

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Ion Willer Dos Santos

**DESENVOLVIMENTO DE UMA NOVA ABORDAGEM NO
TRATAMENTO DE FALHAS EM ATIVOS: $PCBM_H$, a $PCBM$
ajustada para a fadiga superficial**

Belo Horizonte

2022

Ion Willer Dos Santos

**DESENVOLVIMENTO DE UMA NOVA ABORDAGEM NO
TRATAMENTO DE FALHAS EM ATIVOS: $PCBM_H$, a $PCBM$
ajustada para a fadiga superficial**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Jánes Landre Júnior

Área de concentração: Projeto e fabricação

Belo Horizonte

2022

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

S237d Santos, Ion Willer Dos
Desenvolvimento de uma nova abordagem no tratamento de falhas em ativos: PCB_{MH}, a PCB_M ajustada para a fadiga superficial / Ion Willer Dos Santos. Belo Horizonte, 2022.
129 f. : il.

Orientador: Jánes Landre Júnior
Tese (Doutorado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Teoria das estruturas - Confiabilidade. 2. Confiabilidade (Engenharia) - Métodos estatísticos. 3. Metais - Fadiga. 4. Falhas estruturais. 5. Resistência de materiais. 6. Probabilidades. I. Landre Júnior, Jánes. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 624.01

Ion Willer Dos Santos

**DESENVOLVIMENTO DE UMA NOVA ABORDAGEM NO
TRATAMENTO DE FALHAS EM ATIVOS: $PCBM_H$, a $PCBM$
ajustada para a fadiga superficial**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. Jánes Landre Júnior (Orientador)

Prof. Dr. Claysson Bruno Santos Vimieiro
PUC Minas (Banca Examinadora)

Prof. Dr. Luis Enrique Zárate Gálvez
PUC Minas (Banca Examinadora)

Prof. Dr. Luís Henrique Andrade Maia
PUC Minas (Banca Examinadora)

Prof. Dr. Ricardo Poley Martins Ferreira
UFMG (Banca Examinadora)

Belo Horizonte, 11 de agosto de 2022

Dedico este trabalho às pessoas mais importantes em minha vida: meus pais, minha esposa e meus filhos.

AGRADECIMENTOS

Sempre, e em primeiro lugar, a Deus. Que guia meus passos e alimenta meu coração com sua Luz.

Aos meus pais, que propiciaram meu desenvolvimento intelectual e moral.

À minha amada esposa, que nunca me deixou fraquejar diante das dificuldades, que enche minha vida de amor, paz e muita alegria.

Aos meus filhos, por estarem ao meu lado, enchendo-me de orgulho pelas pessoas que se tornaram e em quem, muitas vezes, me espelho.

Ao Prof. Dr. János Landre Júnior, que mais que um orientador, é um irmão que a vida me propiciou encontrar.

Aos meus colegas da PUC que me apoiaram no desenvolvimento desta pesquisa, principalmente Ítalo e Thiago, técnicos do departamento de Engenharia Mecânica.

À empresa VALE S.A., pelo suporte financeiro para a realização de meu projeto.

À empresa VIBRACON, pela cessão de equipamentos e pessoal para a realização da coleta de dados.

Ao Leonardo Batista Gontijo, pelo suporte na coleta e geração de dados dos experimentos.

À PUCMINAS, por propiciar a oportunidade de evolução profissional por meio de seu programa de pós-graduação e pelo suporte inicial obtido pelo Programa Permanente de Capacitação Docente - PPCD.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

RESUMO

As empresas vivem atualmente um cenário bastante competitivo, afinal, não se compete apenas localmente, mas, mundialmente. Assim, a necessidade de desenvolverem-se produtos cada vez melhores, e com menor custo, impulsiona as estratégias mercadológicas dessas empresas. A utilização dos recursos produtivos disponíveis (ativos) pelo máximo de horas em que esses possam operar é essencial, pois o retorno sobre o investimento neles realizado torna-se mais efetivo. Dessa forma, a determinação de momentos mais precisos de paradas para manutenção em equipamentos em operação, ou mesmo sua troca, refletirá positivamente sobre os resultados financeiros das empresas. Ainda, evitarem-se perdas por quebras refletirão, da mesma maneira, sobre esses resultados. Diante dessa necessidade desenvolveu-se uma metodologia de experimentação para aplicação de formulação para a previsão da vida restante de um sistema em operação sob carregamentos cíclicos, a $PCBM_H$ (*Probabilistic Condition Based Maintenance - Hertziana*), baseada na formulação $PCBM$ (*Probabilistic Condition Based Maintenance*). Por esta pesquisa analisou-se, pela aplicação dos conceitos relativos a *tensão de contato* à $PCBM$, a condição instantânea de um ativo.

Ainda, comparativamente, mostrou-se a adequação da $PCBM_H$, a partir da proposição $PCBM$. O procedimento adotado baseou-se em dados determinísticos e experimentais. Ao final, a efetividade no uso da $PCBM_H$ foi discutida e validada.

Palavras-chaves: Integridade estrutural. Acúmulo de danos. $PCBM$. Fadiga. Tensões de contato.

ABSTRACT

Nowadays companies deal in a scenario quite competitive, since competition is not restricted locally, but World wide. Thus, the need to developing improved products, at lower costs, drives enterprises market strategies. Use of production resources (assets) as long as possible is essential, once their return of investment becomes more effective. In such way specifying more accurate maintenance breaks on operative equipments, even its exchange, will reflect positively on economic results to the companies. Far more, avoiding losses caused by breaks will reflect, in same way, over these results. Facing this need an equation for previewing lasting life of an operative asset under cyclic loads was developed, the $PCBM_H$ (*Probabilistic Condition Based Maintenance - Hertzian*) By this research, applying concepts concerning *contact stress*, instantaneous condition of an asset was analyzed. Besides, it was shown, by comparison, as adequate $PCBM_H$ is, from proposal of PCBM. Applied procedures were based upon deterministic and experimental data. In the end, the effectiveness on using $PCBM_H$ will was discussed and validated.

Key-words: Structural integrity. Damage accumulation. PCBM. Fatigue. Contact stresses.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Ciclos de tensão-deformação verdadeira (histerese)	36
Figura 2 – Relação entre quantidade de reversões, $2N$, e a amplitude de deformação, $\Delta\epsilon/2$	36
Figura 3 – Limites de endurance versus resistência à tração	38
Figura 4 – Diagrama $S - N$: ensaios de fadiga axial completamente reversa . .	39
Figura 5 – Tipos de sinal tensão - tempo	47
Figura 6 – Representação de duas esferas em contato e distribuição da tensão de contato	48
Figura 7 – Relação entre a distância z e a razão de tensão e pressão máxima .	49
Figura 8 – (a) Representação da propagação de uma trinca através do interior dos grãos em uma fratura transgranular. (b) Fractografia eletrônica de varredura de um ferro fundido nodular mostrando uma superfície de fratura transgranular. Ampliação desconhecida.	55
Figura 9 – Imagem de falha por fratura frágil apresentando marcas de rio, apontando para a origem da falha	56
Figura 10 – Imagem de peça de vaso de pressão sob falha por fratura frágil . . .	56
Figura 11 – Variação do percentual de alongamento em relação às amostras. .	58
Figura 12 – Variação da tensão limite de tração (UTS) em relação às amostras.	58
Figura 13 – Representação dos sistemas de rotação da ponte. a) Sistema de rotação e processo de rotação, b) Junta esférica de concreto.	59
Figura 14 – Comparação entre resultados práticos e teóricos	60
Figura 15 – Comparação dos resultados experimentais e teóricos	61
Figura 16 – Gráfico de tensão normalizada de contato cilíndrico para a) deformação plana e b) tensão plana.	62
Figura 17 – Resultados experimentais da tensão de contato sob diferentes cargas.	62
Figura 18 – Resultados experimentais da tensão de contato sob diferentes cargas.	63
Figura 19 – Resultados experimentais da tensão de contato sob diferentes cargas.	64
Figura 20 – a) Isocromáticas experimentais com os esqueletos de franjas e pontos de dados superimpostos; b) franjas reconstruídas teoricamente sobre as isocromáticas experimentais.	66
Figura 21 – Representação esquemática de três partículas esféricas de raio R com um contato partícula-partícula e um contato partícula-aglutinante-partícula	67
Figura 22 – o efeito da rachadura horizontal subsuperficial sobre o tempo - variável (a) deformação de contato e (b) rigidez de contato	68

Figura 23 – O efeito da trinca subsuperficial horizontal na variação do tempo (a) deformação de contato e (b) rigidez de contato.	69
Figura 24 – Efeito da sobreposição de tensões residuais compressivas sobre a máxima tensão von Mises em torno de uma inclusão elipsoidal macia de 0° em profundidades arbitrárias "y"	70
Figura 25 – Iniciação de trincas equatoriais em torno de inclusões não-metálicas, possivelmente descoladas.	71
Figura 26 – Deformações verticais de simulação e testes de laboratório a profundidade de 60 mm do topo e a 100 mm da base do final do trilho.	72
Figura 27 – Esquema geral dos modelos. (a) modelo proposto, (b) modelo baseado em FEM	73
Figura 28 – Tabela comparativa entre aço estrutural e nitreto cerâmico de sílica	73
Figura 29 – Resultados da otimização da forma da interface	75
Figura 30 – Tensão hertziana máxima em cada esfera	75
Figura 31 – Relação entre os coeficientes pós e pré restituição para diferentes modelos de força de contato	77
Figura 32 – A morfologia de desgaste de dois tipos de ferramentas após o torneamento de Ti-6Al-4V ($f=0,2$ mm/rev)	78
Figura 33 – Distribuições da pressão de contato e da tensão de contato de cisalhamento no plano de flanco	78
Figura 34 – comparação entre tensões entre materiais isotrópicos e anisotrópicos ao longo da linha central	79
Figura 35 – Fluxograma de desenvolvimento do projeto: parte A	84
Figura 36 – Fluxograma de desenvolvimento do projeto: parte B	85
Figura 37 – Visão da montagem do dispositivo	86
Figura 38 – Detalhe do anel externo do rolamento do tensor	86
Figura 39 – Visão interna de um rolamento Y	87
Figura 40 – Detalhe do extensômetro	87
Figura 41 – Estrutura física do experimento (EAP)	93
Figura 42 – Eixo sob carregamento	93
Figura 43 – Detalhe da aplicação da carga	94
Figura 44 – Eixo 21: extensômetro inferior	100
Figura 45 – Eixo 21: extensômetro superior	101
Figura 46 – Gráfico de tensões para deflexão $y = 1,5$ mm	101
Figura 47 – Eixo 22: extensômetro inferior	102
Figura 48 – Eixo 21: extensômetro superior	103
Figura 49 – Eixo 23: amplitude de deformações para o extensômetro inferior	104
Figura 50 – Eixo 23: amplitude de deformações para o extensômetro superior	105
Figura 51 – Detalhe da superfície do eixo após 3 min de solicitação	105

Figura 52 – Detalhe da superfície do eixo após 6 min de solicitação	105
Figura 53 – Detalhe da superfície do eixo após 9 min de solicitação	106
Figura 54 – Gráfico de tensões para deflexão $y = 2,5 \text{ mm}$	106
Figura 55 – Valores do número de ciclos até a falha - $y=2,5 \text{ mm}$	107
Figura 56 – Visão da superfície da fratura	107
Figura 57 – Relatório de ensaio de tração	119
Figura 58 – Relatório de ensaio de tração	121
Figura 59 – Relatório de ensaio de tração	123
Figura 60 – Relatório de ensaio de tração	125
Figura 61 – Relatório de ensaio de tração	127
Figura 62 – Tabela de Student	129

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Tabela com parâmetros para C_a	41
Tabela 2 – Efeito da temperatura de operação na resistência à tração do aço	43
Tabela 3 – Tabela: fatores de confiabilidade C_e para 8% do desvio padrão do limite de endurance	44
Tabela 4 – Dados do extensômetro	87
Tabela 5 – Dados obtidos nos ensaios de tração	90
Tabela 6 – Tabela indicativa da faixa de medição das tensões	91
Tabela 7 – Tabela indicativa da faixa de medição das deformações - [$\mu m/mm$]	91
Tabela 8 – Tabela demonstrativa de evolução do dano segundo a PCBM	96
Tabela 9 – Tabela de índices atribuídos e suas descrições	98
Tabela 10 – Tabela de referência coleta X número de ciclos realizados	102
Tabela 11 – Valores de N , para falha - $y = 2,5 mm$	103
Tabela 12 – Tabela representativa da evolução da condição do eixo, para $y = 2,5mm$	108
Tabela 13 – Tabela representativa da evolução da condição do eixo, para $y = 1,5mm$	109

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

PCBM	<i>Probabilistic Based Condition Maintenance</i>
PCBM _H	<i>Probabilistic Based Condition Maintenance - Hertziana</i>
CBM	<i>Condition Based Maintenance</i>
PAS	<i>Publicly Available Specification</i>
ISO	International Organization for Standardization
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
FIG.	Figura
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
MEF	Método dos Elementos Finitos
CL	Cockcroft-Latham
<i>CWR</i>	<i>Cross Wedge Rolling</i>
EAP	Estrutura Analítica de Projeto
MEV	Micrografia Eletrônica de Varredura
DNBS	<i>Preloaded Double-nut Ball Screw</i>
SLD	<i>Static Load Distribution</i>
ASCS	<i>Axial Static Contact Stiffness</i>
TSCS	<i>Tooth Surface Contact Stress</i>
ME	<i>Misalignment Errors</i>
multi-DOF	<i>multi Degrees Of Freedom</i>
ALE	técnica arbitrária Lagrangiana-Euleriana
LEFM	<i>Linear Elastic Fracture Mechanics</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

α	constante no critério de Oyane
A	Constante do material
b	expoente de resistência à fadiga
c	expoente de dutilidade de fadiga
C	correção do valor da medição [mm]
C_a	fator de modificação de condição de superfície
C_b	fator de modificação de tamanho
C_c	fator de modificação de carga
C_d	fator de modificação de temperatura
C_e	fator de modificação de confiabilidade
C_f	fator de modificação por efeitos variados
cp	corpo de prova
$\Delta\epsilon_e$	intervalo de deformação elástica
d	diâmetro [mm]
ϵ	Deformação do material
ϵ'_F	coeficiente de dutilidade de fadiga
ϵ_u	alongamento uniforme convencional [μm]
$\Delta\epsilon_p$	intervalo de deformação plástica
E	módulo de elasticidade [Pa]
E_a	erro aleatório [mm]
f	fração do limite de resistência à tração
F_a	força alternada [N]
F_m	força média [N]
F_{max}	força máxima [N]

