viga engastada, que sofre flexão devido ao contato entre os dentes engrenados, como esquematizado na Figura 74.

Figura 74 – Desvio do dente na direção de W_{trij} (modelo de viga engastada).

Fonte: (JABBOUR; ASMAR, 2015)

Deve-se considerar que a área de contato move-se ao longo do flanco do dente de um extremo a outro e o contato caminha entre os dentes durante cada ciclo de engrenamento. A Figura 75 ilustra o caminho do contato em um par de engrenagens de dentes retos, começando no adendo da engrenagem dirigida, passando pelo ponto do diâmetro primitivo e acabando no adendo da engrenagem motriz (CAVALLARO et al., 1995).

Figura 75 – Ciclo e caminho do contato entre dentes de engrenagens de dentes retos.

Fonte: (MERRITT, 1942)

A movimentação da área de contato para cada instante do ciclo de engrenamento dificulta o cálculo do estado de tensões em cada elemento de volume do dente, pois as direções principais e também a magnitude das tensões principais mudam ao longo do tempo. Além disso, o carregamento pode não ser uniforme ao longo do dente devido à sua própria forma.

Tendo isso em vista, diversos trabalhos buscam calcular as tensões ao longo do dente para diferentes áreas de contato. Por exemplo, (JABBOUR; ASMAR, 2015) calcularam a distribuição das tensões de contato e de flexão em dentes de engrenagens cilíndricas e helicoidais para diferentes posições das linhas de contato, i.e., diferentes instantes da rotação.

A Figura 76 mostra o contorno das tensões de flexão para uma engrenagem helicoidal em três instantes diferentes do contato: (a) entrando em contato com dente 1, saindo do dente 3, (b) contato em apenas 2 dentes, (c) dente 1 totalmente carregado, saindo do dente 2. Deve-se notar que os valores em vermelho na escala são positivos, ou seja, a maior parte da engrenagem (em vermelho claro) não sofre tensão de flexão; enquanto na raiz do dente a tensão é trativa, na ordem de 50 a 60 MPa. Na linha de contato (valores em verde, a tensão é compressiva).

Em engrenagens helicoidais, as linhas de contato não são paralelas aos eixos das

engrenagens. Por isso, essa configuração gera uma distribuição não-uniforme do carregamento, pois a rigidez do dente varia de acordo com a altura até o pé do dente de cada ponto do contato, ao longo da linha de contato.

Figura 76 – Área de contato e tensão de flexão (par helicoidal $z_1 = z_2 = 20$).

Fonte: (JABBOUR; ASMAR, 2015)

Na Figura 77, veem-se os valores dessas tensões, calculados por modelos analítico e de elementos finitos. Observa-se que, quanto maior a área total de contato (Figura 77b), menor a tensão de flexão máxima.

Figura 77 – Distribuição da tensão de flexão (par helicoidal $z_1 = z_2 = 20$).

Fonte: (JABBOUR; ASMAR, 2015)

A Figura 78 mostra o contorno das tensões de contato para uma engrenagem helicoidal nos mesmos instantes de contato da Figura 76. A Figura 79 mostra os valores dessas tensões, calculados por modelos analítico e de elementos finitos.

Figura 78 – Área de contato e tensão de contato, obtidas por elementos finitos (par helicoidal $z_1 = z_2 = 20$).

(a)

(b)

(c)

Fonte: (JABBOUR; ASMAR, 2015)

Figura 79 – Distribuição da tensão de contato, obtida por modelo analítico (par helicoidal $z_1 = z_2 = 20$).

Fonte: (JABBOUR; ASMAR, 2015)

Por conta desse carregamento e da rotação das engrenagens, a tensão gerada dentro dos dentes é composta conforme ilustrado na Figura 80.

Figura 80 – Estado de tensões dentro do dente.

Fonte: (BOIADJIEV et al., 2015)

As tensões devido ao contato são determinadas segundo as teorias da Mecânica da Fratura Linear Elástica (MFLE), baseando-se na Teoria de Hertz (OUTSUKU; MURAGAMI, 1983) apud (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2005). No que tange à análise de trincas, a MFLE tornou-se bastante popular. Fatores intensificadores de tensão são os parâmetros chave para estimar as características de uma trinca (LEWICKI et al., 2000).

A Figura 80a mostra a distribuição da tensão de contato devido à força normal resultante da transmissão de torque. Como a velocidade tangencial em um ponto do

dente só é igual para as duas engrenagens no diâmetro primitivo, há deslizamento nos outros instantes do contato. Os efeitos do deslizamento estão compreendidos na força de atrito. A Figura 80b ilustra a distribuição aproximadamente linear da tensão de flexão ao longo da seção transversal do dente, resultante de um momento fletor desenvolvido também pelo carregamento. A Figura 80c representa a componente cisalhante da tensão na superfície do flanco, que também se deve à força normal de contato, com distribuição aproximadamente parabólica.

Finalmente, a Figura 80d apresenta as tensões residuais, que podem advir de tratamentos superficiais que induzem tensões compressivas na superfície, internamente compensadas por tensões trativas no núcleo. As tensões residuais não dependem do carregamento e, enquanto não houver deformação plástica significativa na superfície, mantêm-se constantes no tempo (BOIADJIEV et al., 2015).

3.3.1 Fadiga de contato

A fadiga de contato, ou “*pitting*” superficial, em engrenagens resulta de um estado de tensão de contato, devido ao rolamento entre os dentes do par engrenado. Na Figura 81, está ilustrado um componente da tensão de contato induzida abaixo da superfície ao longo do tempo (direção de deslizamento no flanco de trabalho). Todos os pontos do volume a uma mesma profundidade passam pelo mesmo ciclo de tensões, mas em instantes diferentes.

A geometria do contato e esse movimento de rolamento produz uma tensão de cisalhamento subsuperficial alternativa. Por isso, deformação plástica subsuperficial acumula-se com o número de ciclos, até que uma trinca é gerada. Essa trinca então se propaga até formar um pite (GLAESER; SHAFFER, 1996).

Para condições Hertzianas de contato, durante o contato linear que ocorre entre os dentes de engrenagens, sabe-se que a tensão máxima de cisalhamento equivale a 0,3 vezes a tensão máxima de Hertz (quando se considera atrito nulo). É relevante apontar que se calcula ainda que essa tensão ocorre a aproximadamente $0,78 \cdot a$ de profundidade, sendo a a semi-largura do contato, como pode ser visto na Figura 82 (WILLIAMS, 2005).

Figura 81 – Tensão de contato de rolamento dependente do tempo (direção de rolamento).

Fonte: (HERTTER, 2003) apud (BOIADJIEV et al., 2015)

Com W : carga, R : raio de curvatura reduzido dos flancos dos dentes em contato, L : comprimento do contato, E^* : módulo de elasticidade equivalente dos materiais em contato, tem-se:

$$a = \sqrt{\frac{4WR}{\pi LE^*}}$$

Figura 82 – Contato elástico entre cilindros: (a) contornos de isotensão principal de cisalhamento, (b) tensões abaixo da superfície ao longo do eixo de simetria Oz .

Fonte: (WILLIAMS, 2005)

Pela equação acima, conclui-se que, quanto maior o raio de curvatura do flanco dos dentes, a tensão máxima de cisalhamento ocorrerá a uma profundidade maior. Portanto, o projeto da engrenagem deve dar atenção à variação da rigidez do dente ao longo da profundidade – que se deve tanto à variação da dureza ao longo da profundidade, quanto à própria variação da área da seção do dente que sofre o contato. Para engrenagens com camada endurecida, por exemplo, se a tensão máxima ocorrer abaixo da camada, a resistência elevada da camada não prevenirá a ocorrência de fadiga de contato.

3.3.2 Fadiga por flexão

Os mecanismos de nucleação de trinca e propagação por fadiga por flexão foram expostos na Seção 1; vale lembrar que a trinca inicia-se em intrusões e extrusões na superfície, por escorregamento das Bandas Permanentes de Escorregamento, devido à tensão de cisalhamento.

Como pode ser visto na Figura 80b, no flanco ativo (i.e., carregado), no raio da raiz do dente, ocorrem as máximas tensões trativas; enquanto as tensões máximas compressivas ocorrem no raio oposto da raiz (flanco passiva). Portanto, um ponto de tensão nula existe abaixo do diâmetro de raiz, na linha de centro do dente ou próximo a ela.

Dependendo da geometria do dente e das características do carregamento, o fator concentrador de tensão (FCT, K_t) no raio da raiz onde se encontram as tensões trativas máximas pode variar de 1,4 para 2,5 (PETERSON, 1974) apud (FERNANDES, 1996). O modelo de viga engastada deve levar os FCTs em consideração, que torna a raiz do dente um lugar favorável à formação de trincas.

A abordagem de projeto que procura manter a solicitação do material abaixo de seu limite de resistência baseia-se em admitir que uma engrenagem carregada dinâmica e tridimensionalmente pode ser adequadamente interpretada, por meio de inúmeros fatores de influência, segundo um problema quasistático. Esse cálculo foi normatizado na AGMA 2001-D05 (AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION, 2004).

No entanto, esse procedimento deixa de ser pertinente quando uma trinca aparece na raiz do dente – seja uma trinca nucleada por deformação plástica ou uma trinca pré-

existente devido a algum defeito de fabricação ou aplicação. Essa trinca então se propaga sob o carregamento até atingir um tamanho crítico, levando a uma fratura catastrófica.

Uma vez iniciada uma trinca de fadiga na raiz do dente, ela se propaga por fadiga por flexão em direção ao ponto de tensão nula. No entanto, conforme a propagação da trinca prossegue, esse ponto desloca-se lateralmente, até atingir uma posição sob a raiz oposta, de maneira que a fratura final procede em sua direção. Isso resulta em um caminho de trinca em forma de L, frequentemente observado na prática (vide Figura 83).

Figura 83 – Esquema do caminho típico seguido por uma trinca de fadiga por flexão de dente.

Fonte: (FERNANDES, 1996)

Considerando isso, (GLODEŽ, PEHAN; FLAŠKER, 1998) conduziram experimentos para determinar a vida em serviço de uma engrenagem com uma trinca na raiz do dente. Os autores estudaram engrenagens cilíndricas sob dois tipos de carregamento: contato uniforme ao longo de todo o flanco de trabalho durante todo o ciclo de engrenamento, e contato não-simétrico ao longo do flanco (vide Figura 84). Assimetria pode ser causada por ausência de ajuste (*“crowning”*) dos flancos durante a usinagem ou até por desalinhamento de montagem, de maneira que pinhão e coroa não engrenam adequadamente, causando contato mais severo em um ponto da engrenagem.

Para esse estudo, uma trinca inicial foi produzida sob uma carga um pouco mais elevada do que o espectro de carregamento usado durante o ciclo de crescimento da mesma (a trinca iniciou-se após $2 \cdot 10^4$ e $1,5 \cdot 10^4$ ciclos para os carregamentos uniforme e assimétrico, respectivamente). Mediu-se então o crescimento da trinca para várias

amostras, estabelecendo uma correlação entre seu comprimento e o número de ciclos por meio de uma análise estatística. Os resultados estão mostrados na Figura 84, na forma de curvas de nível de probabilidade em torno dos dados médios, que delimitam o intervalo de número de ciclos em que se espera uma trinca de dada dimensão.