F_{min}	força mínima [N]
$G(U)$	função de falha [MPa]
η	tensão de triaxialidade [MPa]
H_B	dureza Brinell
\bar{I}	indicação média [mm]
I_c	indicação corrigida [mm]
mm	unidade de comprimento (sistema internacional)
MPa	unidade de tensão (sistema internacional)
ν	coeficiente de Poisson
N	número de ciclos até a ocorrência de falha
N_e	limite de endurance
σ	Tensão normal [MPa]
σ_a	componente de amplitude [MPa]
σ_{eq}	tensão de von Mises (tensão equivalente) [MPa]
σ_H	tensão hidrostática [MPa]
σ_i	Tensão efetiva [MPa]
σ_m	Tensão média [MPa]
σ_{max}	tensão normal, máxima [MPa]
σ_{min}	tensão normal, mínima [MPa]
σ_m	Tensão média [MPa]
σ_s	tensão estática ou estável [MPa]
σ_i	Tensão efetiva [MPa]
σ_m	Tensão média [MPa]
S_e	limite de resistência à fadiga em condições de uso [MPa]
S'_e	limite de resistência à fadiga teórico [MPa]
σ'_F	coeficiente de resistência à fadiga [MPa]

S_f	resistência à fadiga [MPa]
σ_R	Limite de resistência à tração [MPa]
σ_{rev}	tensão completamente reversa [MPa]
S_c	resistência à fadiga de superfície [MPa]
S_{ut}	limite de resistência à tração [MPa]
p_{max}	pressão máxima [MPa]
R	,fornecimento, resistência [MPa]
R_e	repetitividade [mm]
RM	resultado da medição[mm]
S	demanda [MPa]
t	<i>t de Student</i>
T_F	temperatura em ° Fahrenheit
u	incerteza padrão
τ	tensão de cisalhamento [MPa]
z	distância no eixo z [mm]
z_a	variante de transformação

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	Tema	28
1.2	Problema	28
1.3	Hipóteses	28
1.4	Objetivos	28
1.4.1	Objetivo geral	28
1.4.2	Objetivos específicos	29
1.5	Justificativa	29
2	REVISÃO DA LITERATURA	33
2.1	Análise à fadiga: métodos de análise de falha	33
2.1.1	Métodos fadiga-vida	35
2.1.1.1	Método deformação-vida	35
2.1.2	Limite de resistência à fadiga	37
2.1.3	Resistência à fadiga	38
2.1.4	Fatores modificadores do limite de resistência à fadiga	40
2.1.4.1	Fator de superfície - C_a	41
2.1.4.2	Fator de tamanho - C_b	42
2.1.4.3	Fator de carregamento - C_c	42
2.1.4.4	Fator de temperatura - C_d	42
2.1.4.5	Fator de confiabilidade - C_e	44
2.1.4.6	Fator de efeitos diversos - C_f	44
2.1.4.6.1	Corrosão	44
2.1.4.6.2	Chapeamento eletrolítico	45
2.1.4.6.3	Pulverização de metal	45
2.1.4.6.4	Frequência cíclica	45
2.1.4.6.5	Corrosão de piezo-ciclofricção	45
2.1.5	Caracterização de tensões flutuantes	46
2.1.6	Fadiga superficial	47
2.1.6.1	Tensões de contato: contato esférico	47
2.1.6.2	Resistência à fadiga de superfície - S_c	50
2.2	Estado da arte	51
2.2.1	Fratura dútil: critérios	51
2.2.2	Fratura frágil: definição e critérios	54
2.2.3	Tensões de contato de superfície: aplicações	57

2.2.3.1	Processos de manufatura	57
2.2.3.2	Análise de forças	57
2.2.3.3	Cálculo da tensão de contato de Hertz	60
2.2.3.4	Análise da mecânica de contato	64
2.2.3.5	Predição de tensão de contato	66
2.2.3.6	Análise de características de contato	67
2.2.3.7	Predição da degradação	68
2.2.3.8	Tensão de contato como um parâmetro-guia em projetos	72
2.2.4	Efeito da tensão de contato em partes móveis	74
2.2.4.1	Análise de sistemas dinâmicos	76
2.2.4.2	Comportamento e performance de materiais	76
2.2.5	Manutenção baseada em condições probabilísticas - PCBM	80
3	METODOLOGIA	83
3.1	Fluxograma de desenvolvimento da pesquisa	83
3.2	Procedimentos para desenvolvimento da pesquisa	83
3.2.1	Descrição geral de execução da pesquisa	85
3.2.2	Listagem de tarefas para desenvolvimento da pesquisa	88
3.3	Análise das tensões no componente: ensaio de tração, segundo a Norma ASTM E8/E8M-21	89
3.3.1	Definição do limite de resistência à tração <i>real</i>	90
3.4	Estruturação do experimento	92
4	A PROPOSTA PCBM_H	95
4.1	Índices indicativos de condição do componente	98
5	RESULTADOS	99
5.1	Dados coletados	99
5.2	Análise dos resultados	103
5.3	Aplicação da PCBM _H para indicação de condição	106
6	CONCLUSÕES	111
	REFERÊNCIAS	115
	APÊNDICE A – RELATÓRIO DE ENSAIO DE TRAÇÃO	119
	APÊNDICE B – RELATÓRIO DE ENSAIO DE TRAÇÃO	121
	APÊNDICE C – RELATÓRIO DE ENSAIO DE TRAÇÃO	123

APÊNDICE D – RELATÓRIO DE ENSAIO DE TRAÇÃO	125
APÊNDICE E – RELATÓRIO DE ENSAIO DE TRAÇÃO	127
ANEXO A – TABELA DE STUDENT	129

1 INTRODUÇÃO

O ambiente manufatureiro é extremamente competitivo, exigindo das empresas alta qualidade, flexibilidade, velocidade e baixo custo, entre outros aspectos. Assim, considerando-se o parâmetro custo, faz-se necessário levar até às empresas meios que permitam que seus processos produtivos apresentem melhor retorno financeiro, ao menor custo possível. Um dos caminhos para que os processos de fabricação mostrem-se efetivos é a garantia de sua continuidade operacional. Isso leva a considerarem-se quatro aspectos: qualidade do projeto; continuidade operacional, na presença de dano; a não parada por quebra; e, parada por atingir-se a vida útil de seus equipamentos. Esta pesquisa não foca em discussões em torno da qualidade do projeto. Porém, considera-se que os resultados aqui apresentados possam ser desdobrados para aplicação na fase, ainda, de projeto.

Paradas ocasionadas por falhas nos equipamentos levam os processos de fabricação a tornarem-se deficitários, no que se refere à sua função operacional, ou seja, o investimento inicial em sua aquisição e instalação, bem como o retorno ocasionado pela comercialização de seus produtos, não ocorrem como estabelecido em projeto, levando a empresa a prejuízos, por menores que sejam, relativos a esse sistema.

Todo equipamento de manufatura apresenta um período de vida útil. Isso significa que, por definição, após determinado tempo de operação qualquer dispositivo aplicado a um processo produtivo deixará de cumprir sua função, ou o fará apresentando resultado aquém do necessário. Assim, é de suma importância que o máximo de uso possível seja obtido de um sistema. Logo, um projeto bem elaborado, baseado em dados próximos dos reais, e supervisão calcada em dados operacionais, podem levar a que se evitem quebras, por excessos no uso, ou paradas antes do período ideal de utilização, o que é essencial para qualquer empresa manufatureira.

O presente projeto de pesquisa baseia-se em Teixeira (2016), o qual desenvolveu formulação voltada para a determinação do grau de confiabilidade de um ativo, a partir da previsão de falha, nesse caso, por fadiga. Essa formulação é referenciada como PCBM (*Probabilistic Condition Based Maintenance*). Para a aplicação da PCBM faz-se necessário a entrada de dados estatísticos relativos ao processo, os quais serão coletados experimentalmente.

Como aplicação da PCBM em campo diferente daquele originalmente desenvolvido, em análise de confiabilidade de um sistema, propôs-se por esta pesquisa alteração na indicação da condição, ainda considerando-se o dano cumulativo. Essa

alteração mostra-se pela indicação de um índice instantâneo da condição do sistema e, no caso desse trabalho em específico, da análise de aplicação de forças completamente reversas, geradoras de tensões de contato. Como indicativo da condição de tensões de contato superficiais, o índice H foi acrescentado à PCBM, gerando a $PCBM_H$. Esse índice refere-se às tensões hertzianas, causadoras de cisalhamento subsuperficial.

1.1 Tema

O tema desenvolvido insere-se no universo da engenharia de sistemas como uma proposta para apoio nos processos de análise em confiabilidade de estruturas. Focando a manutenção preditiva, ou seja, baseada na condição do sistema, propõe-se o desenvolvimento de metodologia para a aplicação da formulação $PCBM_H$, a qual apresenta, numericamente, a condição instantânea de um eixo rotativo, sob carregamento alternante, a tensões de contato superficial. Para a sua aplicação, o sistema será considerado sob carregamentos na região plástica, a partir de tensões de contato na superfície.

1.2 Problema

Considerando-se a proposição de apresentar a condição de um componente em determinado instante do tempo, sob carregamento cíclico, qual a assertividade ao determinar-se o estado instantâneo em que se encontra?

1.3 Hipóteses

Uma vez que a alternância de cargas no eixo induz fadiga, o monitoramento da condição instantânea, decorrente da redução gradativa da resistência à tração do material utilizado na fabricação do componente, apresentará o efeito cumulativo dos esforços alternados, indicando o momento de intervenção no sistema, previamente à possível falha.

1.4 Objetivos

Nesta seção serão apresentados os objetivos balizadores do desenvolvimento da pesquisa ora apresentada.

1.4.1 *Objetivo geral*

Analisar a efetividade de aplicação da metodologia desenvolvida na proposta da $PCBM_H$ como procedimento para análise da condição de componentes ao longo do tempo.

1.4.2 *Objetivos específicos*

A fim de que o objetivo geral possa ser atingido, os seguintes objetivos específicos são elencados:

- definir formulação para determinação de condição do material para solicitações alternadas, superficiais, gerando a $PCBM_H$;
- correlacionar o desenvolvimento do possível dano às indicações da $PCBM_H$; e,
- verificar a confiabilidade da indicação da $PCBM_H$ para o estado de falha.

1.5 **Justificativa**

A presente proposta de projeto centra-se em três aspectos principais: possível discussão em torno dos estudos no acúmulo de dano; no ajustamento da equação desenvolvida previamente para uso da $PCBM$, para carregamentos superficiais; e, na aplicabilidade dessa formulação para o atendimento a empresas de transformação e de processos mecanizados. Os resultados deverão auxiliar na tomada de decisão em torno dos cronogramas, e ações, de manutenção de sistemas.

A $PCBM$ é uma formulação desenvolvida a fim de estabelecer, de forma mais assertiva, a necessidade de manutenção em equipamentos sob carregamentos dinâmicos, a partir dos conceitos relativos à CBM – *Condition Based Maintenance*. A $PCBM$ inseriu na metodologia CBM o efeito de dados probabilísticos do comportamento de mecanismo sob solicitações de cargas alternadas. Essa ação levou a uma resposta mais efetiva no que tange ao grau de confiabilidade de um sistema, a fim de promover a substituição de componentes a partir da determinação da condição de falha. Seu aspecto mais relevante é o de considerar o acúmulo de dano como parâmetro principal para determinação da condição atual, e para previsão de falha.

O projeto do desenvolvimento da $PCBM$ nasceu da visão do cenário atual, altamente competitivo, em que as empresas de manufatura estão inseridas. Sua proposta fundamenta-se na situação de crise financeira em que o Mundo encontra-se já há alguns anos. Isso tem levado o mercado a moldar-se segundo mudanças profundas nas sociedades, o que, naturalmente, reflete no ambiente industrial. Dois aspectos cruciais norteiam as ações adotadas como respostas às demandas apresentadas: redução dos custos e aumento de produtividade, ou seja, fazer-se mais com menos.

Analisando-se o histórico dos processos produtivos pode-se verificar que em tempos idos comportamentos menos ortodoxos quanto ao uso de recursos poderiam ser identificados. Neste ambiente de uma “liberdade” operacional, ativos seriam descartados em um determinado momento de sua vida útil embasados em critérios cujos

parâmetros, apesar de cientificamente comprovados, não responderiam às necessidades relativas à garantia de baixo custo e continuidade operacional atualmente demandadas. Assim, a aquisição de um novo item ocorreria segundo um julgamento cujos critérios estariam limitados para a realidade vivida.

Na atualidade, as empresas vivem situações adversas, consequências diretas da limitação de recursos financeiros e, por vezes, materiais. Técnicas diversas de manutenção, assim como procedimentos gerenciais, buscam continuamente a maximização do uso de um recurso produtivo.

Na determinação de procedimentos cujos objetivos sejam, entre outros, a garantia do uso continuado de todos os recursos possíveis, normas de gestão de ativos têm sido desenvolvidas. Podem-se citar, mais atualmente, a norma PAS 55 e a ISO 55000, as quais estão claramente orientadas às práticas e procedimentos que busquem a maximização do uso do ativo em toda a sua vida útil, redundando, desta forma, no melhor retorno financeiro dos recursos disponíveis.

Outro aspecto que deixa esse cenário ainda mais complexo é o impacto na continuidade das operações por falhas imprevistas, bem como o risco à segurança das pessoas, ao patrimônio e ao meio ambiente.

Assim, a premissa da confiabilidade estrutural, que busca determinar a probabilidade de falha é um forte aliado nos momentos de tomada de decisão. Conceitos ali presentes têm sido aplicados tanto na fase de projeto quanto na análise de estruturas já estabelecidas. De outro lado, a utilização de conceitos e métodos da confiabilidade estrutural de forma sistemática em estruturas e ativos industriais existentes justificam sua mais ampla difusão.

Finalmente, a proposta desenvolvida como $PCBM_H$ insere-se nesse cenário como uma ferramenta auxiliar na tomada de decisão quanto a intervenções em sistemas e/ou em seus componentes, por meio da indicação de sua condição instantânea. Sua base para operação é o conceito introduzido de RxS , ou seja, fornecimento X demanda. Vale salientar um aspecto importante quanto à proposta da $PCBM_h$: ela fornece um valor, adimensional, indicativo da condição do componente, ou sistema. De outro lado, a $PCBM$, apresenta um resultado da evolução do dano por meio da tensão resultante entre fornecimento e demanda. Essa característica da $PCBM_H$ trará a possibilidade de análise em tempo real da condição do componente.

Ao longo da operação do sistema é possível correlacionar o tempo e a degradação do material devido às solicitações sobre ele impostas. Essas solicitações são materializadas pela alternância de esforços provocados no material, pelo carregamento alternativo presente.

Uma vez que a $PCBM_H$ compara condição de fornecimento frente às solicitações,

entregará um índice indicativo da condição do sistema.

Apesar deste trabalho basear-se nas condições de tensões de contato, geradas por interações superficiais e dinâmicas entre os componentes em movimento, a metodologia proposta pode ser aplicada em diferentes situações em que o dano pode ser resultante do carregamento no tempo.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo serão apresentados, e comentados, conceitos básicos para desenvolvimento da proposta PCBM_H. Uma vez que o sistema encontra-se sob solicitação à fadiga, até sua falha, seus conceitos e critérios de falha serão focados. Aqui, serão tratados tanto aqueles já consagrados na literatura e no uso, bem como a proposta PCBM.

Para auxiliar no entendimento dos conceitos envolvidos na proposta ora apresentada, a parte relativa ao referencial teórico será dividida em seções concernentes a:

- 2.1 - Análise à fadiga
- 2.2 - Estado da arte

2.1 Análise à fadiga: métodos de análise de falha

Nesta seção serão tratados os conceitos em torno da falha por fadiga. Diferentemente do que acontece em falhas por solicitações *estáticas*, em que a carga é aplicada gradualmente, permitindo que a deformação desenvolva-se plenamente, há solicitações em que a carga varia com o tempo ou flutua entre diferentes níveis. Nesta condição, diz-se que as tensões são *variáveis, repetidas, alternadas ou flutuantes*. Considerando-se que as tensões resultantes da variação da carga no tempo são repetidas ao longo do tempo, esse modo de falha é nomeado por *falhas por fadiga* BUDYNAS; NISBETT, 2015.

Verifica-se nessas circunstâncias, que as tensões reais máximas, presentes no processo de falha, mostraram-se abaixo da tensão última do material. Em certos eventos, abaixo de sua tensão de escoamento.

Como definição mais precisa tem-se que "a falha por fadiga é um processo de alteração permanente, progressivo e localizado que ocorre em um material sujeito a condições que produzem tensões e deformações num ponto ou em vários pontos e que pode culminar em trincas ou em fratura completa do componente após um número suficiente de ciclos de solicitações"(ASTM, 2013 *apud* TEIXEIRA, 2016).

Apesar da similaridade de imagem das superfícies resultantes de uma fratura frágil e de uma fratura por fadiga, essa última desenvolve-se em estágios, como listados abaixo:

- Estágio I: iniciação de uma, ou mais, microtrincas. A isso segue-se propagação cristalográfica, que se estende de dois a cinco grãos a partir da origem.
- Estágio II: ocorrência do crescimento da trinca.
- Estágio III: ocorrência de uma fratura rápida e repentina.

Pela análise dos estágios de ocorrência de falha por fadiga apresentados acima, vê-se que a falha inicia-se pela ocorrência e crescimento de uma trinca. Um fator preponderante para tal é a presença de descontinuidades do material, que podem surgir causadas por:

- Presença de chavetas, furos etc: locais de concentração de tensões.
- Descontinuidades na superfície: marcas de identificação, marcas de ferramentas etc.
- Composição do material: inclusões de materiais, segregação de liga, vazios etc.

Há condições que favorecem o surgimento de trincas nos materiais, tais como: tensões residuais de tração, temperaturas elevadas, ciclagem térmica, meio corrosivo e descontinuidades do cristal.

Projetos de sistemas mecânicos exigem o uso da ciência e da engenharia em seus desenvolvimentos. Muitas vezes a Ciência não apresentará respostas contundentes em torno de determinada ocorrência, mas, a Engenharia deverá projetar mesmo assim. BUDYNAS; NISBETT, 2015.

Dessa forma, abaixo, serão listados e descritos métodos de análise e projeto de sistemas mecânicos. Como tópicos principais, tem-se:

- [2.1.1](#) - Métodos fadiga-vida
- [2.1.2](#) - Limite de resistência à fadiga
- [2.1.3](#) - Resistência à fadiga
- [2.1.5](#) - Caracterização de tensões flutuantes

Para maior objetividade, nesta seção, serão focados apenas os métodos mais pertinentes aos objetivos deste estudo, não significando, contudo, que os métodos restantes devam ser descartados em análises futuras.

2.1.1 Métodos fadiga-vida

Os três métodos principais de vida sob fadiga utilizados em projeto e análise são os métodos *tensão-vida*, *deformação-vida* e o da *mecânica de fratura linear elástica*. Esses métodos tentam prever a vida, em número de ciclos até a ocorrência de falha N , para um nível especificado de carregamento. BUDYNAS; NISBETT, 2015.

Diante dos objetivos desta pesquisa, o método *deformação-vida* será o enfoque a ser considerado. Nesse método, as análises serão concentradas nas regiões em que as tensões e *deformações* são consideradas para estimativas de vida.

2.1.1.1 Método deformação-vida

O melhor procedimento já apresentado para explicar a natureza da falha por fadiga é chamado por alguns de *método deformação-vida* BUDYNAS; NISBETT, 2015.

Para a realização do estudo de falha por fadiga necessita-se considerar materiais carregados sob cargas cíclicas. Isso se deve à demanda em condições nas quais deformações plásticas cíclicas possam ocorrer, levando, assim, ao desenvolvimento de uma trinca à condição de falha.

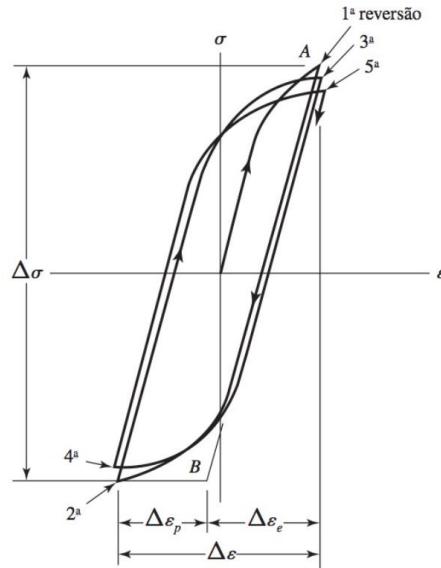
Bairstow, em 1910, verificou a teoria de Bauschinger em que os limites elásticos do ferro e do aço podem ser mudados por variações cíclicas de tensão. Segundo observado, os limites elásticos de aços recozidos devem provavelmente aumentar quando sujeitos aos ciclos de reversão de tensão, enquanto aços repuxados a frio exibem um limite elástico decrescente.

Um aspecto importante acerca do comportamento de materiais sob cargas cíclicas, representado na FIG. 1, é o de que a resistência (tensão) do material é reduzida ao longo da ocorrência de ciclos de alternância das tensões solicitantes. Esse efeito vincula-se ao ciclo de histerese das tensões e deformações resultantes do carregamento alternado. Pela análise do gráfico observa-se que:

- a σ , tensão normal, decresce ao longo do tempo;
- a inclinação da linha AB é o módulo de elasticidade, E ;
- $\Delta\epsilon_p$ equivale ao intervalo de deformação plástica;
- $\Delta\epsilon_e$ equivale ao intervalo de deformação elástica.

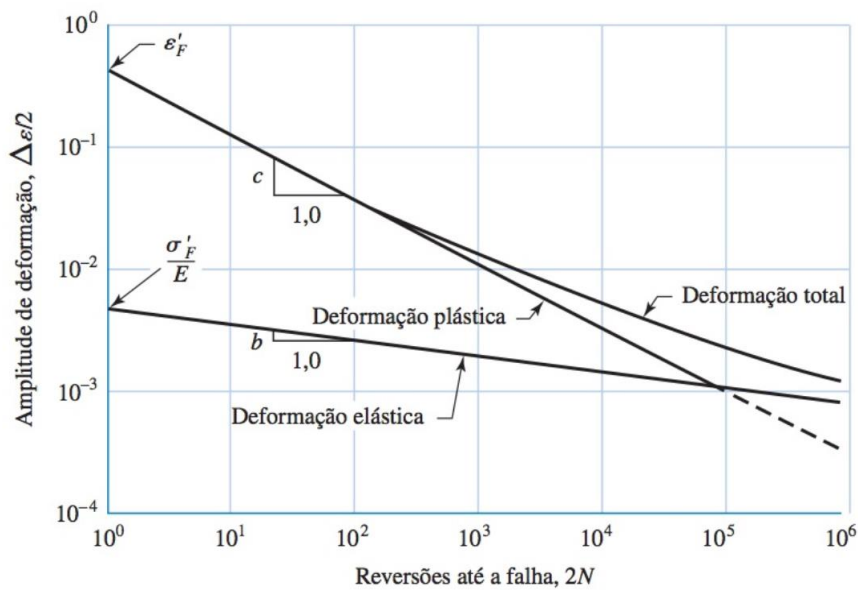
O gráfico representado na FIG 2, que se encontra em relatório de 1975 publicado pela SAE SAE International, 2002, por meio do *SAE Materials, Processes and Parts Council*, relaciona a vida, em reversões, à amplitude da deformação, $\Delta\epsilon/2$. O gráfico refere-se ao aço SAE 1020, laminado a quente. Observando-se os gráficos, tem-se:

Figura 1 – Ciclos de tensão-deformação verdadeira (histerese)



FONTE: extraído de BUDYNAS; NISBETT, 2015, p. 280

Figura 2 – Relação entre quantidade de reversões, $2N$, e a amplitude de deformação, $\Delta\epsilon/2$



FONTE: extraído de BUDYNAS; NISBETT, 2015, p. 280

- Coeficiente ϵ'_F de ductilidade de fadiga é a deformação verdadeira correspondente à fratura em uma reversão (ponto A na FIG 1). Na FIG 2 observa-se esse ponto como o de início da *linha de deformação plástica*.
- Coeficiente σ'_F de resistência à fadiga é a tensão verdadeira correspondente à fratura em uma reversão (ponto A na FIG. 1). Na FIG 2 observa-se esse ponto como o de início da *linha de deformação elástica*.

- *Expoente c de ductilidade de fadiga* é a inclinação da linha de deformação plástica na FIG. 2 é a potência à qual a vida $2N$ deve ser elevada para ser proporcional à amplitude da deformação plástica verdadeira. Se o número de reversões de tensão é $2N$, então N é o número de ciclos.
- *Expoente b de resistência fadiga* é a inclinação da linha de deformação elástica, e é a potência à qual a vida $2N$ deve ser elevada para ser proporcional à amplitude da tensão verdadeira.

Pela FIG. 1, a deformação total, $\Delta\epsilon$, é a soma das componentes plástica e elástica. Assim,

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\Delta\epsilon_p}{2} + \frac{\Delta\epsilon_e}{2} \quad (2.1)$$

A equação da linha de deformação plástica na FIG 2 é

$$\frac{\Delta\epsilon_p}{2} = \epsilon'_F (2N)^c \quad (2.2)$$

A equação da linha de deformação elástica é

$$\frac{\Delta\epsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_F}{E} (2N)^b \quad (2.3)$$

Assim, substituindo-se em EQ. 2.1 as equações 2.2 e 2.3, tem-se para a amplitude total de deformação

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma'_F}{E} (2N)^b + \epsilon'_F (2N)^c \quad (2.4)$$

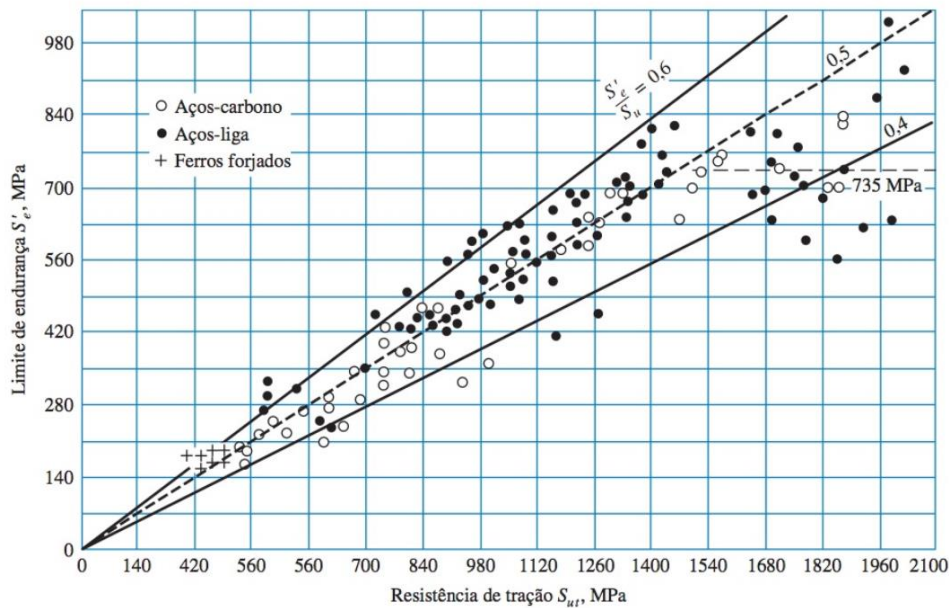
A EQ. 2.4 apresenta-se como a relação de Manson-Coffin entre a vida de fadiga e a deformação total (TAVERNELLI; MANSON; JR, 1962 *apud* BUDYNAS; NISBETT, 2015).

2.1.2 Limite de resistência à fadiga

Na metodologia de desenvolvimento da pesquisa, a fim de levantarem-se as características mecânicas, especificamente, o limite de endurance do material (limite de fadiga) S'_e , em condições de laboratório, os dados serão obtidos por meio de ensaios de tração, ao invés de por ensaios de endurance.

O gráfico apresentado na FIG. 3 sugere que o limite de endurance varia entre 40 e 60% da resistência à tração para aços até cerca de 1450 MPa. A partir de um valor de 1450 MPa para S_{ut} , o espalhamento parece aumentar, nivelando-se para o valor de S'_e de 735 MPa. O espalhamento apresentado no gráfico tem como uma de suas considerações as diversas fontes de dados utilizadas em sua geração. Essa variação de origens tende a refletir-se nos dados pelas diferentes características dos fornecimentos de materiais realizados. Uma vez que projetos à fadiga consideram solicitações mais

Figura 3 – Limites de endurance versus resistência à tração



FONTE: extraído de BUDYNAS; NISBETT, 2015, p. 286

rudes sobre o material, em comparação a projetos à estática, fatores de compensação da variação observada devem ser desenvolvidos e aplicados.