Figura 84 – Representação estatística dos resultados experimentais do crescimento da trinca na raiz do dente para diferentes casos de carregamento.

Fonte: (GLODEŽ, PEHAN; FLAŠKER, 1998)

Observa-se que a trinca cresce mais rapidamente para o caso de carregamento assimétrico. Além disso, nesse caso, a superfície de fratura é também assimétrica, enquanto é plana para o carregamento simétrico (vide Figura 85 – as setas descrevem o sentido de propagação da trinca).

Figura 85 – Planos de fratura na raiz do dente.

Fonte: (GLODEŽ, PEHAN; FLAŠKER, 1998)

Esse tipo de estudo evidencia a importância de estudar os mecanismos de propagação de trincas de fadiga, como apresentado na Seção 1.1.

Essa descrição do modo de falha por fadiga orienta a identificação da causa de cada caso específico de falha. Uma vez identificada a causa, aliada a um estudo da confiabilidade dos componentes como existem atualmente, pode-se propor uma solução ao problema que leva às falhas, a fim de aumentar a confiabilidade do componente.

3.4 ANÁLISE DE CONFIABILIDADE

Devido às limitações explicitadas na Seção 3.2, a análise de confiabilidade foi feita por métodos analíticos, apresentados nesta Seção.

Foram realizadas três análises paramétricas das distribuições da confiabilidade dos componentes: com dados não-agrupados em função do número de ciclos, e dados não-agrupados e agrupados em função do tempo. Esse ensaio é de censura múltipla

de Tipo II, i.e., o tempo final de ensaio é pré-determinado; um componente que não falhou até o fim do ensaio é considerado uma censura. O tempo final de ensaio foi a data da aquisição dos dados: 01/04/2015.

3.4.1 Histograma de falhas

Os dados disponíveis de tempo de vida dos componentes fabricados são muito pouco detalhados; sobre a maioria dos componentes, sabem-se apenas os anos de início de operação e de falha, quando essa ocorre. Dessa forma, foi necessário assumir algumas aproximações, o que pode afetar a precisão dos resultados.

Quando se sabe apenas um intervalo de tempo dentro do qual um evento ocorreu, no caso, um ano de intervalo, a melhor estimativa do momento do evento é a metade do intervalo. Dessa forma, nos casos em que só é conhecido o ano do início da operação ou da falha, admite-se que esse evento ocorreu na data de 1º de julho daquele ano.

Visto que os redutores são usados em aplicação de cogeração de energia elétrica para a rede, admite-se que os redutores operam o ano inteiro. Essa hipótese é sustentada por (HASSUANI, LEAL; MACEDO, 2005), que analisaram os custos operacionais de uma usina sucroalcooleira com um ciclo combinado de queima do bagaço e da palha da cana.

O estudo conclui que é mais vantajoso economicamente operar a usina o ano todo, ao invés de apenas na época de safra da cana-de-açúcar, pois o valor de venda da energia supera os custos de operação e manutenção. Por isso, o bagaço e a palha são armazenados para queima também durante o período de entre-safra. Outra justificativa para operar o ano todo é que, uma vez fechado um contrato com o Estado como fornecedor de energia nessa categoria, paga-se uma multa durante o tempo em que o fornecimento for interrompido.

A Figura 86 apresenta o histograma de tempos até a falha dos componentes, já incluindo as aproximações das datas.

Figura 86 – Histograma de tempos até a falha.

Fonte: elaborado pela autora

3.4.2 Análise paramétrica com dados não-agrupados em função do número de ciclos

A Tabela 6 traz os dados relevantes sobre as ocorrências de falha, em que z_1 e z_2 são o número de dentes do pinhão e da coroa, respectivamente. Na 7ª coluna (1/2), um número 1 significa falha do pinhão, enquanto o número 2, falha da coroa. A velocidade de rotação do pinhão é n_1 , calculado em função da velocidade de rotação da coroa, que corresponde à velocidade do gerador elétrico ($n_2 = 1.800 \text{ rpm}$) ao qual seu eixo está acoplado. Os dados estão ordenados por N crescente, que consiste no número de ciclos rodados pelo componente que falhou.

Tabela 6 – Dados de tempo até a falha (datas conhecidas marcadas em cinza).

i	Início da operação	Data da falha	Tempo até falha [h]	z_1	z_2	1/2	n_1 [rpm]	N [ciclos]
1	01/04/2014	01/09/2014	3672	41	114	2	5005	3.97E+08
2	30/03/2014	04/11/2014	5256	37	139	2	6762	5.68E+08
3	02/06/2014	27/08/2014	2064	37	139	1	6762	8.37E+08
4	01/07/2013	31/12/2013	4392	41	124	1	5444	1.43E+09
5	01/11/2014	10/03/2015	3096	34	151	1	7994	1.48E+09
6	01/07/2013	13/03/2015	14880	39	142	2 ⁵	6554	1.61E+09
7	01/07/2011	23/08/2013	18816	34	127	2	6724	2.03E+09
8	08/04/2010	01/02/2011	7176	39	125	1	5769	2.48E+09
9	01/07/2013	15/05/2014	7632	36	119	1	5950	2.72E+09
10	01/07/2011	01/07/2014	26304	34	127	2	6724	2.84E+09
11	01/07/2012	26/08/2013	10104	39	103	1	4754	2.88E+09
12	01/07/2009	01/04/2013	32880	37	140	2	6811	3.55E+09
13	01/07/2007	04/06/2011	34416	41	109	2	4785	3.72E+09
14	29/04/2009	21/06/2013	36336	41	114	2	5005	3.92E+09
15	01/07/2009	15/05/2014	42696	36	119	2	5950	4.61E+09
16	01/07/2009	01/07/2014	43824	37	123	2	5984	4.73E+09
17	01/07/2009	01/07/2014	43824	32	107	2	6019	4.73E+09
18	01/07/2009	16/01/2015	48600	37	123	2	5984	5.25E+09
19	01/07/2007	12/08/2013	53616	31	146	2	8477	5.79E+09
20	01/07/2007	28/12/2013	56928	39	118	2	5446	6.15E+09

⁵ Ambos pinhão e coroa falharam – o número de ciclos da coroa representa a estimativa mais conservadora.

i	Início da operação	Data da falha	Tempo até falha [h]	z_1	z_2	1/2	n_1 [rpm]	N [ciclos]
21	01/07/2007	08/04/2010	24288	39	125	1	5769	8.41E+09
22	01/07/2009	01/07/2013	35064	41	114	1	5005	1.05E+10
23	01/07/2002	08/01/2014	101016	39	141	2	6508	1.09E+10
24	03/05/2010	18/02/2015	42048	43	115	1	4814	1.21E+10
25	01/07/2009	27/09/2013	37176	39	118	1	5446	1.21E+10
26	01/07/2006	01/07/2013	61368	37	123	1	5984	2.20E+10
27	01/07/2002	02/06/2014	104496	37	139	1	6762	4.24E+10

Fonte: elaborado pela autora

Na Tabela 7 estão os dados dos componentes não falhados.

Tabela 7 – Tempo de vida dos componentes que não falharam.

Ano de fabricação	Falhas	Fabricados	Sem falha	t [h]	N [ciclos]
2002	2	23	21	4748	1.23E+10
2003	0	20	20	4383	1.14E+10
2004	0	25	25	4017	1.04E+10
2005	0	34	34	3652	9.47E+09
2006	1	25	24	3287	8.52E+09
2007	4	45	41	2922	7.57E+09
2008	0	44	44	2556	6.63E+09
2009	9	77	68	2191	5.68E+09
2010	1	26	25	1826	4.73E+09
2011	2	25	23	1461	3.79E+09
2012	1	23	22	1095	2.84E+09
2013	4	23	19	730	1.89E+09
2014	3	14	11	365	9.46E+08

Fonte: elaborado pela autora.

Para o cálculo do número de ciclos rodados pelos componentes que não falharam, adotou-se a velocidade da coroa, pois é comum para todos os casos. Em geral, o pinhão está mais sujeito a falhas, visto que sua rotação é mais alta, logo sofre um número de ciclos de carregamento sempre maior do que a coroa. No entanto, exatamente metade das falhas registradas ocorreram nos pinhões, e a outra metade nas coroas (houve um caso exceção⁵, em que ambas engrenagens falharam). Dessa

forma, a aproximação de calcular o número de ciclos com a rotação mais baixa deve representar metade das amostras. Além disso, ao usar o número de ciclos mais baixo, evita-se uma superestimação do tempo até a falha.

Para ensaio com censura múltipla, com um total de $N = 404$ elementos, calcula-se a confiabilidade $\hat{R}(t_i)$ para cada tempo t_i como segue (LEWIS, 1994):

$$\hat{R}(t_i) = R(t_i|t_{i-1}) \cdot R(t_{i-1}) \rightarrow R(t_i|t_{i-1}) = \begin{cases} \frac{N+1-i}{N+2-i} & \rightarrow \text{falha em } t_i \\ 1 & \rightarrow \text{censura em } t_i \end{cases}$$

Nesse caso, o tempo do ensaio é na verdade marcado pelo número de ciclos N , portanto $\hat{R}$ é estimado para cada número de ciclos N_i .

Hipótese inicial: a distribuição da confiabilidade desses ensaios pode ser modelada como uma distribuição de Weibull com parâmetro de localização $x_0 = 0$. Seguindo o método gráfico, os dados são aproximados a uma melhor reta pelo método dos mínimos quadrados, como segue:

$$Y = A \cdot X^* + B \rightarrow \ln \ln \left[\frac{1}{\hat{R}(t_i)} \right] = A \cdot \ln t_i + B \rightarrow \beta = A, \eta = e^{-\frac{B}{A}}$$

Dessa forma, obtém-se a seguinte Tabela para os dados não-agrupados em função do número de ciclos (somente se calcula a confiabilidade após a ocorrência de alguma falha):

Tabela 8 – Estimativa da confiabilidade em função do número de ciclos, não-paramétrica e paramétrica como distribuição de Weibull.

i	N [ciclos]	$\hat{R}(N_i N_{i-1})$	$\hat{R}(N_i)$	$X_{Weibull}^*$	$Y_{Weibull}$	$R_{Weibull}(N_i)$	$\lambda_{Weibull}(N_i)$
		1	1			1	0
1	3.97E+08	0.99753	0.998	19.80	-6.003	0.99824	6.30E-12
2	5.68E+08	0.99752	0.995	20.16	-5.308	0.99707	7.32E-12
3	+ 7.10E+08	1					
14	8.37E+08	0.99745	0.993	20.55	-4.892	0.99492	8.62E-12
15	1.43E+09	0.99744	0.990	21.08	-4.599	0.98914	1.08E-11
16	1.48E+09	0.99744	0.987	21.12	-4.371	0.98860	1.10E-11
17	1.61E+09	0.99743	0.985	21.20	-4.186	0.98726	1.13E-11
18	+ 1.66E+09	1					
37	2.03E+09	0.99729	0.982	21.43	-4.022	0.98227	1.25E-11
38	2.48E+09	0.99728	0.980	21.63	-3.880	0.97649	1.36E-11
39	+ 2.60E+09	1					