Assim, tem-se para aços

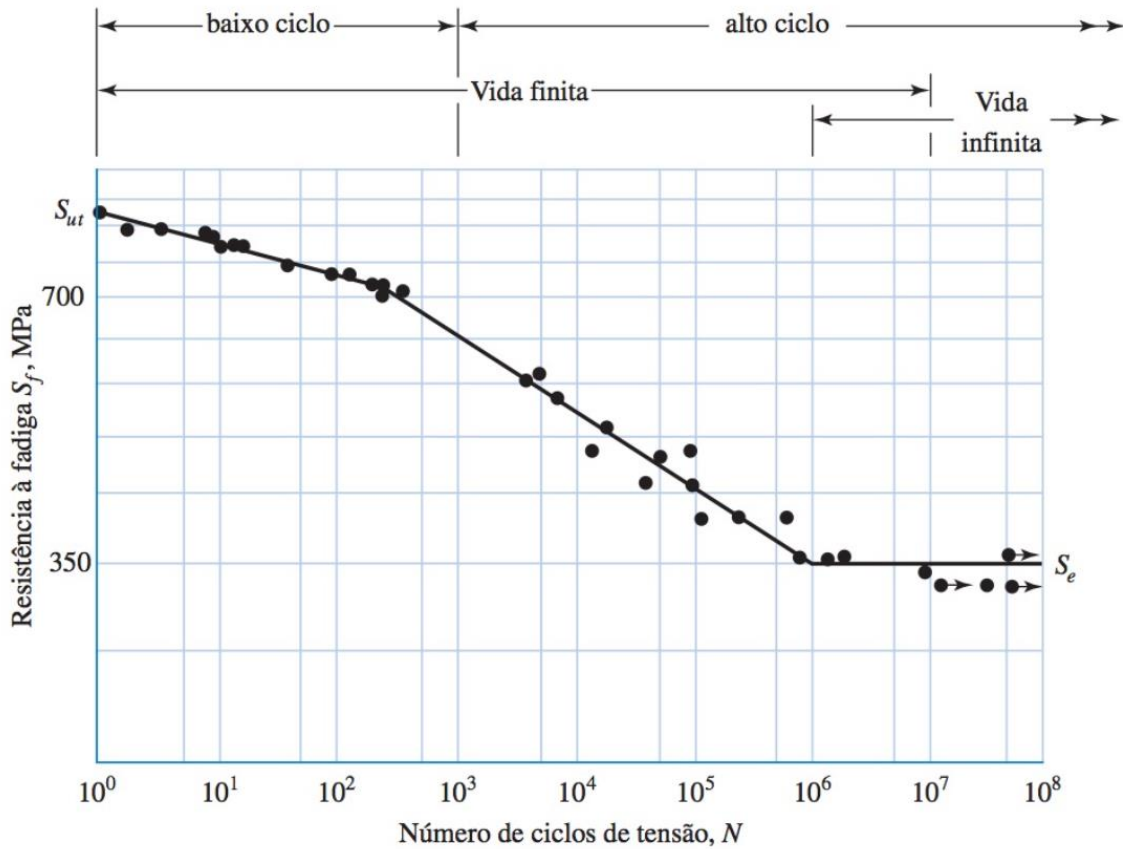
$$S'_e = \begin{cases} 0,5S_{ut} & S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2.5)$$

Pela análise do gráfico deduz-se que a razão entre diferentes microestruturas levam a razões de S'_e/S_{ut} , também diferentes. Microestruturas mais dúteis apresentam razões mais elevadas. Uma vez que se especifique no projeto tratamentos térmicos sobre os materiais, pode-se ensaiar o material para obter-se estimativa mais confiável.

2.1.3 Resistência à fadiga

Para o estudo do efeito de solicitações à fadiga nesta pesquisa necessita-se analisar a resistência à fadiga. A formulação desenvolvida pela PCBM, em sua parcela de suprimento, aplica os conceitos aqui apresentados.

Shigley, Mischke e Brown analisaram a variação da resistência à fadiga, S_f , em função do número de ciclos. O gráfico apresentado na FIG. 4 apresenta 2 regiões de interesse: de baixa e de alta ciclagem. Sendo um dos objetivos analisar-se o comportamento do material durante sua vida útil, até o atingimento do momento de colapso total do componente, o foco aqui apresentado busca o efeito de alta ciclagem. De acordo com o gráfico presente na FIG. 4, esse domínio estende-se de 10^3 ciclos para aços até o limite de endurance N_e , que é de cerca de 10^6 a 10^7 ciclos.

Figura 4 – Diagrama $S - N$: ensaios de fadiga axial completamente reversa

FONTE: extraído de BUDYNAS; NISBETT, 2015, p. 277

Recuperando-se a equação de linha de deformação elástica,

$$\frac{\Delta\epsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_F}{E}(2N)^b \quad (2.6)$$

Para a definição da resistência à fadiga, a EQ. 2.6 pode ser usada para determinar-se a resistência à fadiga em 10^3 ciclos. Definindo-se a resistência à fadiga em um número específico de ciclos como $(S'_f)_N = E\Delta\epsilon_e/2$, a EQ. 2.6 torna-se

$$(S'_f)_N = \sigma'_F(2N)^b \quad (2.7)$$

Para 10^3 ciclos

$$(S'_f)_{10^3} = \sigma'_F(2 \cdot 10^3)^b = f S_{ut}$$

na qual f equivale à fração de S_{ut} , determinada por $(S'_f)_{10^3}$. Onde obtém-se f por

$$f = \frac{\sigma'_F}{S_{ut}}(2 \cdot 10^3)^b \quad (2.8)$$

Para o cálculo de b , deve-se substituir na EQ. 2.7 a resistência à fadiga e os correspondentes ciclos, S'_e e N_e , respectivamente.

$$b = -\frac{\log(\sigma'_F S'_e)}{\log(2N_e)} \quad (2.9)$$

Para a determinação de σ'_F duas formulações podem ser aplicadas: a equação para a região plástica de um diagrama tensão-deformação de Datsko, EQ. 2.10 (SHIGLEY; MISCHKE; JR., 2004 *apud* BUDYNAS; NISBETT, 2015) ou a aproximação SAE para aços com $H_B \leq 500$, EQ. 2.11 (INTERNATIONAL, 1958 *apud* BUDYNAS; NISBETT, 2015). Ambas as equações são apresentadas a seguir, respectivamente.

$$\sigma'_F = \sigma_0 \epsilon^m \quad \text{e} \quad \epsilon = \epsilon'_F \quad (2.10)$$

e

$$\sigma'_F = S_{ut} + 345 \text{ MPa} \quad (2.11)$$

Finalmente, para um componente mecânico verdadeiro, S'_e é reduzida a S_e , a qual é menor que $0,5S_{ut}$. Para o cálculo da resistência à fadiga a EQ. 2.12 será aplicada

$$S_f = aN^b \quad (2.12)$$

na qual N é o número de ciclos até a falha e as constantes a e b são definidas pelos pontos 10^3 , $(S_f)_{10^3}$ e 10^6 , S_e com $(S_f)_{10^3} = fS_{ut}$. Substituindo-se esses dois pontos na EQ. 2.12, obtém-se

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad (2.13)$$

e

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{fS_{ut}}{S_e} \right) \quad (2.14)$$

Se uma tensão *completamente reversa*, σ_{rev} , for dada, fazendo-se $S_f = \sigma_{rev}$ na EQ. 2.12, pode-se calcular o número de ciclos até a falha do componente como

$$N = \left(\frac{\sigma_{rev}}{a} \right)^{1/b} \quad (2.15)$$

2.1.4 Fatores modificadores do limite de resistência à fadiga

Neste tópico serão tratados fatores que serão aplicados ao limite de endurance estabelecido para um componente. Esses fatores fazem-se necessários a fim de ajustarem dados de laboratório às condições reais de um determinado item sob solicitação à fadiga.

Foram identificados fatores que quantificaram os efeitos de diferentes parâmetros sobre o componente sob demanda. Os fatores serão identificados por C_i , sendo $i = a$ at f .

A fórmula utilizada para ajuste de S'_e para S_e apresenta-se como

$$S_e = C_a C_b C_c C_d C_e C_f S'_e \quad (2.16)$$

na qual tem-se:

- C_a = fator de modificação de condição de superfície
- C_b = fator de modificação de tamanho
- C_c = fator de modificação de carga
- C_d = fator de modificação de temperatura
- C_e = fator de modificação de confiabilidade
- C_f = fator de modificação por efeitos variados
- S'_e = limite de endurance de espécime de teste da viga rotativa
- S_e = limite de endurance no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condições de uso

Aplicam-se esses fatores nas situações em que não há informações advindas de ensaios de fadiga. Os fatores são aplicados sobre o limite de endurance do material.

A seguir serão apresentados os fatores listados acima.

2.1.4.1 Fator de superfície - C_a

A fim de corrigir as imperfeições presentes na superfície real, sobre o componente ensaiado, aplica-se o fator C_a . Esse fator depende da qualidade do acabamento da superfície da peça e da resistência à tração de seu material.

O valor de C_a pode ser estabelecido por

$$C_a = aS_R^b \quad (2.17)$$

na qual S_R é o limite de resistência à tração, e a e b são encontrados na Tab. ??.

Tabela 1 – Tabela com parâmetros para C_a

Acabamento superficial	Fator a S_R	Expoente b
Retificado	1,000	-0,085
Usinado ou laminado a frio	1,010	-0,265
Laminado a quente	1,020	-0,718
Forjado	1,025	-0,995

FONTE: adaptado de BUDYNAS; NISBETT, 2015, p. 294

2.1.4.2 Fator de tamanho - C_b

O fator de tamanho foi avaliado usando-se 133 conjuntos de pontos de dados. Os resultados para flexão e torção podem ser expressos como

$$C_b = \begin{cases} (d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 51mm \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254mm \end{cases} \quad (2.18)$$

Para carregamento axial não há efeito de tamanho, assim

$$C_b = 1 \quad (2.19)$$

mas, veja C_c . Para este fator, há discussões em torno de situações fora do padrão a ser utilizado aqui, qual seja, barra rotativa, sob flexão. Assim, caso o leitor tenha interesse em situações como barra redonda inerte, ou com seção prismática, indica-se a leitura do texto original.

2.1.4.3 Fator de carregamento - C_c

A fim de estabelecer uma relação entre carregamentos axiais e torcionais, e o limite de fadiga, define-se um fator de carga. Sua função é a de ajuste do limite de fadiga obtido por flexão.

Para o fator de carga adotam-se valores médios, tais como

$$C_c = \begin{cases} 1 & flexo \\ 0,85 & axial \\ 0,59 & toro \end{cases} \quad (2.20)$$

Pela proximidade do fator de carga aqui indicado e aquele presente na teoria de energia de distorção, 0,577 vez a resistência normal, para a resistência ao cisalhamento, conclui-se que o fator de carga para a torção é o principal responsável pela diferença entre a resistência ao cisalhamento e a resistência normal. Sendo um carregamento por torção pura, deve-se utilizar C_c . Havendo combinação entre torção e outro carregamento, utilizar $C_c = 1$. Tratar o carregamento combinado pela tensão efetiva de von Mises.

2.1.4.4 Fator de temperatura - C_d

A temperatura apresenta grande influência sobre o comportamento dos materiais metálicos em geral. Baixas temperaturas levam à fragilização do material. Altas temperaturas levam à queda do escoamento. Ainda, fluência ocorrerá por qualquer tensão. E, o limite de endurance pode não ser definido para materiais a altas temperaturas.

O limite de endurance para aços aumenta ligeiramente à medida em que a temperatura sobe. No intervalo entre 400 e 700°C começa a despencar. Diante desse

comportamento, pode-se relacionar o limite de endurencia à resistêncià à tração a elevadas temperaturas, bem como em temperatura ambiente. Logo, pode-se usar as mesmas relações utilizadas a temperatura ambiente para preizer o limite de endurencia a altas temperaturas.

Pode-se obter C_d por meio

$$C_d = 0,975 + 0,432(10^{-3})T_F - 0,115(10^{-5})T_F^2 + 0,104(10^{-8})T_F^3 - 0,595(10^{-2})T_F^4 \quad (2.21)$$

em que $70 \leq T_F \leq 1000^\circ F$. Uma vez que trabalha-se com o Sistema Internacional de medidas, o valor da temperatura deverá ser convertido de $^\circ F$ para $^\circ C$ por meio da relação $^\circ C = (^\circ F - 32) \cdot (5/9)$

A partir da aplicação da temperatura de operação na análise do limite de endurencia:

Para o limite de endurencia conhecido à temperatura ambiente, utilizar, segundo a Tab 2

$$C_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (2.22)$$

Em que S_T é a resistêncià à tração na temperatura de operação e S_{RT} é a resistêncià

Tabela 2 – Efeito da temperatura de operação na resistêncià à tração do aço

Temperatura, $^\circ C$	S_T/S_{RT}
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975

FONTE: adaptado de BUDYNAS; NISBETT, 2015, p. 294

à tração à temperatura ambiente. Não sendo conhecido, calcular o valor do limite de endurencia segundo

$$S'_e = \begin{cases} 0,5S_R & S_R \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & S_R = 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

e a resistêncià à tração, corrigida a temperatura, segundo fator obtido na Tab. 2, depois usa-se $C_d = 1$. A Tab 2 apresenta a relação entre a temperatura e a resistêncià à tração do aço.

2.1.4.5 Fator de confiabilidade - C_e

Este fator leva em consideração os dados apresentados, os quais mostram desvios-padrão da resistência à fadiga de menos de 8%. Desta forma, o fator modificador de confiabilidade mostra-se como

$$C_e = 1 - 0,08z_a \quad (2.23)$$

A Tab. 3 apresenta os valores para z_a e C_e .

Tabela 3 – Tabela: fatores de confiabilidade C_e para 8% do desvio padrão do limite de endurance

Confiabilidade, %	Variante de transformação Z_a	Fator de confiabilidade, C_e
50	0,000	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702

FONTE: extraído de BUDYNAS; NISBETT, 2015, p. 296

2.1.4.6 Fator de efeitos diversos - C_f

Uma vez que nem sempre os valores de C_f estão disponíveis, sua função é a de lembrar que todos os outros efeitos, não tratados por C_a até C_e , devem ser considerados.

Limites de endurance podem ser afetados positiva ou negativamente por tensões residuais. Falhas por fadiga parecem ser falhas por tração, assim reduzindo-se a tensão por tração reduz-se também a possibilidade de falha por fadiga. Operações que gerem tensões compressivas na superfície da peça melhoram o limite de endurance. Obviamente não devem ser trabalhadas à exaustão.

Peças laminadas ou repuxadas, devido ao efeito das chamadas *características direcionais* da operação, podem apresentar limites de endurance de 10 a 20% maiores na direção longitudinal que na direção transversal.

2.1.4.6.1 Corrosão

Atmosferas corrosivas tendem a reduzir a resistência à fadiga de peças. Essa redução deve-se a encrespamento ou crateramento da superfície por material corrosivo. Considerando-se que a corrosão e o tensionamento ocorrem ao mesmo tempo,

determinar o limite de endurance mostra-se mais complexo. A partir dessa colocação, qualquer peça falhará sob tensionamento repetido em uma atmosfera corrosiva. Não há limite de endurance. Dessa forma, o projetista deve procurar minimizar os fatores que afetam a vida de fadiga, tais como:

- Tensão média ou estática.
- Tensão alternada.
- Concentração de eletrólito.
- Temperatura, entre outros.

2.1.4.6.2 Chapeamento eletrolítico

Limites de endurance são reduzidos em até 50% devido a revestimentos metálicos. Há situações de eliminação de revestimentos devido à redução extrema dos limites de endurance.

2.1.4.6.3 Pulverização de metal

Trincas podem surgir devido à pulverização de metal, a qual causa imperfeições de superfície. Ensaios mostram redução de 14% na resistência à fadiga. BUDYNAS; NISBETT, 2015.

2.1.4.6.4 Frequência cíclica

Sendo o processo de fadiga dependente do tempo, ele torna-se, também, dependente da frequência. Ocorrendo corrosão, ou altas temperaturas, ou ambas, a razão de ciclo torna-se importante. Ou seja, menor a frequência e maior a temperatura, mais alta a taxa de propagação de trinca e mais curta a vida a um dado nível de tensão.

2.1.4.6.5 Corrosão de piezo-ciclofritção

Este fenômeno é o resultado de movimentos microscópicos de peças ou estruturas montadas apertadamente. Juntas parafusadas, ajustes mancal-pista etc. são exemplos desse tipo de ocorrência. O processo envolve descoloração superficial, crateramento e eventual fadiga. O fator de piezo-ciclofritção C_f depende do material das peças unidas e varia entre 0,24 e 0,90.

2.1.5 Caracterização de tensões flutuantes

Em muitos equipamentos, por apresentarem um comportamento de funcionamento baseado em movimentos rotativos, as tensões flutuantes assumem uma forma senoidal, dentre outras possíveis. Entretanto, em padrões periódicos, a forma da onda não é crucial, mas os valores de pico, sendo eles o lado alto (máximo) e baixo (mínimo). Assim, F_{max} e F_{min} em um ciclo de força podem caracterizar o padrão de força. Da mesma forma pode-se considerar uma F_{max} e uma F_{min} para as situações em que a variação ocorre em torno de uma linha deslocada da origem. Para tanto, os valores máximo e mínimo das forças são relativos a esses valores.

Uma vez que a variação ocorra, podem ser identificadas duas componentes de forças: F_m , a componente média, estável; e, F_a , a amplitude da componente alternante da força. Tem-se

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}$$

$$F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right|$$

A FIG. 5 apresenta alguns dos vários traçados de tensão-tempo que ocorrem. Para tanto, definem-se

- σ_{min} = tensão mínima
- σ_{max} = tensão máxima
- σ_m = tensão média
- σ_r = variação de tensão
- σ_a = componente de amplitude
- σ_s = tensão estática ou estável

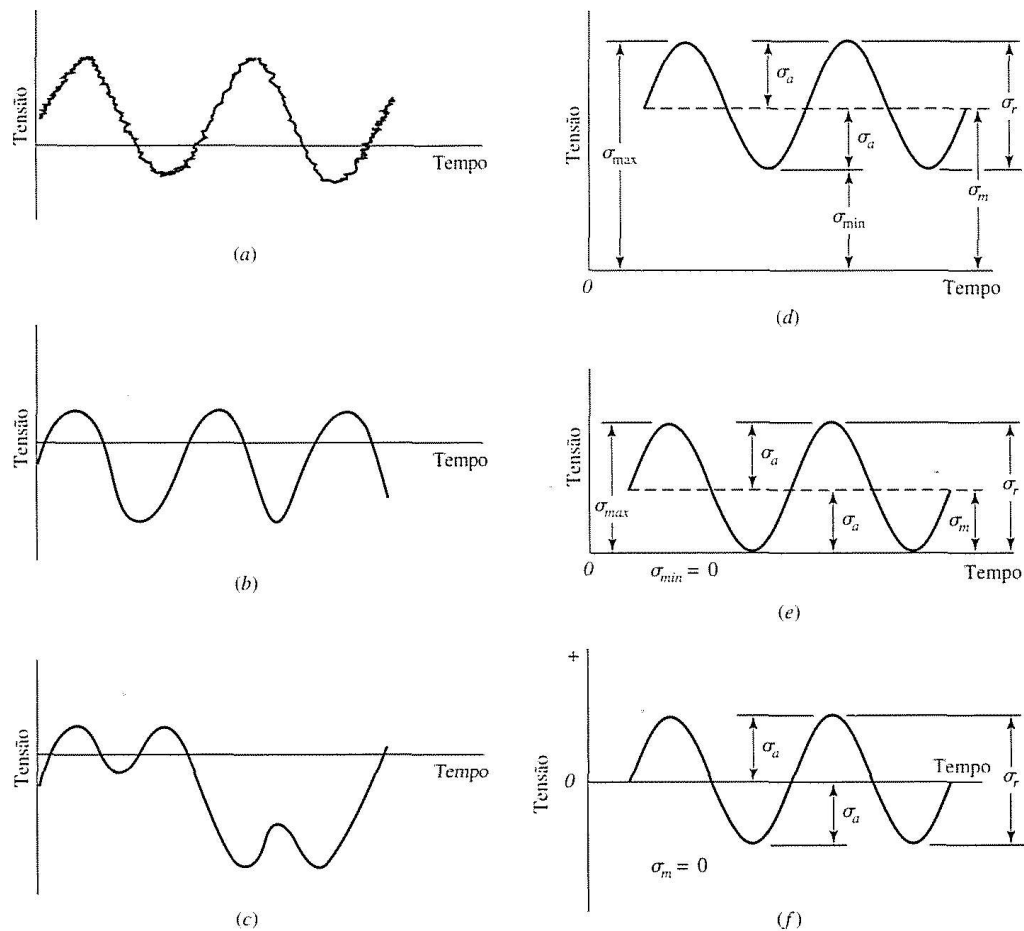
Pela FIG. 5 obtém-se as relações a seguir

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \tag{2.24}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right|$$

As EQ. 2.24 utilizam os símbolos σ_a e σ_m como as componentes de tensão no local sob análise. Não havendo entalhe, F_a e F_m induzem σ_a e σ_m como tensões nominais σ_{a0} e σ_{m0} .

Figura 5 – Tipos de sinal tensão - tempo



Fonte: extraído de BUDYNAS; NISBETT, 2015, p. 304

2.1.6 Fadiga superficial

O dispositivo proposto apresenta a peculiaridade de aplicar o contato entre dois corpos com geometrias curvas: um rolamento de esferas, com anel externo apresentando perfil esférico, o qual tensiona um eixo rotativo. Assim, conceitos relativos às tensões geradas pela solitação, bem como a resistência à fadiga superficial serão apresentados a seguir.

2.1.6.1 Tensões de contato: contato esférico

Em situações de contato entre duas superfícies curvas, considera-se que o contato é distribuído por uma área, não mais sobre um ponto, com a ocorrência de tensões tridimensionais nos dois corpos.

O caso mais geral de tensão de contato ocorre quando cada corpo em contato

possui um raio de curvatura duplo, isto é, quando o raio no plano de rolamento é diferente do raio em um plano perpendicular, ambos os planos são tomados por meio do eixo da força de contato. A formulação desenvolvida baseia-se nos estudos levados a efeito por *Hertz*, desta forma, nomeando as tensões como *tensões hertzianas*. BUDYNAS; NISBETT, 2015.

Ao analisar-se o contato resultante entre duas esferas de raios d_1 e d_2 , sob uma força F , observa-se a geração de uma área de raio a . Especificando-se E_1, ν_1, E_2 e ν_2 como as respectivas constantes elásticas das duas esferas, o raio a será dado por

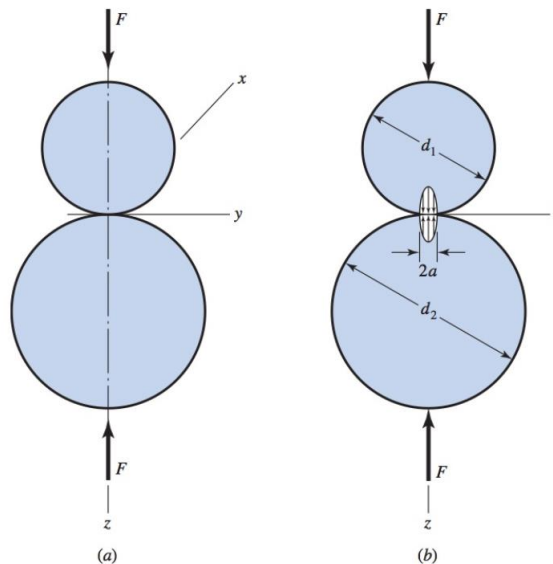
$$a = \sqrt[3]{\frac{3F}{8} \frac{(1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}} \quad (2.25)$$

A distribuição de pressão dentro da área de contato de cada esfera é semiesférica, v. Fig 6. A pressão máxima ocorre no centro da área de contato e é igual a

$$p_{max} = \frac{3F}{2\pi a^2} \quad (2.26)$$

As equações 2.25 e 2.26 aplicam-se ao contato entre uma esfera e uma superfície plana ou entre uma esfera e uma superfície esférica interna. Para uma superfície plana, utilizar $d = \infty$, enquanto para uma superfície interna, indicar o diâmetro como um valor negativo. As tensões máximas ocorrem no eixo z e são tensões principais. Seus valores

Figura 6 – Representação de duas esferas em contato e distribuição da tensão de contato



FONTE: extraído de BUDYNAS; NISBETT, 2015, p. 136

são

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_x = \sigma_y = -p_{max} \left[\left(1 - \left| \frac{z}{a} \right| \tan^{-1} \frac{1}{|z/a|} \right) (1 + \nu) - \frac{1}{2(1 + \frac{z^2}{a^2})} \right] \quad (2.27)$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-p_{max}}{1 + \frac{z^2}{a^2}} \quad (2.28)$$

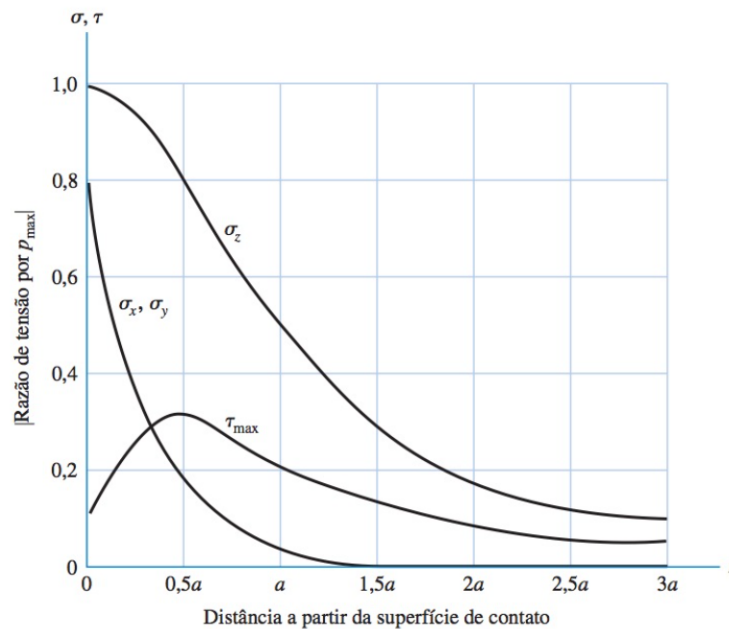
Apesar de essas equações serem válidas para ambas as esferas, o coeficiente de Poisson deverá ser o da esfera considerada. Os círculos de Mohr para o estado de tensão descrito pelas equações 2.27 e 2.28 são um ponto e dois círculos coincidentes. Como $\sigma_1 = \sigma_2$, temos $\tau_{1/2} = 0$ e

$$\tau_{max} = \tau_{1/3} = \tau_{2/3} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} \quad (2.29)$$

Pela Fig 7 observa-se o resultado da distância $z = 3a$ sobre as equações 2.27, 2.28 e 2.29. Vale ressaltar que a tensão de cisalhamento máxima ocorre em $z = 0,48a$, abaixo da superfície, com um valor de $0,3p_{max}$. Para a construção do gráfico considerou-se o valor do coeficiente de Poisson igual a 0,3. Em FISCHER-CRIPPS, 2000 encontra-se indicação da distribuição de tensões em contatos superficiais.

Para muitas autoridades, a tensão de cisalhamento máxima, neste ponto, é a responsável pela falha de fadiga de superfície dos elementos em contato.

Figura 7 – Relação entre a distância z e a razão de tensão e pressão máxima



FONTE: BUDYNAS; NISBETT, 2015, p. 137

Cálculos de tensão de contato podem ser referenciados por R.; BABU; K., 2017, SUGUNESH; MERTENS, 2021, WANG; YAO; YANG, 2019, WEN; DU; ZHAI, 2019 e WEN; DU; ZHAI, 2020. Neles encontram-se diferentes situações e aplicações dos cálculos referentes à tensão de contato. Em seus estudos reforçam o amplo efeito das tensões superficiais nas aplicações que envolvam elementos rodantes em contato.

2.1.6.2 Resistência à fadiga de superfície - S_c

No tipo de montagem realizada o eixo será solicitado até a ocorrência de falha catastrófica, ou seja, fratura completa do mesmo. A fadiga rotativa tem suas trincas crescidas na ou próximo à superfície na presença de tensões de tração, que estão associadas com propagação de trinca. Na análise do mecanismo de falha, as tensões principais de compressão são consideradas na região de contato entre os componentes. Nesta, há tensões de cisalhamento que são maiores justamente abaixo da superfície. Devido a essas tensões, pequenos pedaços de material são expulsos do eixo, criando cavidades.

Empiricamente associou-se a ocorrência da falha no componente à pressão de contato hertziana. Em sua análise concluiu-se que a área de contato foi um índice para a sua magnitude.

Foram conduzidos inúmeros ensaios relacionando a fadiga em 10^8 ciclos ao limite de endurance (pressão de contato hertziana). Devido às suas características de alta resistência à fadiga, aços endurecidos são amplamente utilizados em situações de exigência de resistência à fadiga de superfície. BUCKINGHAM, 1949 apud BUDYNAS; NISBETT, 2015.

Na atividade de projeção há situações em que elementos encontram-se trabalhando sob pressão de contato entre suas superfícies. Neste tópico a propriedade denominada *resistência ao cisalhamento de superfície* será apresentada. Seus conceitos são efetivamente aplicados nas situações em que os componentes trabalham em contatos de rolamento, escorregamento ou uma combinação de ambos. Como exemplo tem-se os dentes emparelhados de um par de engrenagem, um came seguidor, uma roda e o trilho, e uma corrente e a roda dentada.

A falha usual entre elementos que rolam entre si, ou rolam e deslizam, é causada pelo fenômeno de crateramento. Tal fenômeno ocorre após determinado número de ciclos de operação. O fenômeno de crateramento não apresenta explicação em comum, porém há concordância em torno da influência das tensões de Hertz, o número de ciclos, o acabamento da superfície, a dureza, o grau de lubrificação e a temperatura.

Ao pressionarem-se duas superfícies, uma contra a outra, uma tensão de cisalhamento máxima é desenvolvida na área ligeiramente abaixo da superfície de contato. O mecanismo associado à ocorrência de falha por fadiga superficial baseia-se no entendimento de que essa tensão de cisalhamento máxima inicia o processo de falha, que se propaga até a superfície. No processo de crateramento uma lasca que se solta é cunhada pelo lubrificante dentro da trinca que se forma.

No processo de análise para determinação da resistência à fadiga de superfície BUCKINGHAM, 1949 desenvolveu dispositivo para ensaiar um par de superfícies

em contato de rolamento, em conexão com sua investigação acerca do desgaste de dentes de engrenagens. A partir de suas pesquisas, e com a posterior participação de Talbourdet, foi coletado grande número de dados, resultando em um conjunto bastante amplo de informações para projeto. Buckingham estabeleceu um *fator de carga-tensão*, $K - 1$, também chamado de *fator de desgaste*, o qual é derivado das equações de Hertz, que dever ser aplicado a projetos. Dessa forma, as equações 2.25 e 2.26, replicadas abaixo, serão utilizadas na determinação de S_c

$$a = \sqrt[3]{\frac{3F (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2}{8 (1/d_1 + 1/d_2)}}$$

$$p_{max} = \frac{3F}{2\pi a^2}$$

Ajustando-se a Eq. 2.25 para a^2 , tem-se

$$a^2 = \sqrt[3]{\left(\frac{3F (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2}{8 (1/d_1 + 1/d_2)}\right)^2}$$

E utilizando-se a pressão máxima como limite de resistência à fadiga superficial, após determinado número de ciclos de solitação, S_c resulta em

$$S_c = \frac{3F}{2\pi \sqrt[3]{\left(\frac{3F (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2}{8 (1/d_1 + 1/d_2)}\right)^2}} \quad (2.30)$$

S_c também pode ser referenciada como *resistência ao contato*, *resistência à fadiga de contato* ou *resistência à fadiga hertziana*. Como se observa a partir da Eq. 2.30 o limite de resistência à fadiga superficial será definido segundo a carga aplicada, das características mecânicas dos materiais em contato e de suas dimensões.