<i>i</i>	N [ciclos]	$\hat{R}(N_i N_{i-1})$	$\hat{R}(N_i)$	$X_{Weibull}^*$	$Y_{Weibull}$	$R_{Weibull}(N_i)$	$\lambda_{Weibull}(N_i)$
61	2.72E+09	0.99710	0.977	21.73	-3.749	0.97324	1.41E-11
62	2.84E+09	0.99709	0.974	21.77	-3.632	0.97164	1.44E-11
63	2.88E+09	0.99708	0.971	21.78	-3.528	0.97106	1.45E-11
64	3.55E+09	0.99708	0.968	21.99	-3.433	0.96128	1.58E-11
65	+ 3.55E+09	1					
88	3.72E+09	0.99686	0.965	22.04	-3.340	0.95875	1.61E-11
89	3.92E+09	0.99685	0.962	22.09	-3.254	0.95552	1.64E-11
90	+ 4.50E+09	1					
115	4.61E+09	0.99656	0.959	22.25	-3.169	0.94441	1.76E-11
116	4.73E+09	0.99655	0.956	22.28	-3.090	0.94238	1.78E-11
117	5.25E+09	0.99654	0.952	22.38	-3.016	0.93358	1.86E-11
118	+ 5.44E+09	1					
186	5.79E+09	0.99545	0.948	22.48	-2.927	0.92404	1.94E-11
187	6.15E+09	0.99543	0.944	22.54	-2.845	0.91758	1.98E-11
188	+ 6.39E+09	1					
232	+ 7.34E+09	1					
273	+ 8.28E+09	1					
297	8.41E+09	0.99083	0.935	22.85	-2.698	0.87453	2.26E-11
298	+ 9.23E+09	1					
332	+ 1.02E+10	1					
357	1.05E+10	0.97959	0.916	23.08	-2.431	0.83154	2.48E-11
358	1.09E+10	0.97917	0.897	23.11	-2.216	0.82366	2.52E-11
359	+ 1.11E+10	1					
379	+ 1.21E+10	1					
400	1.21E+10	0.83333	0.747	23.22	-1.233	0.79782	2.64E-11
401	1.21E+10	0.80000	0.598	23.22	-0.665	0.79775	2.64E-11
402	1.57E+10	0.75000	0.448	23.48	-0.220	0.72174	2.94E-11
403	2.20E+10	0.66667	0.299	23.82	0.189	0.59114	3.38E-11
404	4.24E+10	0.50000	0.149	24.47	0.642	0.26443	4.45E-11

Fonte: elaborado pela autora.

A análise paramétrica por Weibull forneceu os seguintes parâmetros, com coeficiente de determinação $R^2 = 0,926$:

$$\beta = 1,4183; \eta = 3,41.10^{10} \rightarrow MTTF = \eta. \Gamma(1 + \beta^{-1}) = 3,15.10^{10}$$

Exceto pela última falha, todas ocorreram antes do tempo médio esperado. Quando o parâmetro de forma $1 < \beta < 2$, a curva da função densidade de probabilidade de falha atinge rapidamente um pico, depois decresce. A taxa de falha é crescente, com crescimento mais rápido no início. Esse valor do parâmetro de forma geralmente é indicativo de falhas prematuras de wear-out.

Sabe-se da distribuição de Weibull:

$$R_{Weibull}(N_i) = \exp \left[- \left(\frac{N_i}{\eta} \right)^\beta \right]; \lambda_{Weibull}(N_i) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{N_i}{\eta} \right)^{\beta-1}; f_{Weibull}(N_i) = \lambda_{Weibull} \cdot R_{Weibull}$$

Daí se obtêm-se as curvas:

Figura 87 – Curvas de confiabilidade não-paramétrica e de Weibull

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 88 – Função densidade de probabilidade de falha de Weibull em função do número de ciclos.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 89 – Taxa de falha de Weibull em função do número de ciclos.

Fonte: elaborado pela autora.

3.4.3 Análise paramétrica com dados agrupados em função do tempo

Como a análise com dados não-agrupados exigiu aproximações em relação ao número de dias de operação, foi feita também uma análise paramétrica com dados agrupados, ou seja, em vez de usar uma estimativa das datas, utiliza-se apenas os dados do intervalo de anos dentro dos quais ocorreram o início da operação e a falha. Sobre esses intervalos têm-se certeza, portanto os resultados dessa análise podem servir para julgar o efeito das aproximações sobre a confiança da análise com dados não-agrupados.

Na análise com dados agrupados, a escala de tempo é o próprio tempo em horas de operação, pois, como não é possível discriminar qual componente falhou, não é possível determinar o número de ciclos. Nesse caso, admite-se que todo ano tem apenas 365 dias, i.e., desprezam-se os dias bissextos.

Assim, obtém-se a seguinte tabela para os dados não-agrupados em função do tempo em horas (somente se calcula a confiabilidade após a ocorrência de alguma falha):

Tabela 9 – Estimativa da confiabilidade em função do tempo, não-paramétrica e paramétrica como distribuição de Weibull, com dados agrupados.

i	$t_i [h]$	Falhas	Remoções	n_{i-1}	n_i	$\hat{R}(t_i t_{i-1})$	$\hat{R}(t_i)$	$X_{Weibull}^*$	$Y_{Weibull}$
1	2064	1	0	404	403	0.99752	0.998	7.632	-6.000

i	$t_i [h]$	Falhas	Remoções	n_{i-1}	n_i	$\hat{R}(t_i t_{i-1})$	$\hat{R}(t_i)$	$X_{Weibull}^*$	$Y_{Weibull}$
2	3096	1	0	403	402	0.99752	0.995	8.038	-5.306
3	3672	1	0	402	401	0.99751	0.993	8.208	-4.899
4	4392	1	0	401	400	0.99751	0.990	8.388	-4.610
5	8760	4	11	400	385	0.98986	0.980	9.078	-3.905
6	17520	2	19	385	364	0.99467	0.975	9.771	-3.670
7	26280	2	22	364	340	0.99433	0.969	10.177	-3.468
8	35040	5	23	340	312	0.98478	0.955	10.464	-3.068
9	43800	4	25	312	283	0.98664	0.942	10.687	-2.814
10	52560	3	68	283	212	0.98795	0.930	10.870	-2.630
11	61320	1	44	212	167	0.99474	0.926	11.024	-2.559
15	96360	1	25	68	42	0.98198	0.909	11.476	-2.348
16	105120	1	20	42	21	0.96875	0.880	11.563	-2.061

Fonte: elaborado pela autora.

A análise paramétrica desses dados por Weibull rendeu os seguintes parâmetros, com coeficiente de determinação $R^2 = 0,972$:

$$\beta = 0,882; \eta = 1,12.10^6; MTTF = 1,19.10^6$$

Quando o parâmetro de forma $\beta < 1$, a função densidade de probabilidade de falha decresce exponencialmente desde o infinito. A taxa de falha, por sua vez, indica um alto número de falhas iniciais, que decresce ao longo do tempo à medida que os itens defeituosos são eliminados da amostra. Isso fica evidente no fato que todas as falhas ocorreram muito antes do tempo médio esperado. Essas falhas são chamadas de mortalidade infantil.

3.4.4 Análise paramétrica com dados não-agrupados em função do tempo

Visto que a análise com dados agrupados só pode ser feita em função do tempo, a título de comparação, foi feita também uma análise paramétrica com dados não-agrupados em função do tempo de operação em horas. De forma análoga à análise em função do número de ciclos, foi obtida a tabela a seguir.

Tabela 10 – Estimativa da confiabilidade em função do tempo de operação, não-paramétrica e paramétrica como distribuição de Weibull.

i	$t_i [h]$	$\hat{R}(t_i t_{i-1})$	$\hat{R}(t_i)$	$X_{Weibull}^*$	$Y_{Weibull}$	$R_{Weibull}(t_i)$	$\lambda_{Weibull}(t_i)$
1	2064	0.99752	0.99752	7.632	-5.998	0.99568	1.72E-06
2	3096	0.99751	0.99504	8.038	-5.303	0.99398	1.60E-06
3	3672	0.99751	0.99256	8.208	-4.897	0.99308	1.55E-06
4	4392	0.99750	0.99007	8.388	-4.608	0.99200	1.50E-06

i		$t_i [h]$	$\hat{R}(t_i t_{i-1})$	$\hat{R}(t_i)$	$X_{Weibull}^*$	$Y_{Weibull}$	$R_{Weibull}(t_i)$	$\lambda_{Weibull}(t_i)$
5		5256	0.99749	0.98759	8.567	-4.383	0.99074	1.45E-06
6	+	6576	1					
17		7176	0.99742	0.98504	8.878	-4.195	0.98806	1.37E-06
18		7632	0.99741	0.98249	8.940	-4.036	0.98745	1.35E-06
19		10104	0.99740	0.97994	9.221	-3.899	0.98424	1.29E-06
20		14880	0.99740	0.97739	9.608	-3.778	0.97843	1.20E-06
21	+	15336	1					
40		18816	0.99725	0.97470	9.842	-3.664	0.97392	1.15E-06
41	+	24096	1					
63		24288	0.99707	0.97184	10.098	-3.556	0.96795	1.10E-06
64		32880	0.99706	0.96898	10.401	-3.458	0.95913	1.04E-06
65	+	32880	1					
88		34416	0.99684	0.96592	10.446	-3.362	0.95760	1.03E-06
89		35064	0.99683	0.96285	10.465	-3.274	0.95697	1.03E-06
90		36336	0.99682	0.95978	10.501	-3.193	0.95572	1.02E-06
91		37176	0.99681	0.95672	10.523	-3.118	0.95490	1.02E-06
92	+	41640	1					
117		42048	0.99652	0.95338	10.647	-3.042	0.95024	9.93E-07
118		42696	0.99650	0.95005	10.662	-2.971	0.94963	9.91E-07
119		43824	0.99649	0.94672	10.688	-2.905	0.94857	9.86E-07
120		48600	0.99648	0.94338	10.791	-2.842	0.94416	9.68E-07
121	+	50400	1					
189		53616	0.99535	0.93900	10.890	-2.766	0.93963	9.50E-07
190		56928	0.99533	0.93461	10.950	-2.694	0.93669	9.40E-07
191	+	59160	1					
235		61368	0.99408	0.92908	11.025	-2.610	0.93282	9.27E-07
236	+	67944	1					
277	+	76704	1					
301	+	85464	1					
335	+	94224	1					
360		101016	0.97727	0.90796	11.523	-2.338	0.90071	8.47E-07
361	+	103008	1					
381		104496	0.95652	0.86849	11.557	-1.959	0.89807	8.42E-07
382	+	111768	1					
402	+	111768	1					

Fonte: elaborado pela autora.

A análise paramétrica desses dados por Weibull rendeu os seguintes parâmetros, com coeficiente de determinação $R^2 = 0,955$:

$$\beta = 0,818; \eta = 1,59.10^6; MTTF = 1,78.10^6$$

Os parâmetros obtidos para a distribuição de Weibull em função do tempo e também os MTTF, com dados não-agrupados e agrupados, são bastante próximos. Isso indica que as aproximações feitas para os dados não-agrupados não afetaram a forma da

curva de Weibull, portanto essa estimativa paramétrica é válida.

3.4.5 Resultados

A taxa de falha é crescente com o número de ciclos, o que indica um envelhecimento dos componentes. Esse envelhecimento deve corresponder ao acúmulo de dano inerente a solicitações de fadiga, que pode ser modelado, por exemplo, pela lei linear de Miner.

A seguir estão plotadas juntas as curvas de confiabilidade e de taxa de falhas em função do tempo (ou $\log t$) com dados não-agrupados e agrupados.