2.2 Estado da arte

Para a apresentação do uso dos conceitos relativos a análises de falha, serão levantados e apresentados artigos em que critérios outros e aplicações de conceitos, além dos clássicos encontrados na literatura, são introduzidos e aplicados.

Diversos critérios de falha foram propostos para as situações de fadiga. Serão apresentados aqueles voltados para fratura dútil, fratura frágil e, também, o tratamento em aplicações em fadiga de superfície.

2.2.1 Fratura dútil: critérios

Fraturas dúteis são ocorrências, em certo grau, comuns em aplicações de engenharia dinâmica. Representam as falhas em que os componentes apresentam ocorrência identificável em seu processo de desenvolvimento.

Os critérios identificados serão listados segundo sua utilização em estudos quanto a falhas de componentes e outras aplicações. Há uma rica gama de situações ilustrativas de seus usos e resultados.

Encontra-se estudo acerca de iniciação de trincas durante processo de punção. Para tanto, busca-se determinar valores críticos de critérios de fratura dútil. Utilizou-se o MEF (Método do Elementos Finitos) para a determinação dos valores críticos de critérios de fratura aplicando-se os critérios de Cockcroft-Latham, Ayada e Oyane. MYINT et al., 2017.

- Cockcroft e Latham

$$\int_0^{\bar{\epsilon}_f} \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{eq}} d\bar{\epsilon} = C_1 \quad (2.31)$$

- Oyane

$$\int_0^{\bar{\epsilon}_f} \left(\alpha + \frac{\sigma_H}{\sigma_{eq}} \right) d\bar{\epsilon} = C_2 \quad (2.32)$$

- Ayada

$$\int_0^{\bar{\epsilon}_f} \frac{\sigma_H}{\sigma_{eq}} d\bar{\epsilon} = C_3 \quad (2.33)$$

Nestes, σ_{max} é tensão principal máxima, σ_H é a tensão hidrostática, σ_{eq} é a tensão de von Mises, $\bar{\epsilon}_f$ é a deformação equivalente no início da fratura e α é a constante no critério de Oyane.

Os critérios de Cockcroft-Latham e Oyane, apresentados acima, foram aplicados em pesquisa focada em fratura dútil. Além desses critérios encontram-se referências a Argon et al., Brozzo, Freudenthal, Oh et al e Rice e Tracey. O objetivo do estudo é o de estabelecer um novo critério híbrido de fratura para laminação transversal com cunha. Os experimentos conduzidos e os valores numéricos demonstraram uma grande concordância em termos de qualidade (predição de ocorrência de trinca) e quantidade (predição do tamanho de trinca). PATER; TOMCZAK; BULZAK, 2020.

- Argon et al

$$f_{ARGO} = \int_0^{\epsilon} (\sigma_m + \sigma_i) d\epsilon \quad (2.34)$$

- Brozzo et al

$$f_{BROZ} = \int_0^\epsilon \frac{2\sigma_1}{3(\sigma_i - \sigma_m)} d\epsilon \quad (2.35)$$

- Cockroft e Latham

$$f_{CL} = \int_0^\epsilon \sigma_1 d\epsilon \quad (2.36)$$

- Freudenthal

$$f_{FREU} = \int_0^\epsilon \sigma_i d\epsilon \quad (2.37)$$

- Oh et al

$$f_{OH} = \int_0^\epsilon \frac{\sigma_1}{\sigma_i} d\epsilon \quad (2.38)$$

- Oyane

$$f_{OYAN} = \int_0^\epsilon (1 + A\eta) d\epsilon \quad (2.39)$$

- Rice e Tracey

$$f_{RT} = \int_0^\epsilon \exp\left(\frac{2}{3}\eta\right) d\epsilon \quad (2.40)$$

Aqui considerem-se σ_m , tensão média; σ_i , tensão efetiva; σ_1 , tensão principal máxima; η , tensão de triaxialidade; ϵ , deformação efetiva; e, A , constante do material, assumida como $A = 0,424$.

Funções de falha em materiais são apresentadas, e analisados seus resultados, por PATER et al., 2020, em um processo CWR (*Cross Wedge Rolling*). Análises de resultados numéricos e experimentais são comparadas, relativas ao momento de início da trinca e de seu comprimento. Como conclusão, 4 critérios, que melhor predisseram a fratura do material são selecionados, os quais seguem listados: Argon et al; Brozzo et al; Freudenthal; e, Oyane.

A seguir é tratado o desenvolvimento de constantes para modelos de dano. Esses modelos são elementos básicos em simulação numérica de falhas em materiais,

em especial a altas taxas de deformação. Para fins de otimização, as diferenças entre as formas deformadas das amostras nos experimentos e aqueles previstos a partir das simulações numéricas são tidos como funções-objetivo. As constantes ótimas são obtidas utilizando-se algoritmos genéticos. No estudo, o modelo de falha de Johnson-Cook; o modelo analítico de falha GNT (Gurson, Tvergaard and Needleman); o critério de fratura modificado de Cockcroft e Latham; o critério de fratura de Bao-Wierzbicki e o modelo de fratura de Wilkins foram aplicados. MAJZOOBI; DEHGOLAN, 2011.

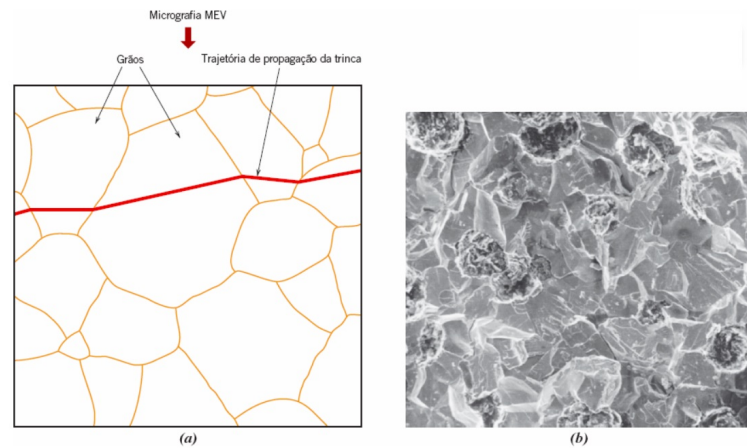
Critérios de falha tais como Freudenthal, Cockcroft-Latham, Brozzo et al e Oyane foram utilizados a fim de determinar-se um método simplificado de simulação para o contato de material durante operação de corte por estampo. As formas das aparas e dos furos e o relacionamento entre o deslocamento do punção e a força calculada pela simulação coincidiram muito bem com aquelas obtidas experimentalmente. KOMORI, 2014.

Os critérios de falha propostos por Cockcroft-Latham e Ayada foram utilizados em estudo conduzido com o objetivo de identificar parâmetro de fratura dútil com método de correção de tensão utilizando-se teste de tração em barra redonda entalhada. Verificou-se para aço de baixo carbono e liga de alumínio que a curva de escoamento sobrepôs-se a uma única, independente do raio de entalhe. Ainda, os valores críticos de dano de dois tipos de critério de fratura dútil foram identificados. MURATA; YOSHIDA; NISHIWAKI, 2017.

2.2.2 Fratura frágil: definição e critérios

Em MOORE; BOOTH, 2015 encontra-se a análise de que uma "fratura frágil é um modo de falha de grande preocupação envolvendo projetos de sistemas dinâmicos. Uma vez iniciada, é um tipo de fratura rápida e instável". Esta não apresenta sinais de sua existência e sua ocorrência pode gerar consequências catastróficas. Trincas frágeis propagam-se à velocidade do som no aço e a falha, usualmente, é acompanhada por um som característico. Como seu mecanismo de formação ENERGY, 1993 define que fraturas frágeis podem resultar do mecanismo de *clivagem*, o qual caracteriza-se pelo rompimento sucessivo e repetido de ligações atômicas ao longo de planos cristalinos específicos. Macroscopicamente, a superfície da fratura pode exibir uma textura granulada ou facetada, efeito das mudanças na orientação dos planos de clivagem de um grão para o outro. A FIG. 8 apresenta uma visualização por meio de uma MEV - microscopia eletrônica de varredura. Além disso, fraturas frágeis podem ocorrer em tensões abaixo das tensões de fraturas dúteis. Outra de suas características é a de que ocorre em ângulo aproximadamente reto com a carga aplicada e mostra pouca deformação plástica. CALLISTER; RETHWISCH, 2021 afirma que estão ausentes quaisquer sinais de deformação plástica generalizada. Exemplifica dizendo que para

Figura 8 – (a) Representação da propagação de uma trinca através do interior dos grãos em uma fratura transgranular. (b) Fractografia eletrônica de varredura de um ferro fundido nodular mostrando uma superfície de fratura transgranular. Ampliação desconhecida.

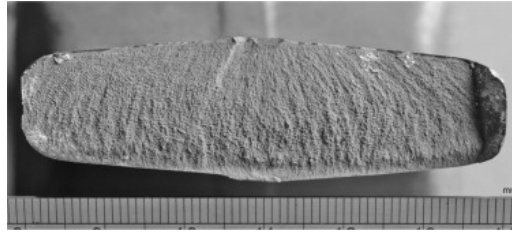


FONTE: extraída de CALLISTER; RETHWISCH, 2021

algumas peças de aço, uma série de “marcas de sargento”, em forma de “V”, pode formar-se próximo ao centro da seção transversal da fratura, apontando para trás, em direção ao ponto de iniciação da trinca. Por apresentarem pouca deformação, as duas metades de uma fratura frágil podem "encaixar-se". A superfície da fratura pode apresentar características chamadas "marcas de rio"(ou marcas de chevron), que apontam para o ponto de início da fratura. Essas linhas de rio podem ajudar a mostrar qual característica ou defeito na face da fratura iniciou a fratura frágil. Como as linhas de rio apontam para o ponto de iniciação, a direção da propagação da fenda é a direção oposta. Essa informação mostra-se de grande utilidade. Por exemplo, quando um componente pressurizado falha de forma frágil e se fratura em muitas peças, pode-se aplicar tal característica a fim de identificar a direção na qual a fenda se propagou e, dessa forma, refazer-se a sequência da falha traçando a direção das fissuras em volta de cada peça, retornando ao ponto onde se iniciaram.

A falha por fratura pode propagar-se por uma de duas maneiras, pela estrutura de grãos do aço. A primeira delas é chamada *transgranular*, na qual a propagação ocorre diretamente através da microestrutura, ignorando efetivamente os limites do grão no aço. Quando uma superfície de fratura transgranular quebradiça é observada sob alta ampliação, existem linhas de rios microscópicas que apontam para o ponto de início da fratura, de maneira equivalente às linhas de rios macroscópicas vistas a olho nu em uma fratura frágil (v. FIG 9). Portanto, a observação da região de início da fratura frágil sob uma MEV auxilia na identificação do defeito inicial em nível microscópico.

Figura 9 – Imagem de falha por fratura frágil apresentando marcas de rio, apontando para a origem da falha



FONTE: extraída de MOORE; BOOTH, 2015

A FIG. 10 apresenta um exemplo clássico de ocorrência de falha por fratura frágil.

Figura 10 – Imagem de peça de vaso de pressão sob falha por fratura frágil



FONTE: extraída de MOORE; BOOTH, 2015

A segunda maneira de propagação das trincas ocorre se o aço contiver impurezas como enxofre ou fósforo, ou se tiver se fragilizado de tal forma que os limites do grão estejam enfraquecidos. Neste cenário, o caminho alternativo de propagação da fratura segue os limites do grão através da estrutura de aço; isto é chamado de fratura "intergranular". Os limites de baixa tenacidade dos grãos oferecem a menor resistência à fenda propagadora. Usando-se o MEV, a aparência em bloco de grãos individuais pode ser resolvida na superfície da fratura quando a fratura intergranular tiver ocorrido.

A fratura intergranular frequentemente ocorreu em aços de padrão mais antigo de fabricação, devido às suas granulometrias maiores e níveis mais altos de enxofre que levaram a limites de grãos com baixa utilidade. Durante os ensaio Charpy sobre esses aços, uma fratura frágil pôde às vezes parecer brilhante ou facetada como cristais brilhantes, devido à natureza intergranular da fratura de impacto. Antes que

a fratura frágil fosse totalmente compreendida, pensava-se que a fratura frágil, como evidenciado em uma amostra por Charpy, era causada pelo aço ter 'cristalizado'. Entretanto, isto não tem sentido, pois todos os metais estruturais são cristalinos, e assim permanecem ao longo de suas vidas. O aparecimento da fratura intergranular, neste caso, foi uma consequência da alta taxa de carga e dos grandes grãos com seus limites enfraquecidos. A maioria dos aços modernos contêm baixas quantidades de enxofre e têm uma granulometria fina com fraturas transgranulares, que os fazem apresentar uma aparência embaçada.

2.2.3 Tensões de contato de superfície: aplicações

Como parte do processo de desenvolvimento da pesquisa, faz-se importante identificarem-se situações em que seus conceitos têm sido aplicados em estudos atualmente. Para tanto, artigos foram identificados e categorizados por área.

Tensões de contato, ou hertzianas, tratam dos efeitos de cargas de compressão sobre superfícies rodantes, ou seja, em sistemas dinâmicos. Sua aplicação ocorre em diferentes áreas da engenharia. Como indicado na seção, o perfil de identificação da fratura por contato superficial indica um colapso no componente, típico de fraturas frágeis.

Os artigos estudados, e referenciados a seguir, demonstram o interessante campo de estudo que representa a análise de tensões de contato, traduzidas nesta pesquisa por fadiga de superfície, em várias aplicações. Ainda, diferentes aplicações e materiais são identificados.

2.2.3.1 Processos de manufatura

Em ALLAMRAJU; POOJITHA; RASAGNYA, 2021 discute-se manufatura aditiva, a qual vem aumentando rapidamente em alguns dos setores públicos e privados em nível nacional e internacional. Prevê-se que, em breve, essa metodologia de impressão em 3D possa ser utilizada nos campos mecânico, civil, agrícola e médico. No campo médico, as peças feitas por ela podem substituir órgãos humanos. O objetivo do artigo é valorizar a importância da manufatura aditiva por meio da análise de tensão de contato de engrenagem e pinhão, caso a caso. Observa-se na FIG. 11 que a tensão de contato é máxima no caso 1 e mínima no caso 4.