Figura 90 – Confiabilidade em função do tempo para dados não-agrupados e agrupados, não-paramétrica e paramétrica por Weibull.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 91 – Taxa de falha em função do tempo para dados não-agrupados e agrupados, paramétrica por Weibull.

Fonte: elaborado pela autora.

Por outro lado, como mostra a Figura 91, ambas as análises com dados não-agrupados e agrupados mostraram que a taxa de falha decresce monotonicamente com o tempo. Isso é um indicativo de que as falhas encontradas correspondem à “mortalidade infantil” das peças fabricadas. A ocorrência de mortalidade infantil geralmente indica um problema de processo ou qualidade.

3.5 CARACTERIZAÇÃO DA AMOSTRA

Conforme explicado na Seção 3.2, havia apenas uma engrenagem disponível com a superfície de fratura conservada para análise, cuja caracterização detalhada está apresentada a seguir. Um dos objetivos da caracterização é verificar se as especificações de projeto foram atendidas, além de identificar possíveis anormalidades.

O objeto de estudo da análise de falha apresentada neste trabalho consiste em uma engrenagem bihelicoidal de um redutor de 52 MW. O redutor foi fabricado em 2009; em 2013, ocorreu uma primeira falha da engrenagem, que foi substituída, mas falhou novamente um ano depois. A engrenagem estudada é a coroa do conjunto e

apresentou fratura parcial de dois dentes, no lado do centro, i.e., próximo ao gap. A coroa tem 114 dentes, com relação de transmissão de 2,78.

O fabricante do redutor compra o tarugo forjado segundo sua especificação de material e grau de forjamento, então realiza todos os processos de fabricação seguintes: hobbing dos dentes, tratamento térmico (cementação a gás e têmpera no óleo) e acabamento (retífica). Todas as engrenagens fabricadas pertinentes a esse estudo são usinadas a partir de aço baixa liga 18CrNiMo7-6 (composição química nominal e algumas propriedades mecânicas apresentadas na Tabela 11).

Tabela 11 – Especificação de composição química e propriedades mecânicas do aço usado.

Composição química ^a (%)								
C	Si	Mn	Mo	Cr	Ni	P	S	Cu
0,15 – 0,21	≤ 0,40	0,50 – 0,90	0,25 – 0,35	1,50 – 1,80	1,40 – 1,70	≤ 0,025	≤ 0,015	≤ 0,30
Propriedades mecânicas típicas ^b (φ 25 mm) (temperado e revenido a 200 °C)								
Resistência à tração [MPa]	Limite de escoamento [MPa]		Dureza (máx.)		Dureza (cementada)			
1.295	1.050		380 HB (~402 HV)		60 – 63 HRC			

Fonte: ^a (THYSSENKRUPP MATERIALS FRANCE), ^b (STEEL & TUBE)

Essa composição do material base foi confirmada por uma análise de espectrometria de emissão óptica por ignição realizada a temperatura ambiente (aproximadamente 24 °C) e 70% de umidade relativa, que rendeu os resultados da Tabela 12 (valores em itálico representam medições abaixo da resolução).

Tabela 12 – Medição de composição química da amostra por espectrofotometria. Média de cinco medições.

Composição química (%)									
	C	Si	Mn	Mo	Cr	Ni	P	S	Cu
MÉDIA	0.209	0.176	0.519	0.287	1.81	1.53	<i>0.0050</i>	<i>0.0050</i>	0.0851
D.P.	0.009	0.003	0.010	0.003	0.03	0.02			0.0030
D.P. (%)	4.30%	1.77%	2.00%	1.06%	1.89%	1.49%			3.56%

Fonte: realizado pela autora.

3.5.1 Durezas

A macrodureza no núcleo do material foi medida com um durômetro Vickers fabricado pela Buehler. O resultado obtido foi de $380 \pm 40 HV_{30}$ (média de 8 medições).

Visto que os dentes da engrenagem são cementados, mediu-se o perfil de microdureza do dente, que está apresentado na Figura 92. O equipamento utilizado foi um microdurômetro Vickers fabricado pela Buehler. A carga escolhida foi de 100 gf a título de comparação, pois esse foi o valor encontrado na literatura relacionada.

Os valores encontrados para a microdureza próximo à superfície ($\sim 800 HV_{0,1}$) são anormais e podem representar uma fragilização excessiva da camada cementada. No entanto, endentações na seção transversal muito próximas à superfície podem sofrer distorções devido ao efeito de borda. Por isso, foram feitas medições sobre a própria superfície do flanco de trabalho, para confirmar a dureza da superfície. A média de 15 medições resultou em uma dureza de $660 \pm 20 HV_{0,1}$ (endentações medidas no MEV). Também foi medida a macrodureza sobre o flanco, obtendo o valor de $600 \pm 10 HV_{30}$.

Figura 92 – Perfil de microdureza da amostra (carga: 100 gf).

Fonte: elaborado pela autora.

Segundo esse ensaio de dureza efetiva conhecido como EHT, a camada cementada efetiva tem aproximadamente $1.825 \mu m$ de profundidade (definida onde a dureza vale 550 HV, segundo a Norma ISO 2639:2002 – Steels -- Determination and verification of the depth of carburized and hardened cases). A especificação de projeto era de

1,2 – 1,4 mm de espessura. A microdureza a 10 mm de profundidade foi medida em $410 HV_{0,1}$, o que não representa grande diferença em relação à macrodureza medida no núcleo (8%), ainda dentro do desvio padrão.

A camada cementada também foi observada por meio de uma macrografia de alguns dentes, como visto na Figura 93. O reagente usado foi HCl 30% a 70 °C, ataque por 30 minutos. O traço vermelho marca aproximadamente a profundidade de 2 mm.

Figura 93 – Macrografia de dentes da engrenagem.

Fonte: elaborado pela autora.

3.5.2 Morfologia

Foi feita a micrografia dos dentes fraturados e dentes sem fratura; todos apresentaram a mesma morfologia. Na micrografia da amostra (Figura 94, feita com microscópio óptico Olympus modelo BX60M), foi identificado baixa frequência de inclusões (setas), cuja geometria esférica torna-as pouco propícias como local de nucleação de trincas. Revelou-se, no entanto, que a microestrutura é anormal.

Para um dente de aço baixo carbono que passou por cementação, esperava-se microestrutura martensítica, com muitas agulhas finas na camada cementada (exemplo da literatura na Figura 95). No entanto, o núcleo contém bainita superior (mostrado na Figura 94a), que pode ser comparado à literatura, como apresentado na Figura 96a, e a camada cementada (Figura 94b) tem austenita retida e não apresenta agulhas finas de martensita.

Essa austenita que não se transformou, a chamada austenita retida, está presente devido à alta estabilidade da austenita de alto teor de carbono. Aumentar o teor de

carbono deprime toda a faixa de temperatura da transformação martensítica para abaixo da temperatura ambiente. Dessa forma, invariavelmente há quantidades significativas de austenita retida em aços cementados resfriados à temperatura ambiente. A austenita retida desempenha um papel significativo na fadiga dos aços cementados e quantidades na ordem de 30 a 35% são comuns nas camadas quase superficiais de amostras temperadas logo após a cementação (KRAUSS, 1991).

Tanto a microestrutura bainítica e a austenita retida, quanto os grãos grossos da austenita primária podem reduzir a resistência do material à fadiga, o que é um possível motivo da falha. Vale notar que o tamanho dos grãos da austenita primária foram medidos segundo a Norma ISO 643:2012, classificando-os G9, o que atende a requisitos para engrenagens de alto desempenho.

Figura 94 – Microestrutura de um dente fraturado (ataque: Nital 2%): (a) núcleo, (b) camada cementada (na linha superior, imagem feita no microscópio óptico; na linha inferior, imagem feita no MEV).

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 95 – Microestrutura martensítica de dente de engrenagem de aço 18CrNiMo7-6, cementado: (a) núcleo, (b) camada cementada.

(a)

(b)

Fonte: (NETPU; SRICHANDR, 2013)

Figura 96 – Microestrutura de dente de engrenagem de aço 18CrNiMo7-6, cementado: (a) núcleo – bainita superior, (b) zona intermediária de ~1.200 µm de espessura – bainita inferior com austenita retida, (c) superfície (até ~300 µm de profundidade) – martensita com austenita retida.

(a)

(b)

(c)

Fonte: (VAZDIRVANIDIS, PANTAZOPOULOS; STAMATAKIS, 2010)

A bainita apresenta menor dureza (SHIPWAY, WOOD; DENT, 1997) e menor deformação de transformação em relação à martensita, deixando o componente mais suscetível à nucleação de trincas. No entanto, a dureza está diretamente relacionada à resistência do material e, como já mostrado na Seção 3.5.1, os valores medidos nessa engrenagem são suficientemente altos, dentro do esperado para essa aplicação.

Por outro lado, (BHADESHIA, 1997) explica que a tenacidade à fratura de um material depende da chamada tensão de fratura, que deve ser excedida para induzir a rápida propagação de trincas de fadiga. Essa tensão de fratura, por sua vez, é inversamente proporcional a uma dimensão geralmente atribuída ao tamanho de uma trinca criada pela fratura de um constituinte microestrutural frágil, como uma partícula de cementita.

A Figura 97 mostra claramente que aços bainíticos são muito mais frágeis que aços

martensíticos, com tensões de fratura por clivagem microscópica entre 1.100 a 1.200 MPa contra 3.100 a 4.000 MPa, respectivamente. Isso se explica pelo fato que as partículas de cementita são muito mais finas em martensitas do que em bainitas (BOWEN, DRUCE; KNOTT, 1986), devido a seu mecanismo de transformação.

Figura 97 – Tenacidade à fratura K_{IC} como função da resistência.

Fonte: (BOWEN, DRUCE; KNOTT, 1986)

A presença de austenita retida em superfícies cementadas reduz tanto a resistência quanto a tensão residual compressiva. Portanto, é esperado que a resistência à fadiga seja reduzida, dependendo da proporção relativa entre martensita e austenita retida (PARRISH, 1999). No entanto, seria necessário medir o percentual de austenita retida (por difração de raio X) para afirmar com maior precisão que essa de fato diminuiu a resistência à fadiga da amostra em questão. A Figura 98 apresenta a micrografia de um aço cementado e endurecido com 40% de austenita retida, que pode servir como uma referência visual para comparar às micrografias da amostra (Figura 94a), portanto o percentual de austenita retida deve ser alto.

Figura 98 – Austenita retida (branco) e martensita na superfície de corpo de prova de aço Ni-Cr cementado e endurecido: ~40% de austenita retida. (Aumento de 550x)

Fonte: (PARRISH, 1999)

O tamanho de grão afeta as propriedades tanto da camada cementada, quanto do núcleo de um componente. Para propriedades ótimas, é essencial que o tamanho de grão seja uniforme e fino. Geralmente o ponto de partida do aço é com tamanho de grão G5 a G8, de maneira que subsequentes tratamentos possam alterar a microestrutura final para grãos mais finos. Para engrenagens de grande porte cementadas, recomendam-se grãos G6 ou mais fino (MATHESIUSOVÁ; Kříž, 2012).

Em termos gerais, de acordo com a relação de Hall-Petch, quanto mais fino o grão da austenita primária, melhor a resistência à fadiga de flexão, ao passo que produz estrutura martensítica mais fina, assim aumentando a resistência da camada cementada. Esse aumento na resistência beneficia o desempenho à fadiga de alto ciclo (DAVIS, 2005).

Aços de grãos grosseiros tendem a distorcer durante o tratamento térmico, de maneira que, quando temperados, grãos grosseiros de austenita produzirão placas grandes de martensita e maiores volumes de austenita. Placas grandes de martensita estão mais sujeitas a formar microtrincas do que placas menores. Dessa forma, esses efeitos adversos contribuem para uma menor resistência à fadiga (PARRISH, 1999).

A título de comparação, foi refeita a austenitização de uma amostra no Laboratório de Caracterização Microestrutural Hubertus Colpaert do Departamento de Engenharia Metalúrgica e de Materiais da Escola Politécnica da USP (PMT – Poli – USP) em atmosfera com argônio a 850 °C (temperatura de austenitização do aço 18CrNiMo7-6 (KRAWCZYK, PAWŁOWSKI; BAŁA, 2009)). A amostra foi colocada quando o forno

estava a 380 °C, que então foi novamente preenchido com argônio mais duas vezes, para garantir a retirada de todo o oxigênio. A amostra foi mantida à temperatura de austenitização por 30 minutos, depois temperada em óleo.

Como pode ser visto na Figura 99, houve mudança significativa na microestrutura. O tamanho do grão da austenita primária reduziu para classe G11 e as agulhas de martensita aparecem distribuídas mais homogêneas, embora ainda grosseiras. Após esse processo, a microestrutura bainítica não foi mais encontrada, sendo a morfologia apenas martensítica.

Figura 99 – Microestrutura de um dente da engrenagem estudada após austenitização a 850 °C feita pela autora (ataque: Nital 2%): (a) núcleo, (b) camada cementada (na linha superior, imagem feita no microscópio óptico; na linha inferior, imagem feita no MEV).

Fonte: elaborado pela autora.

Essencialmente esse processo realizado, de reaustenitizar a amostra, pode ser considerado um chamado duplo reaquecimento. Componentes cementados podem ser resfriados até a temperatura ambiente após a cementação e reaquecidos para endurecimento. Se o reaquecimento for realizado abaixo da temperatura que define o

limite entre os campos da fase austenita e austenita-cementita em aços (temperatura A_{cm}), isso faz com que carbonetos esferoidizados sejam retidos na austenita da camada. Como resultado, o teor de carbono da austenita é reduzido e a microestrutura temperada tem menos austenita retida. Além disso, as partículas de carboneto inibem o crescimento de grãos e mantêm tamanhos de grãos austeníticos muito finos (KRAUSS, 1991).

Com o aumento da distância da superfície cementada, a concentração de carbono da martensita diminui, de modo que a austenita retida também diminui com o aumento da distância da superfície; à medida que a concentração de carbono da austenita diminui, mais martensita forma-se durante o resfriamento até a temperatura ambiente. A Figura 100 mostra os gradientes de austenita retida em amostras de aço 8620 cementado com cementação direta e reaquescido. A redução dramática do teor de austenita retida como resultado do reaquescimento abaixo da temperatura A_{cm} (reaquecimento duplo) é aparente (KRAUSS, 1991).

Figura 100 – Austenita retida em função da distância até a superfície, em um aço 8620 cementado a 925 °C, medida por difração de raio X.

Fonte: (APPLE; KRAUSS, 1973) apud (KRAUSS, 1991)

Esse experimento sugere que a realização de duplo reaquecimento poderia melhorar a morfologia da engrenagem no que tange ao teor de austenita retida, de forma a possivelmente melhorar a resistência à fadiga do componente.

3.5.3 Rugosidade

No perfilômetro óptico 3D sem contato modelo CCI MP da Taylor Hobson (software Talysurf e Talymap), foi medida a rugosidade superficial do dente tanto no flanco não carregado (referência), quanto no flanco ativo, onde já ocorreu desgaste. Devido a suas grandes dimensões, a curvatura desse dente é muito pequena, i.e., o flanco do dente é muito próximo de um plano, o que facilitou as medições.

A média das medições resultou os seguintes valores: $S_a = 0,50 \mu m$ no flanco não carregado (quatro medições) e $S_a = 0,45 \mu m$ (duas medições na região do contato). Esses valores estão dentro do esperado para uma superfície retificada como nesse caso. É notável que o desgaste moderado no flanco de contato causou um pós-polimento da superfície, o que é comumente observado em dente de engrenagens, segundo (FLODIN; ANDERSSON, 2001).

A Figura 101 mostra os perfis de rugosidade e também os espectros polares das direções da rugosidade medidos. Na Figura 101a, a rugosidade está orientada paralelamente ao comprimento do dente. Na Figura 101b, nota-se que o desgaste rotacionou a direção principal da topografia – de 88° (1% de isotropia) da superfície de referência para 168° (15% de isotropia) na superfície de contato.

Figura 101 – Topografia do dente de engrenagem: (a) flanco não carregado, (b) flanco ativo na região do contato.

Fonte: elaborado pela autora.

Isso pode ser notado também na superfície de contato. A Figura 102, feita com lupa portátil Dino-Lite AM4113/ AD4113 Digital Microscope, mostra o flanco de trabalho, próximo ao topo do dente, no centro da engrenagem (início do contato). A Figura ilustra as direções medidas no CCI. A direção de 88° corresponde à orientação das marcas de retífica (destacado em vermelho na Figura 102). Aproximadamente perpendicularmente, estão orientadas as marcas de desgaste (em amarelo na Figura 102), que se deve ao escorregamento entre os dentes.

Figura 102 – Evidência visual de desgaste no flanco de trabalho, superfície de contato. Aumento de 50x.

Fonte: elaborado pela autora.

3.6 ANÁLISE FRACTOGRÁFICA

Seguindo a metodologia recomendada por (VANDER VOORT, 1978) para identificação da causa de falha, após a caracterização da amostra definindo a composição química, medindo o perfil de dureza e a topografia, e determinando a microestrutura do componente, deve-se realizar uma análise da fractografia. Essa análise consiste em uma investigação visual macro e microscópica da superfície de fratura, acompanhada de registro detalhado por fotografias e esquemas.

O objetivo da fractografia é identificar marcas deixadas pela trinca até a falha, a fim de identificar seu local de nucleação, seu modo de propagação até a fratura catastrófica final e estimar o modo de carregamento. Além disso, é importante identificar a presença eventuais fatores que podem ter contribuído para a falha, como concentradores de tensão, contaminantes, cor de revenido, e imperfeições.

Para tanto, documentou-se extensamente a superfície de fratura, como apresentadas nas imagens a seguir. A fotografias foram feitas com câmera digital Nikon D5100, lente Nikon AF-S DX Nikkor 18-105mm f/3.5-5.6G ED VR.

Dois dentes quebraram parcialmente, ambos na coroa, no centro, i.e., próximo ao gap da engrenagem bihelicoidal. Não houve registro da distância entre os dentes, mas análise das fotos tiradas em campo sugerem haver aproximadamente 40 dentes entre cada fratura (coroa de 114 dentes).

As Figura 103 e Figura 104 mostram a fratura do dente aqui denominado #1 e as Figura 105 e Figura 106, o dente #2 (fotos 3D – necessários óculos anaglifo vermelho/ciano para visualização adequada). A superfície de fratura do dente #1 estende-se por aproximadamente 100 mm (largura de base do dente: 197 mm), enquanto a fratura do dente #2 estende-se por aproximadamente 70 mm.

Figura 103 – Foto 3D da fratura do dente #1.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 104 – Foto 3D da fratura do dente #1.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 105 – Foto 3D da fratura do dente #2.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 106 – Foto 3D da fratura do dente #2.

Fonte: elaborado pela autora.

A aparência mais lisa e o menor comprimento da superfície de fratura do dente #2 indicam que essa ocorreu após a fratura do dente #1, de maneira que este suportou a propagação da trinca por mais tempo. A sobrecarga ocasionada pela primeira fratura levou então à fratura do dente #2. Portanto, concentrou-se a análise no dente #1.

Figura 107 – Superfície de fratura do dente #1.

Fonte: elaborado pela autora.

As setas na Figura 107 indicam o sentido de propagação da trinca, evidenciado pelas marcas de praia (setas menores), os planos de clivagem (seta maior à esquerda) e os deltas de rio (setas médias à direita). A área de aparência lisa mais à esquerda da

superfície de fratura indica a fratura final. Portanto, em azul está destacada a região onde deve encontrar-se o início da trinca que levou à fratura. Marcas de praia seguidas de fratura final com aparência frágil são típicas de falha por fadiga.

É interessante notar que a superfície de fratura do dente carrega certa semelhança com a superfície apresentada no ASM Metals Handbook (ASM INTERNATIONAL HANDBOOK COMMITTEE, 1987) como uma fratura por fadiga de flexão em um dente de pinhão endurecido, vista na Figura 108.

Figura 108 – Superfície de fratura por fadiga por flexão de dente de roda dentada motriz de aço AISI 8650 endurecido por indução a 58 a 60 HRC.

A origem da trinca de fadiga está em um pite profundo (seta). O carregamento severo provocou outros pites menores nas superfícies dos dentes. Marcas de praia indicam que a trinca de fadiga penetrou grande porção do dente antes de um pedaço romper-se.

Fonte: (ASM INTERNATIONAL HANDBOOK COMMITTEE, 1987)

A Figura 109 mostra que o caminho da trinca forma aproximadamente um L, como explicado por (FERNANDES, 1996) para trincas por fadiga devido à flexão do dente (Figura 83).

Figura 109 – Plano transversal da superfície de fratura do dente.

Fonte: elaborado pela autora.

A Figura 110 mostra a fratura vista pelo flanco de trabalho, ou seja, o lado do dente onde há contato de engrenamento. A trinca iniciou-se nesse flanco, onde indicado em azul nessa imagem, a aproximadamente 2/3 da altura, a partir do pé do dente, e a aproximadamente 70 mm do centro da engrenagem.

Segundo (DAVIS, 2005), a falha por fadiga de flexão de dente clássica inicia-se no meio do comprimento do dente, onde se espera que a tensão máxima localiza-se, e na raiz do dente, progredindo até o ponto de tensão nula, como mostrado na Figura 78. E, uma vez que o primeiro dente sofre a fratura, os dentes adjacentes precisam suportar a consequente sobrecarga e falham da mesma forma. Além disso, as características do material e metalúrgicas correspondem às especificações. Mudanças nessas condições levam a fratura por fadiga de flexão variantes do caso clássico.

As marcas de desgaste observadas no flanco de trabalho (Figura 110) – reta ao longo do topo do dente, além de uma marca mais escura (início de *micropitting*) em apenas um lado dos dentes (próximo ao gap da bihelicoidal) – sugerem um desalinhamento no contato. Essa hipótese também é corroborada pelo fato de o dente não fraturar por inteiro, apenas em um extremo. Os dados coletados e fornecidos pelo fabricante também mostram que a maioria das fraturas nas outras engrenagens ocorreu em apenas um extremo do dente, justamente próximo ao *gap*.

Figura 110 – Flanco de trabalho dos dentes. Marcas de desgaste em destaque.

Fonte: elaborado pela autora.