2.2.3.2 Análise de forças

ALLAMRAJU, 2019 analisa Ligas de alumínio (LA), uma vez que essas têm apresentado má solidificação em microestrutura, e porosidade na região de solda. A liga AA3003 é utilizada como referência e suas propriedades mecânicas são apresentadas

pela coleta de cinco amostras juntamente com a análise de tensão de contato entre o pino e a parede lateral da AA3003-H12 durante a fase de repouso. Neste estudo, são analisadas as ligas de alumínio (AA), uma vez que têm apresentado má solidificação na microestrutura e porosidade na região da solda. AA3003 podem ser formadas em chapas, placas, extrudadas em haste, barras, arames e forjadas. A fim de obter uma melhor união, a soldagem por fricção agitada (FSW) é aplicada por ser o método mais adequado e inovador.

Concluiu-se que a amostra 2 apresentou ótima resistência em comparação às outras amostras. Além disso, a tensão de contato é tomada como um importante aspecto na determinação da força axial para a soldagem por fricção. Concluiu-se que

Figura 11 – Variação do percentual de alongamento em relação às amostras.

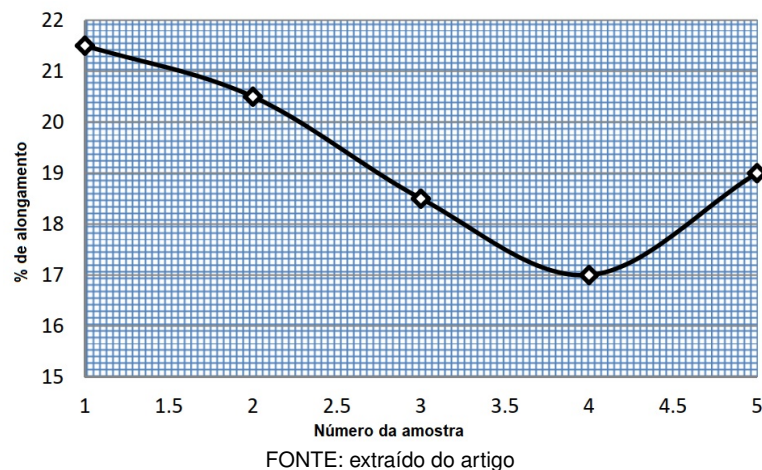
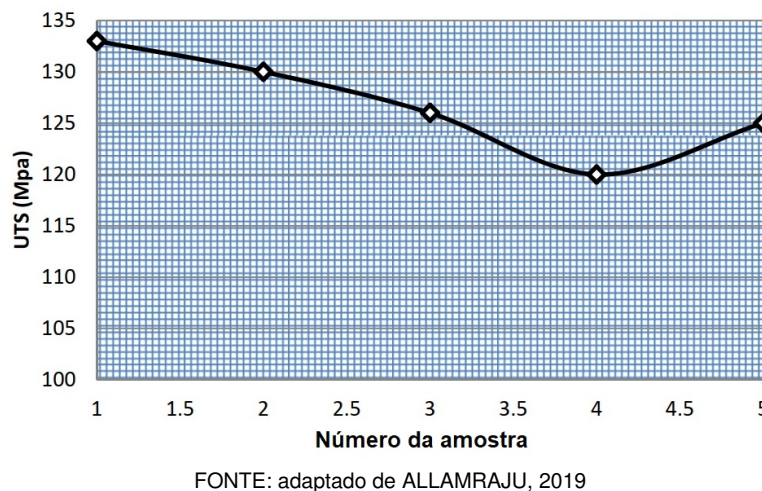


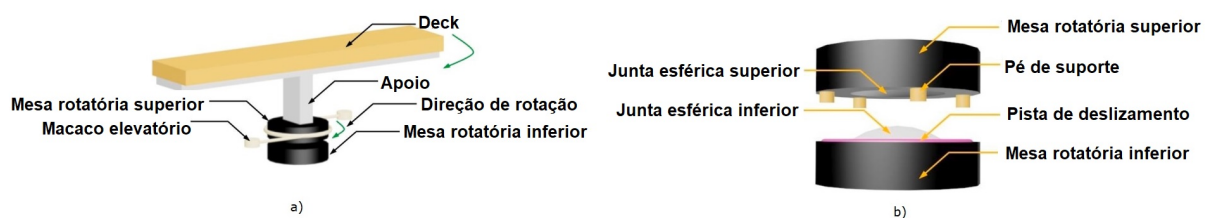
Figura 12 – Variação da tensão limite de tração (UTS) em relação às amostras.



a velocidade de soldagem realiza um importante papel no aumento da tensão de tração da junta soldada bem como a tensão de contato representa um importante papel na determinação da força axial para penetração.

LIU et al., 2021 apresentam um estudo que visa abordar o modo de instabilidade de uma junta esférica de concreto da ponte giratória do rio Nandu. No estudo procurou-se garantir a segurança do processo de rotação dessa giratória. Para tanto foi proposto um novo modelo de momento crítico de tombamento para calcular o momento de tombamento de uma ponte giratória com base na teoria do contato não-Hertziana. Sua validação baseia-se em analisar a engenharia aplicada na construção da ponte giratória do rio Nandu. A pesquisa indica que a teoria de contato Non-Hertziana tem superioridade em comparação à formulação simplificada amplamente aplicada no cálculo de tensão superficial da junta esférica, contrastando os resultados do modelo de elementos finitos e os dados coletados durante o monitoramento de campo. Além disso, calculou-se a resistência do coeficiente ao tombamento e o resultado demonstrou que a resistência crítica do coeficiente de tombamento baseada na teoria de contato Non-Hertz está mais próxima dos valores medidos, em comparação ao algoritmo simplificado. Neste estudo, a questão da instabilidade da junta esférica durante a

Figura 13 – Representação dos sistemas de rotação da ponte. a) Sistema de rotação e processo de rotação, b) Junta esférica de concreto.



FONTE:: adaptado de LIU et al., 2021

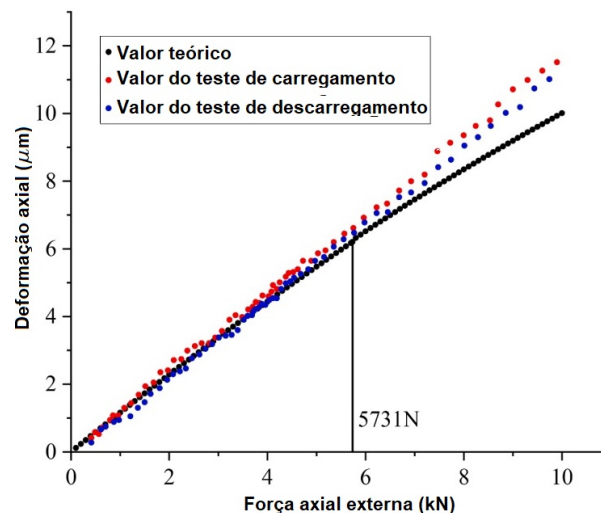
construção da ponte giratória foi abordada. Uma nova fórmula foi proposta com base na teoria de Non-Hertz para calcular a tensão de contato da junta esférica. A análise comparativa mostrou sua superioridade sobre o algoritmo simplificado e o método de elementos finitos então aplicado. Com base na previsão precisa da tensão de contato, uma nova fórmula para descrever a resistência do momento de inversão foi proposta. Os resultados mostraram que a resistência do momento de inversão com base na nova fórmula é confiável na previsão do momento crítico de inversão, o que garante a segurança do processo de rotação. As seguintes conclusões puderam ser obtidas a partir dos resultados adquiridos e do estudo de caso suplementar.

De acordo com a pesquisa, foi demonstrada a aplicabilidade da nova fórmula proposta para garantir a segurança do processo de rotação durante a construção da ponte giratória.

Um fuso de esferas de porca dupla com pré-carga (DNBS - *Preloaded Double-nut Ball Screw*) foi estudado por (LIU; FENG; ZHOU, 2022) com relação à distribuição de carga estática e rigidez de contato estático axial considerando erros geométricos e a influência da distribuição da carga sobre o desempenho de carregamento de um

DNBS. De acordo com eles, não foi encontrada solução para o problema das bolas não carregadas na pista de corrida. Portanto, foi proposto um modelo de distribuição de carga estática (SLD *Static Load Distribution*) de um DNBS pré-carregado, considerando erros geométricos. Este leva em conta a influência das esferas não carregadas e a interação entre a deformação elástica de um parafuso/porca e as forças de contato Hertz das áreas de contato parafuso/porca. Esse modelo foi verificado experimentalmente. O desvio máximo entre os valores teóricos e experimentais é de 6,21%. Ele simula numericamente os efeitos dos erros geométricos sobre o SLD e a rigidez de contato estático axial (ASCS - *Axial Static Contact Stiffness*) de um DNBS pré-carregado. O SLD varia significativamente com o erro geométrico, pré-carga e forças axiais externas, e a força axial externa crítica sobre o DNBS pré-carregado aumenta com a pré-carga e o erro geométrico. Para um DNBS pré-carregado com um dado erro geométrico, o ASCS pode ser mantido mais estável selecionando a pré-carga apropriada. A figura 14 mostra uma comparação entre os resultados práticos e teóricos.

Figura 14 – Comparação entre resultados práticos e teóricos

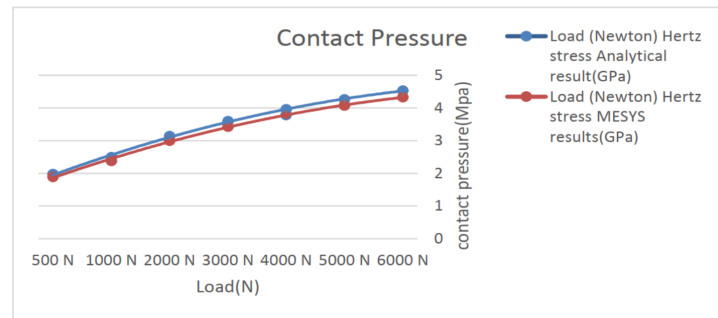


FONTE: adaptado de R.; BABU; K., 2017

2.2.3.3 Cálculo da tensão de contato de Hertz

Um cálculo da tensão de contato de Hertz entre o rolamento ranhurado profundo de esferas e a pista interna usando método analítico e análise pela ferramenta MESYS foi apresentado por R.; BABU; K., 2017. O procedimento de cálculo consistiu em calcular-se a pressão máxima de contato em diferentes cargas usando fórmulas analíticas. Além disso, foi realizada a comparação dos resultados com a ferramenta MESYS para prever a pressão de contato entre a pista interna e a esfera do rolamento ranhurado de esferas de fileira única. O contato entre a pista interna e a esfera foi considerado como um contato elíptico. Concluiu-se a partir dos resultados que está claro que a variação do resultado do MESYS para aquele do resultado formulado foi

Figura 15 – Comparação dos resultados experimentais e teóricos



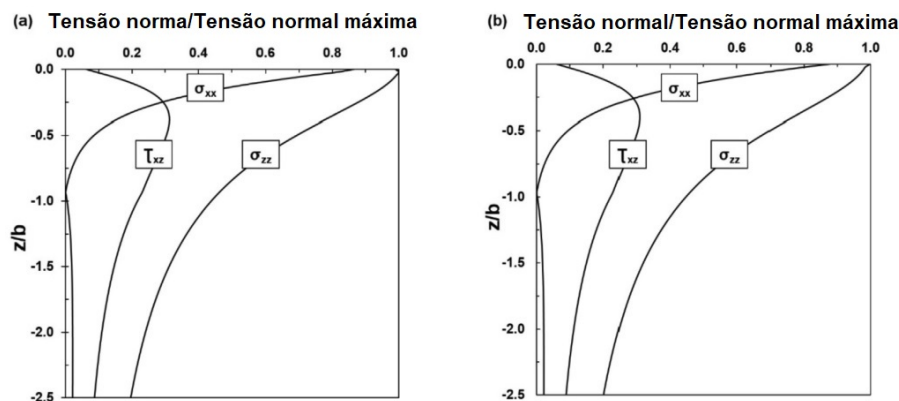
FONTE: adaptado de R.; BABU; K., 2017

muito baixo, ou seja, menor que 5%. A FIG 15 apresenta uma comparação entre os resultados obtidos e os teóricos.

SUGUNESH; MERTENS, 2021 desenvolveram um estudo considerando que elementos de máquinas de transmissão de potência, tais como engrenagens, cames e rolamentos, estão sujeitos à tensão de contato hertziana. Além disso, como Ansys é uma ferramenta FEA - *Finite Element Analysis* amplamente utilizada para analisar os problemas de tensão de contato hertziano, foi realizada uma análise FEA 2D para entender o comportamento de tensão de dois contatos cilíndricos sob deformação plana, tensão plana e tensão plana com 100 mm de espessura usando ANSYS 16.2. Foi realizado um estudo de convergência inicial para obter a malha ótima e foi comparada com o valor teórico. A simulação foi realizada utilizando o tamanho ideal da malha entre dois cilindros idênticos com condições-limite adequadas e uma carga de 5000 N. A tensão de Von-mises, e a tensão normalizada foram plotadas sob deformação plana, tensão plana, e tensão plana com 100 mm de espessura. Tensão sub-superficial foi observada sob condições de deformação plana, enquanto a tensão superficial foi obtida a partir da tensão plana e tensão plana com 100 mm de espessura. O comportamento de um gráfico de tensão normalizado para condição de tensão plana é quase similar, quando comparado à condição de deformação plana. A FIG. ?? apresenta ambos os gráficos. Observa-se uma diminuição gradual das tensões normalizadas com uma variação média de inclinação de 2,37-12,38, tanto para condições de deformação plana quanto para condições de tensão plana. Em contraste, foi observada uma diminuição rápida nas tensões normalizadas com uma faixa de inclinação média de 15,96-32,85 sob tensão plana com 100 mm de espessura.

Em WANG; YAO; YANG, 2019 foi prevista e avaliada experimentalmente e numericamente a tensão de contato na interface de contato de borracha. O estudo foi baseado no princípio de medição do método ultra-sônico, predição e avaliação do contato. Em primeiro lugar, a relação entre o sinal de eco ultra-sônico e a tensão de contato na interface foi calibrada com base no método ultra-sônico. Em segundo lugar, tanto a propagação como a reflexão da interface do ultra-som na interface de borracha

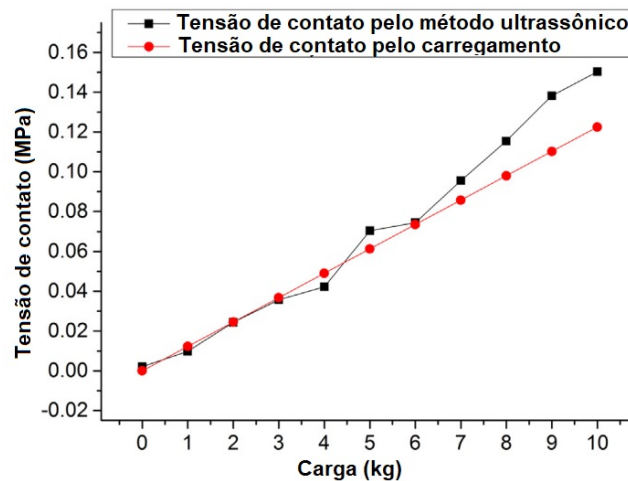
Figura 16 – Gráfico de tensão normalizada de contato cilíndrico para a) deformação plana e b) tensão plana.