Em conclusão, a análise fractográfica sugere que o modo de falha foi fadiga por flexão, causada por sobrecarga provavelmente devido a um desalinhamento. Essa hipótese deveria ser investigada mais profundamente por meio de imagens por microscopia eletrônica e análise de tensões, com atenção especial ao local do início da trinca. Imagens feitas no MEV dessa região estão apresentadas na Seção seguinte.

3.6.1 Início da trinca

A Figura 111 mostra a região do início da trinca em maior detalhe – foi adicionada uma grade para auxílio, referenciada por Linha (letras) e Coluna (números). A imagem foi feita em estereomicroscópio Nikon modelo SMZ800 (câmera digital Nikon 1200F, software ECT-1).

Nos quadrados B4 a B8, observam-se deltas de rio, indicando que o início da trinca está acima. De C14 a C16, notam-se marcas radiais apontando o início da trinca à esquerda.

Figura 111 – Imagem 3D da região do início da trinca.

Fonte: elaborado pela autora.

A região do início da trinca foi então analisada com auxílio do microscópio eletrônico de varredura (MEV). O equipamento utilizado encontra-se no Laboratório de Microscopia Eletrônica e de Força Atômica – PMT – Poli – USP: marca FEI, detector de elementos leves. Foram obtidas as imagens a seguir. A título de localização: o delta de rio circulado na Figura 112 é o mesmo visto entre os quadrados A4 a B4 na Figura 111.

Figura 112 – Região do início da trinca.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 113 – Região do início da trinca (em vermelho na Figura 112).

Fonte: elaborado pela autora.

Na superfície, no centro da Figura 113, identifica-se o início da trinca, que se encontra no quadrado A3 na Figura 111. Notam-se o formato aproximadamente cônico do local da nucleação da trinca e ondulações na região, conforme o modelo de (PROVAN; ZHAI, 1991) apresentado na Seção 1.1.1. Não foram observadas estrias de fadiga, mas isso pode ser explicado pelo aumento máximo utilizado nessa análise não ter sido suficiente, mas mais provavelmente pela baixa ductilidade desse aço (alta dureza) (DIETER, 1986).

Figura 114 – Início da trinca (visto em vermelho na Figura 113).

Fonte: elaborado pela autora.

Na Figura 115 (área do retângulo amarelo na Figura 114), observam-se ainda algumas microtrincas na região do início da trinca que levou à falha. Nota-se ainda que a trinca

tem aparência intergranular bem no início (destacado em vermelho na Figura 114). Isso pode ser confirmado observando a superfície transversal sob ataque que revele a microestrutura.

Figura 115 – Microtrincas na região do início da trinca que levou à falha.

Fonte: elaborado pela autora.

A amostra foi subsequentemente cortada (vide Figura 116, Figura 117 e Figura 118), retificada e polida (abrasivo de 1 µm) de maneira que possibilitasse enxergar o início da trinca na superfície transversal à fratura. Essa superfície foi observada e registrada no microscópio óptico – vide Figura 119.

Figura 116 – Superfície de fratura cortada no início da trinca.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 117 – Superfície de fratura cortada no início da trinca, vista no MEV.

Fonte: elaborado pela autora

Figura 118 – Início da trinca no plano transversal à superfície de fratura, também visível.

Fonte: elaborado pela autora.

Figura 119 – Plano transversal à superfície de fratura, início da trinca.

Fonte: elaborado pela autora.

Nessa imagem, é possível determinar o caminho percorrido pela trinca em seu início. Além disso, nota-se que trincas secundárias (destacadas em vermelho) formam-se nos entalhes formados pela própria trinca primária, que age também como concentradores de tensão, corroborando que a trinca propagou-se por fadiga.

3.7 CONCLUSÕES PARCIAIS

A engrenagem apresentou problemas de microestrutura que podem ter causado a redução de sua resistência à fadiga. Portanto, o fabricante deve acertar o processo de tratamento térmico de forma a obter a microestrutura adequada: martensita, com grãos de austenita finos (G6 ou mais fino), e camada cementada correta.

A fadiga por flexão, em geral, advém de um tipo de carregamento que deveria ser levado em consideração e resolvido no projeto. Segundo (KALE, 2013), a grande maioria das falhas por fadiga deve-se a problemas de projeto ou erros de usinagem ou aplicação, enquanto a minoria deve-se a defeitos internos do material, desalinhamento sendo provavelmente a causa mais comum. As causas do desalinhamento podem ser estáticas (fabricação ou instalação) ou dinâmicas, devido a deflexões elásticas dos componentes devido ao carregamento ou também devido à expansão térmica.

As marcas de desgaste no flanco de trabalho de fato indicam que houve

desalinhamento durante a operação das engrenagens. Portanto, vale ainda ressaltar que o processo de montagem das engrenagens no redutor e desse na usina devem proceder com a devida cautela, verificando os ajustes corretos.

À vista disso, recomenda-se estudar os fatores que influenciam a resistência à fadiga do material e da engrenagem e reavaliar o projeto, revisando todas as tensões envolvidas no funcionamento da engrenagem, e o processo de fabricação e instalação

3.8 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Se for de interesse do fabricante, após adotadas as sugestões de solução, pode-se reavaliar a confiabilidade dos componentes, coletando novas informações de tempo de vida. Além disso, uma extensão interessante dessa Pesquisa seria avaliar detalhadamente as tensões envolvidas no carregamento pelo método de elementos finitos utilizando o modelo de fabricação do par de engrenagens.

Outro trabalho relevante seria colher mais amostras para análise fractográfica, como foi feito com a amostra apresentada nessa Dissertação. Isso permitiria a concepção de um mapeamento das causas e mecanismos de falha mais comuns, aumentando a representatividade dos resultados obtidos. Devido à posição do fabricante na cadeia de aplicação dessas engrenagens, sabe-se que esse trabalho exigiria um esforço de parceria com as usinas (clientes) nas quais elas operam, por exemplo, fornecendo um componente substituto assim que detectada uma falha.

Seria válido também realizar ensaios de fadiga com o material da engrenagem, a fim de determinar sua curva de Wöhler, que poderia servir de apoio para entender sua resistência às solicitações previstas.

4 DISCUSSÃO

Essa Dissertação teve como Objetivo caracterizar a falha por fadiga de componentes mecânicos, abordando o problema como uma forma de diagnóstico de falha. A autora considera que esse Objetivo foi atendido de forma bastante rica, principalmente devido à natureza bastante dissimilar dos dois casos estudados.

Essa diversidade de casos, tanto em relação à natureza da aplicação, quanto aos aspectos da fratura em si, expandiu a discussão e a possibilidade de pesquisa. Para entender as tensões que levam à falha é necessário entender o sistema em que o componente está inserido.

A engrenagem é um componente dinâmico com vasta aplicação e, por isso, já bastante refinado, especialmente nesse caso, cujas solicitações são bastante rigorosas. O material utilizado, especificamente indicado para esse sistema, é de alta resistência e ainda passa por tratamento térmico de endurecimento. Provavelmente em consequência disso, a superfície de fratura tem aspecto bastante difícil de desvendar.

Por outro lado, a barra estabilizadora é um componente estrutural de aplicação bastante específica. O sistema de truque com rodeiros interligados por barras estabilizadoras tem como objetivo reduzir o desgaste das rodas, principalmente devido ao chamado *warp*. O material utilizado é de baixa resistência – baixo carbono e sem elementos de liga. Sua baixa dureza permitiu que as tensões de fadiga provocassem marcas típicas, como as marcas de praia, estrias e marcas de catraca.

Trincas de fadiga em geral começam na superfície, em bandas persistentes de escorregamento, ou em inclusões, i.e., devem-se a problemas de integridade e concentradores de tensão. Para cada tamanho de defeito, existe um valor de tensão que faz a trinca se propagar. A análise de falha por fadiga em serviço frequentemente revela diversas deficiências que contribuem para uma resistência à fadiga insuficiente de uma estrutura.

Qualquer fragilidade introduzida no projeto ou variabilidade da fabricação e da aplicação, pode induzir uma falha prematura. Erros de projeto podem estar relacionados, por exemplo, à geometria, seleção do material, qualidade do material,

ou sistema de lubrificação inadequado. Problemas de aplicação, por sua vez, podem-se referir a montagem, instalação, arrefecimento e manutenção (NETPU; SRICHANDR, 2013).

O projeto de componentes de trens encontra especificações cada vez mais severas em relação ao desgaste de rodas e peso do truque, que devem ser alcançadas sem penalizar confiabilidade, segurança e custo de vida. Ao mesmo tempo, aumentam também as exigências no sentido de reduzir o tempo de viagem e aumentar a capacidade de carga transportada entre manutenções. O mesmo pode ser dito sobre as engrenagens, das quais são esperadas eficiência e durabilidade cada vez maiores, reduzindo desgaste e também custo de produção.

Novas metodologias de projeto fazem-se necessárias para cumprir esses requisitos, como ferramentas de modelagem matemática, que deve incluir a influência da fabricação e montagem e o comportamento dinâmico do componente. Idealmente, a validação final do projeto deve ser feita por meio de análise experimental (BEL KNANI et al.). A análise fallha introduz-se nesse contexto como meio de investigar a origem dos problemas que impedem o atendimento a essas exigências.

5 CONCLUSÕES GERAIS

Essa Pesquisa revelou que a falha da engrenagem ocorreu devido a problemas microestruturais e de montagem (desalinhamento), enquanto a falha da barra estabilizadora deveu-se principalmente a um subdimensionamento do projeto.

A análise fractográfica da barra estabilizadora revelou que as superfícies opostas de fratura apresentaram detalhes morfológicos não especularmente simétricos, com diferentes intensidades de esmagamento, indicando que a barra sofreu torção. O exame dessas superfícies revelou a presença de marcas de praia, marcas de catraca e estrias, evidenciando que a fratura foi provocada por nucleação e propagação de quatro trincas de fadiga de alto ciclo. A primeira trinca iniciou-se em uma das dobras do rebaixo, que serviu como concentrador de tensão. Além disso, houve um dano de corrosão, favorecendo a nucleação da trinca de fadiga.

Uma análise por elementos finitos foi realizada para analisar as tensões às quais a barra está sujeita. Foram calculadas as tensões residuais devido ao processo de dobra da barra e conformação do rebaixo e as tensões devido à operação, num caso crítico de *warp* tracionando a barra. Os resultados mostraram que localmente a tensão de escoamento do material é superada, especialmente nas regiões de pequeno raio de curvatura devido ao rebaixo.

Os resultados obtidos demonstram que o projeto das barras não levou em conta todas as formas de carregamento, como as tensões residuais devido à conformação, e as tensões cíclicas que levam à fadiga. Também não se considerou o dano por corrosão, que afetou a integridade superficial da barra. Por isso, fazem-se necessárias a revisão do projeto das barras e uma melhora da proteção superficial.

Para o caso das engrenagens de turborredutor, foi realizada uma análise de confiabilidade baseada nos casos de falha levantados pelo fabricante. Demonstrou-se que as falhas ocorridas consistem na “mortalidade infantil” das engrenagens fabricadas e provavelmente se devem a problemas de qualidade na fabricação ou montagem dos componentes. Além disso, a evidência de dano acumulado (redução da confiabilidade) a cada ciclo sugere que as falhas ocorreram por fadiga.

O exame da superfície de fratura do dente de engrenagem revelou que houve fadiga

por flexão e microestrutura inadequada. Diferente da fadiga por contato, que geralmente se deve a problemas de lubrificação ou tratamento térmico inadequado, a fadiga por flexão é consequência da complexa relação entre as solicitações e a resistência do dente ao longo de sua geometria, o que deveria ser previsto em projeto. A causa da falha dessa engrenagem foi um desalinhamento na montagem.

A contribuição dessa Dissertação diz respeito a trincas de fadiga, os carregamentos sofridos por barras estabilizadoras de truque de trem, fadiga por flexão de dentes de engrenagem, análise fractográfica e diagnóstico de falha.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION. Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth. **ANSI/AGMA 2001-D04**, Alexandria, VA, 2004.
- [2] APPLE, C. A.; KRAUSS, G. Microcracking and Fatigue in a Carburized Steel. **Metallurgical Transactions**, v. 4, p. 1195-1200, 1973.
- [3] ASM INTERNATIONAL. Introduction to Steels and Cast Irons. In: _____ **Metallographer's Guide: Irons and Steels**. [S.l.]: [s.n.], 2002. Cap. 1, p. 1-11.
- [4] ASM INTERNATIONAL HANDBOOK COMMITTEE. AISI/SAE Alloy Steels: Atlas of Fractographs. In: COMMITTEE, A. I. H. **Fractography**. [S.l.]: ASM International, v. 12, 1987. p. 586.
- [5] ASM INTERNATIONAL HANDBOOK COMMITTEE. Fatigue and Fracture. In: _____ **ASM Handbook**. 10. ed. [S.l.]: ASM International, v. 19, 1996. p. 15.
- [6] ASTM. ASTM E1150-1987: Standard Definitions of Fatigue. In: ASTM **Annual Book of Standards**. [S.l.]: [s.n.], 1995. p. 753-762.
- [7] ASTM. **ASTM E 1823-09a**: Standard Terminology Relating to Fatigue and Fracture Testing. [S.l.]: ASTM Committee, 2009.
- [8] ASTM INTERNATIONAL. **Standard Practice for Preparing, Cleaning, and Evaluating Corrosion Test Specimens**. [S.l.]. 2011.
- [9] BECKER, W. T.; LAMPMAN, S. Fracture Appearance and Mechanisms of Deformation and Fracture. In: ASM INTERNATIONAL HANDBOOK COMMITTEE **ASM Handbook - Failure Analysis And Prevention**. [S.l.]: ASM International, v. 11, 2002. p. 1171.
- [10] BEL KNANI, K. et al. **Development of an integrated design methodology for a new generation of high performance rail wheelset**. World Congress of Railway Research. [S.l.]: [s.n.]. 2001.

- [11] BEL KNANI, K. et al. **Development of an integrated design methodology for a new generation of high performance rail wheelset**. World Congress of Railway Research WCRR. [S.l.]: Railway Research.
- [12] BHADESHIA, H. Martensite and Bainite in Steels: Transformation Mechanism & Mechanical Properties. **Journal de Physique IV Colloque**, v. 7, n. C5, p. C5-367-C5-376, 1997.
- [13] BOARDMAN, B. Fatigue Resistance of Steels. In: COMMITTEE, A. H. **Properties and Selection: Irons Steels and High Performance Alloys**. 10. ed. [S.l.]: ASM International, v. 1, 1990. p. 1583.
- [14] BOIADJIEV, I. et al. Tooth Flank Fracture – Basic Principles and Calculation Model for a Sub-Surface-Initiated Fatigue Failure Mode of Case-Hardened Gears. **Gear Technology**, p. 58-64, Agosto 2015. Disponivel em: <http://www.geartechnology.com/articles/0815/Tooth_Flank_Fracture_-_Basic_Principles_and_Calculation_Model_for_a_Sub-Surface-Initiated_Fatigue_Failure_Mode_of_Case-Hardened_Gears>.
- [15] BOTVINA, L. R. et al. High Cycle Fatigue Failure of Low Carbon Steel after Long Term Aging. **Inorganic Materials**, v. 46, n. 14, p. 1570-1577, 2010.
- [16] BOWEN, P.; DRUCE, S. G.; KNOTT, J. F. Effects of Microstructure on Cleavage Fracture in Pressure Vessel Steel. **Acta Metallurgica**, v. 34, n. 6, p. 1121-1131, 1986.
- [17] BRENNAN, F. P. The use of approximate strain-life fatigue crack initiation predictions. **Fatigue**, v. 16, p. 351-356, jul. 1994.
- [18] CAVALLARO, G. P. et al. Bending fatigue and contact fatigue characteristics of carburized gears. **Surface and Coatings Technology**, v. 71, n. 2, p. 182-192, 1995. Disponivel em: <[http://dx.doi.org/10.1016/0257-8972\(94\)01019-F](http://dx.doi.org/10.1016/0257-8972(94)01019-F)>.
- [19] CELIK, O. N. et al. An investigation on fatigue life of borided AISI 1010 steel. **Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering**, v. 32, n. 1, p. 13-17, jan. 2009.
- [20] CHAN, K. S. Roles of microstructure in fatigue crack initiation. **International**

Journal of Fatigue, v. 32, n. 9, p. 1428-1447, 2010. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2009.10.005>>.

[21] CHRISTENSEN, R. H. Fatigue Cracking, Fatigue Damage, and Their Detection. In: SINES, G.; WAISMAN, J. L. **Metal Fatigue**. [S.I.]: McGraw-Hill Book Co., 1959. p. 376.

[22] DAVIS, J. R. Austenitic Grain Size and Fatigue. In: DAVIS, J. R. **Gear materials, properties, and manufacture**. 1. ed. [S.I.]: ASM International, 2005. Cap. 3, p. 56.

[23] DAVIS, J. R. Gear Failure Modes and Analysis. In: DAVIS, J. R. **Gears Materials, Properties, and Manufacture**. 1. ed. Materials Park: ASM International, 2005. Cap. 13, p. 257-260.

[24] DIETER, G. E. Fatigue of Metals. In: _____ **Mechanical Metallurgy**. 3a. ed. [S.I.]: McGraw-Hill Book Co., 1986. Cap. 12, p. 375-376.

[25] DIETER, G. E. Residual Stresses in Rod, Wire, and Tubes. In: DIETER, G. E. **Mechanical Metallurgy**. 3. ed. [S.I.]: McGraw-Hill Book Company, 1986. Cap. 19-6, p. 649.

[26] DIETER, G. E. Fatigue of Metals - Introduction. In: DIETER, G. E. **Mechanical Metallurgy**. 3. ed. [S.I.]: McGraw-Hill Book Company, 1988. Cap. 12-1, p. 376.

[27] DIGITAL GLOBE. Mina de Ferro Carajás. **Google Maps**, 2017. Disponível em: <<https://www.google.com.br/maps/place/Mina+de+Ferro+Caraj%C3%A1s/@-6.0278411,-50.1531723,3770m/data=!3m1!1e3!4m5!3m4!1s0x0:0xed87b058bed53b03!8m2!3d-6.0720765!4d-50.1574299>>. Acesso em: 23 fev. 2017.

[28] DUDLEY, D. W. The Kinds and Causes of Gear Failures. In: _____ **Handbook of Practical Gear Design**. 1a ed. ed. Lancaster: Technomic Publishing Company, Inc., 1994. Cap. 7, p. 7.1-7.47.

[29] FAIRES, V. M. Design of Machine Elements. 4. ed. [S.I.]: The MacMillan Company, 1965. p. 237.

- [30] FERNANDES, P. J. L. Tooth bending fatigue failures in gears. **Engineering Failure analysis**, v. 3, n. 3, p. 219-225, 1996. Disponível em: <[http://dx.doi.org/10.1016/1350-6307\(96\)00008-8](http://dx.doi.org/10.1016/1350-6307(96)00008-8)>.
- [31] FLODIN, A.; ANDERSSON, S. Simulation of mild wear in helical gears. **Wear**, v. 241, n. 2, p. 123-128, 2000. Disponível em: <[http://dx.doi.org/10.1016/S0043-1648\(00\)00384-7](http://dx.doi.org/10.1016/S0043-1648(00)00384-7)>.
- [32] FLODIN, A.; ANDERSSON, S. A simplified model for wear prediction in helical gears. **Wear**, v. 249, p. 285-292, 2001.
- [33] GLAESER, W. A.; SHAFFER, S. J. Contact Fatigue. In: COMMITTEE, A. I. H. **ASM Handbook, Volume 19: Fatigue and Fracture**. [S.l.]: ASM International, v. 19, 1996. p. 331-336.
- [34] GLODEŽ, S.; PEHAN, S.; FLAŠKER, J. Experimental results of the fatigue crack growth in a gear tooth root. **International Journal of Fatigue**, v. 20, n. 9, p. 669-675, 1998. Disponível em: <[http://dx.doi.org/10.1016/S0142-1123\(98\)00040-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0142-1123(98)00040-1)>.
- [35] HASSUANI, S. J.; LEAL, M. R. L. V.; MACEDO, I. C. **Biomass power generation: Sugar cane bagasse and trash**. Piracicaba, Brazil. 2005.
- [36] HERTTER, T. **Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit Vergüteter und Einsatzgehärteter Zahnräder**. TU München. [S.l.]. 2003.
- [37] HOEPPNER, D. W. Industrial Significance of Fatigue Problems. In: COMMITTEE, A. I. H. **Fatigue and Fracture**. 1. ed. [S.l.]: ASM International, v. 19, 1996. p. 10-147.
- [38] HOEPPNER, D. W. Introduction - Industrial Significance of Fatigue Problems. In: ASM INTERNATIONAL HANDBOOK COMMITTEE **Fatigue and Fracture**. [S.l.]: ASM International, v. 19, 1996. p. 10.
- [39] HUDAK JR., S. J. et al. **A damage tolerance approach to FOD based on the 'worst-case notch' concept**. Proceedings of the 4th national turbine engine high cycle fatigue conference. Monterey, CA: [s.n.]. 1999.

- [40] IBGE. Banco de Dados Agregados. **Sistema IBGE de Recuperação Automática** - **SIDRA**. Disponível em: <<http://www.sidra.ibge.gov.br/bda/tabela/listabl1.asp?c=1612&n=0&u=0&z=p&o=27&i=P>>. Acesso em: 6 abr. 2016.
- [41] JABBOUR, T.; ASMAR, G. Tooth stress calculation of metal spur and helical gears. **Mechanism and Machine Theory**, v. 92, p. 375-390, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.06.003>>.
- [42] JASKE, C. E. Low-cycle fatigue of AISI 1010 steel at temperatures up to 1200 °F (649°C). **Journal of Pressure Vessel Technology**, p. 432-443, ago. 1977.
- [43] KALE, A. S. Bending Fatigue Failure In Gear Tooth. **International Journal of Engineering Research & Technology**, v. 2, n. 6, p. 802-809, jun. 2013. ISSN 2278-0181.
- [44] KOTCHERGENKO ENGENHARIA. **Instrumentação Frame Brace - Monitoramento e Análise Estrutural**, rev. B. [S.l.], p. 62. 2015. (KOT-RT-VALE-1101).
- [45] KOTCHERGENKO ENGENHARIA. **Instrumentação Frame Brace - Monitoramento e Análise Estrutural**, rev. C. [S.l.]. 2015. (KOT-RT-VALE-1101).
- [46] KRAUSS, G. Microstructures and Properties of Carburized Steels. In: COMMITTEE, A. H. **ASM Handbook - Heat Treating**. [S.l.]: ASM International, v. 4, 1991. p. 832-835.
- [47] KRAWCZYK, J.; PAWŁOWSKI, B.; BAŁA, P. Banded Microstructure in Forged 18CrNiMo7-6 Steel. **Metallurgy and Foundry Engineering**, v. 35, n. 1, p. 45-53, 2009.
- [48] LEE, Y. L. et al. **Fatigue Testing And Analysis (Theory And Practice)**. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.
- [49] LEIS, B.; BATELLE-COLUMBUS. Effect of Surface Conditions and Processing on Fatigue Performance. In: COMMITTEE, A. I. H. **ASM Handbook - Fatigue and Fracture**. [S.l.]: ASM International, v. 19, 1996. p. 2250.

- [50] LEWICKI, D. G. et al. **Consideration of moving tooth load in gear crack propagation predictions**. 8th International Power Transmission and Gearing Conference. [S.l.]: [s.n.]. 2000.
- [51] LEWIS, E. E. Censored testing. In: _____ **Introduction to reliability engineering**. 2nd. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, Inc., 1994. Cap. 8.4, p. 221-226.
- [52] LILIANA, R. A. et al. Stresses in a Bogie Frame of a Rail Carriage. **Procedia Engineering**, v. 100, p. 482-487, 2015.
- [53] LIU, W. The failure analysis of the repeat gear tooth breakage in a 40 MW steam turbine load gearbox and the butterfly in the carburized case. **Engineering Failure Analysis**, v. 46, p. 9-17, 2014.
- [54] LUND, R. A.; SHEYBANY, S. Fatigue Fracture Appearances. In: ASM INTERNATIONAL HANDBOOK COMMITTEE **ASM Handbook - Failure Analysis and Prevention**. [S.l.]: ASM International, v. 11, 2002. p. 1333.
- [55] MATHESIUŠOVÁ, R.; KRÍŽ, A. **The differences in quality of 18CrNiMo-7-6 steel and its influences at deformation after carburizing**. Metal. Brno: [s.n.]. 2012.
- [56] MATWEB, LLC. AISI 1010 Steel, cold drawn. **MatWeb Material Property Data**. Disponível em: <http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=025d4a04c2c640c9b0eaaef28318d761&ckck=1>. Acesso em: 6 abr. 2016.
- [57] MERRITT, H. E. **Gears**. London: Pitman, 1942.
- [58] MEYERS, M.; CHAWLA, K. Mechanisms of Fatigue. In: _____ **Mechanical Behavior of Materials**. 2. ed. New York: Cambridge University Press, 2009. Cap. 14.7, p. 728.
- [59] MISRA, S. K.; POLAKOWSKI, N. H. In-Process Control of Residual Stress in Drawn Tubing. **Journal of Basic Engineering**, v. 91, p. 810-815, dez. 1969.
- [60] NETPU, S.; SRICHANDR, P. Failure of a helical gear in a power plant. **Engineering Failure Analysis**, v. 32, p. 81-90, 2013. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.03.002>.

- [61] OKAMOTO, I. How Bogies Work. **Japan Railway & Transport Review**, n. 18, dez. 1998.
- [62] OSGOOD, C. C. Gears. In: _____ **Fatigue Design**. 1a. ed. [S.I.]: John Wiley & Sons, Inc., 1970. Cap. 3.5.2, p. 337-346.
- [63] OSGOOD, C. C. Introduction: Scope; Level; Limitations. In: _____ **Fatigue Design**. 1a. ed. [S.I.]: John Wiley & Sons, 1970. Cap. 1, p. 1-2.
- [64] OUTSUKU, N.; MURAGAMI, T. **Photoelastic experiments on the influence of oil films and cracks on the contact stress field during sliding**. Japan Society of Lubrication Engineers Annual Conference. Kyushu: [s.n.]. 1983. p. 369-372.
- [65] PARRISH, G. Influential Microstructure Features - Effect of Grain Size on Properties. In: PARRISH, G. **Carburizing: Microstructures and Properties**. 1. ed. Materials Park: ASM International, 1999. Cap. 5, p. 105-106.
- [66] PARRISH, G. Retained Austenite. In: PARRISH, G. **Carburizing: Microstructures and Properties**. Materials Park: ASM International, 1999. Cap. 4, p. 81-82.
- [67] PARRISH, G. Retained Austenite - Effect on Material Properties. In: PARRISH, G. **Carburizing: Microstructures and Properties**. Materials Park: ASM International, 1999. Cap. 4, p. 81-82.
- [68] PETERSON, R. E. **Stress Concentration Factors**. New York: John Wiley, 1974. 270-271 p.
- [69] PROVAN, J. W.; ZHAI, Z. H. Fatigue crack initiation and stage-I propagation in polycrystalline materials. I: Micromechanisms. **International Journal of Fatigue**, v. 13, n. 2, p. 99-109, 1991. Disponivel em: <[http://dx.doi.org/10.1016/0142-1123\(91\)90001-F](http://dx.doi.org/10.1016/0142-1123(91)90001-F)>.
- [70] ROYLANCE, D. Fracture and Fatigue. In: ROYLANCE, D. **Mechanics of Materials**. [S.I.]: Wiley, 1996. Cap. 7.
- [71] SAWLEY, K.; URBAN, C.; WALKER, R. The effect of hollow-worn wheels on vehicle stability in straight track. **Wear**, v. 258, n. 7-8, p. 1100-1108, 2005.

- [72] SAWLEY, K.; WU, H. The formation of hollow-worn wheels and their effect on wheel/rail interaction. **Wear**, v. 258, n. 7-8, p. 1179-1186, 2005.
- [73] SCHIJVE, J. Introduction to Fatigue of Structures and Materials. In: SCHIJVE, J. **Fatigue of Structures and Materials**. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2004. Cap. 1, p. 1.
- [74] SCUTTI, J. J.; MCBRINE, W. J. Introduction to Failure Analysis and Prevention. In: COMMITTEE, A. I. H. **Failure Analysis and Prevention**. 1. ed. [S.l.]: ASM International, v. 11, 2002. p. 14-64.
- [75] SHABANA, A. A.; ZAAZAA, K. E.; SUGIYAMA, H. **Railroad vehicle dynamics: A computational approach**. [S.l.]: CRC Press, 2010.
- [76] SHAHIDI, P. et al. **Estimation of Bogie Performance Criteria Through On-Board Condition Monitoring**. Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society. [S.l.]: [s.n.]. 2014. p. 10.
- [77] SHIPWAY, P. H.; WOOD, S. J.; DENT, A. H. The hardness and sliding behaviour of bainitic steel. **Wear**, v. 203-204, p. 196-205, 1997.
- [78] SMITH, C. O. Legal Aspects of a Twist Drill Failure. **Journal of Product Liability**, v. 3, p. 247-258, 1979.
- [79] STACHOWIAK, G. W.; BATCHELOR, A. W. Fatigue wear during sliding. In: STACHOWIAK, G. W.; BATCHELOR, A. W. **Engineering tribology**. 3. ed. Oxford: Elsevier, 2005. Cap. 14.2, p. 606.
- [80] STANDARD CAR TRUCK COMPANY. **SK-3431 - Frame Brace Application Procedure; Amsted-Maxion GDU SSRC, with Machined Side Frames**. [S.l.]. 2014. (ECN: 3976).
- [81] STANDARD CAR TRUCK COMPANY. Standard Car Truck Company Maintenance Manual. **Standard Car Truck Company**. Disponível em: <<http://www.sctco.com/manuals.html>>. Acesso em: 6 abr. 2016.
- [82] STEEL & TUBE. Product Technical Statement - Engineering Steel. **Steel & Tube**. Disponível em: <<http://stainless.steelandtube.co.nz/wp->

content/uploads/2014/06/CaseHardeningSteel18CrNiMo7.pdf>. Acesso em: 11 jan. 2017.

[83] STEPHENS, R. I. et al. Fatigue mechanisms and microscopic features. In: _____ **Metal Fatigue in Engineering**. 2a. ed. [S.I.]: Wiley Interscience, 2001. Cap. 3.2, p. 43-55.

[84] THYSSENKRUPP MATERIALS FRANCE. Data Sheet: 18 Cr Ni Mo 7-6. Disponível em: <http://www.thyssenfrance.com/fich_tech_en.asp?product_id=113>. Acesso em: 10 ago. 2015.

[85] VALEC - ENGENHARIA, CONSTRUÇÕES E FERROVIAS S.A. Regulamento de Operação Ferroviária disponível para consulta. **VALEC - Engenharia, Construções e Ferrovias S.A.**, 2014. Disponível em: <http://www.valec.gov.br/download/ROF_VALEC_-_OFICIAL_10_07_2014_-_revisado.pdf>. Acesso em: 13 jan. 2018.

[86] VANDER VOORT, G. Ductile and Brittle Fractures. In: COMMITTEE, A. I. H. **Metals Handbook**. 9. ed. [S.I.]: ASM International, v. 11, 1982. p. 85.

[87] VANDER VOORT, G. F. Macroscopic examination procedures for failure analysis. In: MCCALL, J. L.; FRENCH, P. M. **Metallography in failure analysis**. 1st. ed. New York: Plenum Press, 1978.

[88] VAZDIRVANIDIS, A.; PANTAZOPOULOS, G.; STAMATAKIS, K. LM and SEM Metallographical Study of Gear Teeth in Bucket-Wheel Excavators. **Microscopy and Analysis**, jan. 2010. 5-10.

[89] WANG, C.; DWIGHT, R.; JIANG, J. **Influence and Associated Ranking of Three-Piece Bogie Parameters in Wheelset AoA**. Conference on Railway Excellence. Adelaide, Australia: [s.n.]. 2014.

[90] WICKENS, A. H. A History of Railway Vehicle Dynamics. In: IWNICKI, S. **Handbook of railway vehicle dynamics**. Boca Raton, FL: CRC Press, 2006. Cap. 2.

[91] WICKENS, C. D. **Engineering Psychology and Human Performance**. 2. ed. [S.I.]: Harper-Collins, 1992.

- [92] WILLIAMS, J. A. Semi-elliptical pressure distribution: Hertzian contacts. In: _____ **Engineering Tribology**. 1a. ed. [S.l.]: Cambridge University Press, 2005. Cap. 3.3.4, p. 88-92.
- [93] WOLF, G. P. Truck Warp: The Causes and Cures (Part 1 of 2). **The Journal of Wheel/ Rail Interaction**, 29 jan. 2014.
- [94] WOOD, W. A. **The Bulletin of the Institute of Metals**, 3, set. 1955. 5-6.
- [95] WOOD, W. A. Some Basic Studies of Fatigue in Metals. In: WOOD, W. A. **Fracture**. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1959.
- [96] WULPI, D. J. Fatigue Fracture. In: WULPI, D. J. **Understanding How Components Fail**. 2. ed. Materials Park, OH: ASM International, 2000. Cap. 10, p. 126.
- [97] WULPI, D. J. Fatigue Fracture. In: WULPI, D. J. **Understanding How Components Fail**. 2. ed. Materials Park, OH: ASM International, 2000. Cap. 10, p. 121.
- [98] YANG, D. et al. Gear fault diagnosis based on support vector machine optimized by artificial bee colony algorithm. **Mechanism and Machine Theory**, v. 90, p. 219-229, 2015. Disponivel em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.03.013>>.