FONTE: adaptado de SUGUNESH; MERTENS, 2021

sob diferentes deslocamentos foram simulados usando o método de elementos finitos, e os efeitos da tensão de contato e da rugosidade interfacial na propagação do ultra-som foram analisados. Finalmente, a fórmula empírica do coeficiente de reflexão ultrassônica na interface de borracha entre a borracha e diferentes materiais foi estabelecida considerando o amortecimento, a espessura, a tensão de contato e a rugosidade interfacial por meio do método de análise dimensional e simulação de elementos finitos, que foi bem validado pelo experimento. Algumas conclusões foram apresentadas, entre

Figura 17 – Resultados experimentais da tensão de contato sob diferentes cargas.



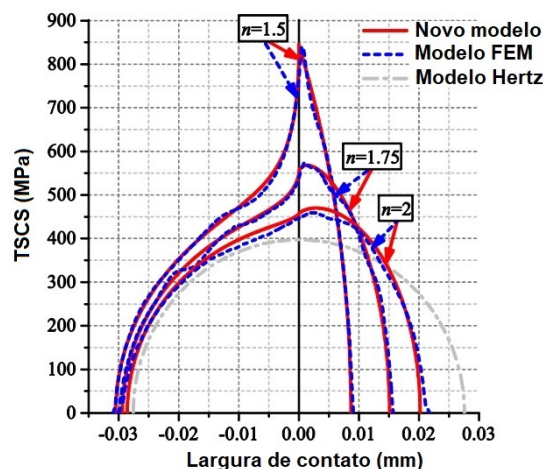
FONTE: extraído de WANG; YAO; YANG, 2019

elas, destaca-se que os resultados experimentais da tensão de contato têm menos de 15% de erro, o que prova a eficácia deste método na estrutura de engenharia real. A FIG. 17 apresenta os resultados obtidos em experimento.

WEN; DU; ZHAI, 2019 desenvolveram pesquisa em torno de engrenagens de dentes retos com alívio de pontas, as quais podem, efetivamente, melhorar o desempenho da transmissão, e a determinação precisa da tensão de contato superficial

dos dentes (TSCS) - *Tooth Surface Contact Stress*) podem fornecer orientação para otimização da estrutura e avaliação do desempenho. Entretanto, como o perfil da engrenagem com alívio de pontas não foi aproximado com precisão por uma parábola quadrática, o TSCS não pôde ser calculado usando o modelo de contato cilíndrico da teoria de contato Hertziana (modelo Hertz). Portanto, um novo modelo analítico mais preciso para o cálculo do TSCS não hertziano de engrenagens com alívio na ponta foi proposto neste artigo. Este modelo foi estabelecido com base nas equações precisas do perfil do dente representado pelas equações dos parâmetros (novo modelo). A solução do modelo com uma função implícita e uma integral singular também foi estudada. Finalmente, os TSCS de dois pares de engrenagens com e sem alívio de pontas foram comparados para parâmetros diferentes sob cargas diferentes de acordo com o novo modelo, o método de elementos finitos (modelo FEM) e o modelo de Hertz. Os resultados mostraram que o alívio da ponta afetaria o TSCS máximo, localização e tamanho da área de contato, enquanto o modelo Hertz não pôde quantificar esses efeitos. Entretanto, o novo modelo, que foi validado usando o modelo FEM, pôde fornecer resultados precisos e confiáveis. Os resultados mostraram que para o cálculo

Figura 18 – Resultados experimentais da tensão de contato sob diferentes cargas.



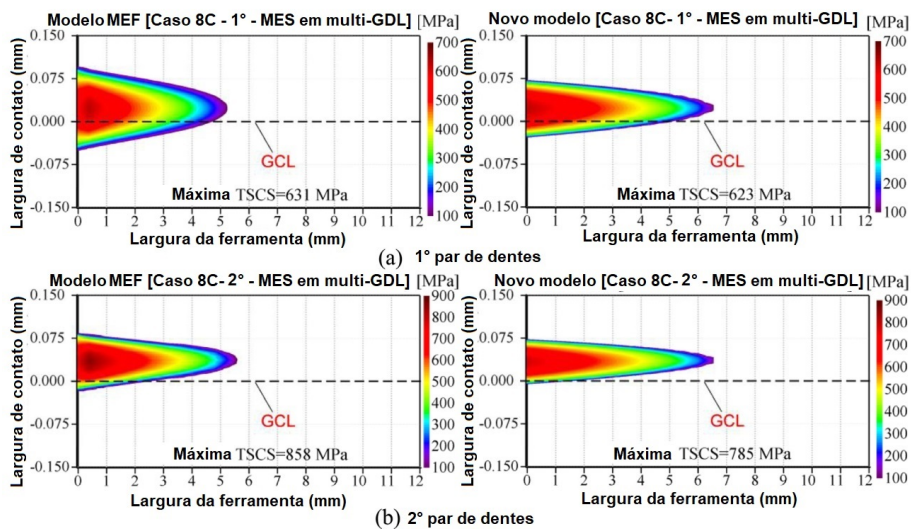
FONTE: adaptado de WEN; DU; ZHAI, 2019

do TSCS da engrenagem involuta sem alívio da ponta, a equação da curva quadrática no modelo Hertz pôde aproximar-se muito da curva involuta. Portanto, os resultados dos modelos Hertz foram consistentes com os dos novos modelos e FEM. Como mostrado na Fig. 18, os resultados do novo modelo estão em bom acordo com os do modelo FEM sob diferentes expoentes da curva com flexão da ponta.

Avançando nos estudos iniciados em 2019, WEN; DU; ZHAI, 2020 discutiram problemas relativos a erros de desalinhamento ME - *Misalignment Errors* em vários graus de liberdade multi-DOF - *multi Degrees Of Freedom* - ao longo do eixo do par de engrenagens, os quais são inevitáveis sob condições reais de trabalho. Esses ME

levaram a mudanças na tensão de contato superficial do dente (TSCS) e tornaram seu cálculo preciso, complicado e difícil. Ao contrário dos métodos tradicionais de obtenção de TSCS com ME em multi-DOF por meio de testes experimentais, métodos de elementos finitos (FEM) ou métodos de coeficientes que seguem os padrões internacionais, um novo modelo de cálculo analítico foi proposto neste artigo. A equação do perfil de um par de engrenagens com ME em multi-DOF foi estabelecida pela primeira vez. Em seguida, foi obtida uma nova equação do perfil para pares de engrenagens e fatias de pinhão com formas não padronizadas que são coplanares com a linha de ação da força de engrenagens. Nesta base, a exatidão da transmissão da força de engrenagem, assim como a precisão e velocidade de cálculo, podem ser garantidas com a análise de contato dos pares de engrenagens. Finalmente, obtve-se-se a magnitude e distribuição do TSCS de um par de engrenagens com ME em multi-DOF. Foi mostrada pela Fig. 19 a eficácia do novo modelo. Comparado com os resultados de um modelo

Figura 19 – Resultados experimentais da tensão de contato sob diferentes cargas.



FONTE: adaptado de WEN; DU; ZHAI, 2020

FEM, o novo modelo pôde rápida e acuradamente calcular o TSCS de um par de engrenagens com ME em multi-DOF.

2.2.3.4 *Análise da mecânica de contato*

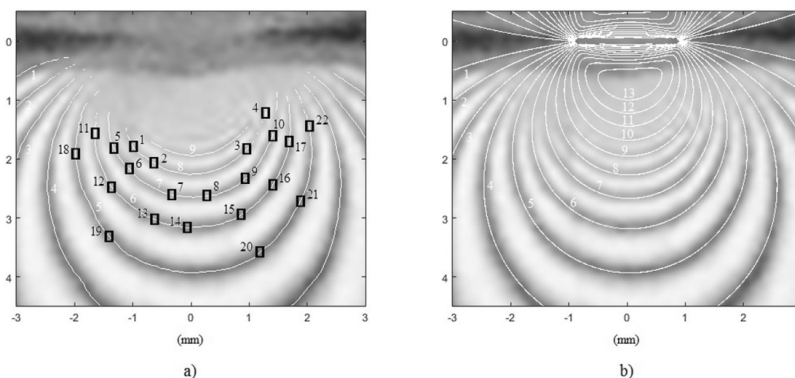
A presença de trincas de marcação branca tem sido amplamente associada a falhas precoces de rolamentos em uma série de aplicações, sendo os rolamentos da caixa de engrenagens das turbinas eólicas os mais frequentemente citados e os exemplos mais significativos. Apesar dos recentes esforços de pesquisa, ainda não há um acordo universal sobre os mecanismos de formação dessas fissuras e há poucas provas diretas de seu significado para a confiabilidade dos rolamentos. Em uma tentativa de resolver isto, este documento propõe uma nova teoria sobre

as origens e o significado das trincas de marcação branca. O documento fornece evidência experimental sistemática em apoio a esta teoria por meio de testes de fadiga de contato superficial realizados com amostras de aço para rolamento, AISI 52100, em uma máquina de três discos em uma ampla gama de condições de contato. No teste os resultados mostram que rachaduras de água forte branca podem ser formadas com óleos básicos, bem como formuladas comercialmente. transmissão e óleos de motor. Os CMEs foram gerados sob relações de deslizamento de 0,05 a 0,3, sob deslizamento positivo e negativo, diferentes pressões de contato e espessuras de filme específicas variando de 0,1 a 0,7. Não áreas de gravura branca foram sempre observadas sem a presença da rachadura associada, e também foi demonstrado que As próprias áreas de gravura branca podem ser produzidas em puro contato de fricção de aços de rolamento sob ambos lubrificados e condições não-lubrificadas. Estes resultados fornecem provas diretas de que as transformações do aço que exibem se formam como áreas de gravura branca através da fricção das faces das fendas existentes, e que o químico A composição do lubrificante e a magnitude e direção do deslizamento não são o principal condutor do CME em contraste com a literatura. Em vez disso, os resultados aqui apresentados mostram que os CMEs são formados através da ação de um histórico de estresse específico no tempo por meio do seguinte mecanismo: (i) estresse de contato elevado de curta duração, que pode ser causado por uma série de fatores, agir nas fases iniciais da vida do componente para iniciar a fadiga precoce (ii) Essas altas tensões cessam e o contato subsequente opera sob um nominal relativamente moderado frisar para que as rachaduras precoces se propaguem relativamente lentamente e suas faces se esfreguem e batam juntas por um (iii) As áreas de gravura branca são formadas em torno das fissuras existentes através desta fricção da face, (iv) Eventuais falhas de contato ocorrem através de fissuras que podem ser causadas por uma gravura branca ou por uma não branca rachadura por corrosão, dependendo de sua localização e taxa de propagação. Os modelos de fadiga de contato padrão são incapazes de são responsáveis pelos efeitos adversos desta sequência de tensão específica devido ao uso do acúmulo de danos lineares o que leva a que tais falhas sejam denominadas "prematuros". A teoria proposta afirma que as regras brancas As rachaduras por corrosão não são a causa de falhas 'prematuros' nos rolamentos, mas que tanto os CME como as falhas de rolamentos anteriores às previstas são causadas simultaneamente por um terceiro fator: um histórico de tempo específico de tensão de contato aplicada.

A fotoelasticidade sempre desempenhou um papel importante no estudo experimental da mecânica do contato. Ela pode ser usada com um grau de simplicidade para medir os parâmetros que caracterizam o campo de tensão de contato. O chamado método superdeterminístico é o mais amplamente utilizado a esse respeito. Embora esse método específico funcione corretamente, ele tem algumas limitações metro-

lógicas: não são fornecidas incertezas de medição; as observações são assumidas como independentes e de igual precisão; e seus resultados podem ser distorcidos pelo desalinhamento dos eixos coordenados na coleta de dados. FERNÁNDEZ, 2019 discutiu o uso do método dos mínimos quadrados generalizados por Multiplicadores de Lagrange. Este pode anular essas limitações. A aplicação do método foi ilustrada por um exemplo, que mostrou seu potencial. O método forneceu não apenas uma estimativa das quantidades a serem medidas, como método superdeterminístico, mas também: uma estimativa ajustada do valor de cada quantidade de entrada, a matriz de covariância de todas essas estimativas a partir da qual tanto as incertezas-padrão quanto os coeficientes de correlação puderam ser calculados, um valor qui-quadrado que pode ser usado para testar a consistência do modelo de medição, e os desvios normalizados entre as estimativas de entrada e seus valores ajustados, que são uma ferramenta para identificar potenciais aberrações. A Fig. 20 mostra as franjas obtidas no estudo. O teste de consistência levou à aceitação do modelo de medição e não foram

Figura 20 – a) Isocromáticas experimentais com os esqueletos de franjas e pontos de dados superimpostos; b) franjas reconstruídas teoricamente sobre as isocromáticas experimentais.



FONTE: adaptado de FERNÁNDEZ, 2019

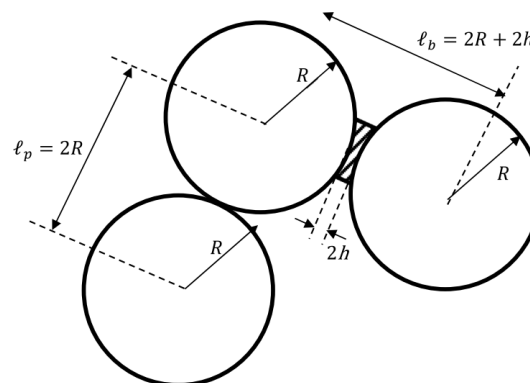
encontrados resultados anômalos. As estimativas e incertezas-padrão associadas às quantidades de entrada foram corrigidas, e os coeficientes de correlação entre todas as quantidades envolvidas no processo de medição foram calculados.

2.2.3.5 *Predição de tensão de contato*

Em GUDMUNDSON; LARSSON, 2021 foi gerado um modelo para propriedades mecânicas efetivas e tensões de contato locais em eletrodos porosos de íon-lítio. Expressões explícitas para relações tensão-deformação e tensões de inchaço foram derivadas para eletrodos porosos de íon-lítio. Também foram previstas tensões de contato local entre partículas de eletrodos vizinhos. O modelo analítico foi baseado em técnicas semelhantes de média microestrutural que foram aplicadas anteriormente

em simulações de compactação do pó. foram considerados tanto os contatos diretos partícula-partícula como os contatos partícula-aglutinante-partícula. O modelo forneceu dependências explícitas das propriedades e parâmetros dos materiais constituintes que descreveram a geometria da microestrutura. Foram apresentados exemplos de eletrodos que têm contatos partícula-partícula abaixo do limite de percolação. A previsão do módulo E mostrou uma boa concordância com os resultados experimentais. Também foi simulado um inchaço limitado resultante da intercalação de lítio-íon. Esboço esquemático de três partículas esféricas de raio R com um contato partícula-partícula e um contato partícula-aglutinante-partícula foi mostrado pela Fig.21. O estado de tensão

Figura 21 – Representação esquemática de três partículas esféricas de raio R com um contato partícula-partícula e um contato partícula-aglutinante-partícula



FONTE: adaptado de GUDMUNDSON; LARSSON, 2021

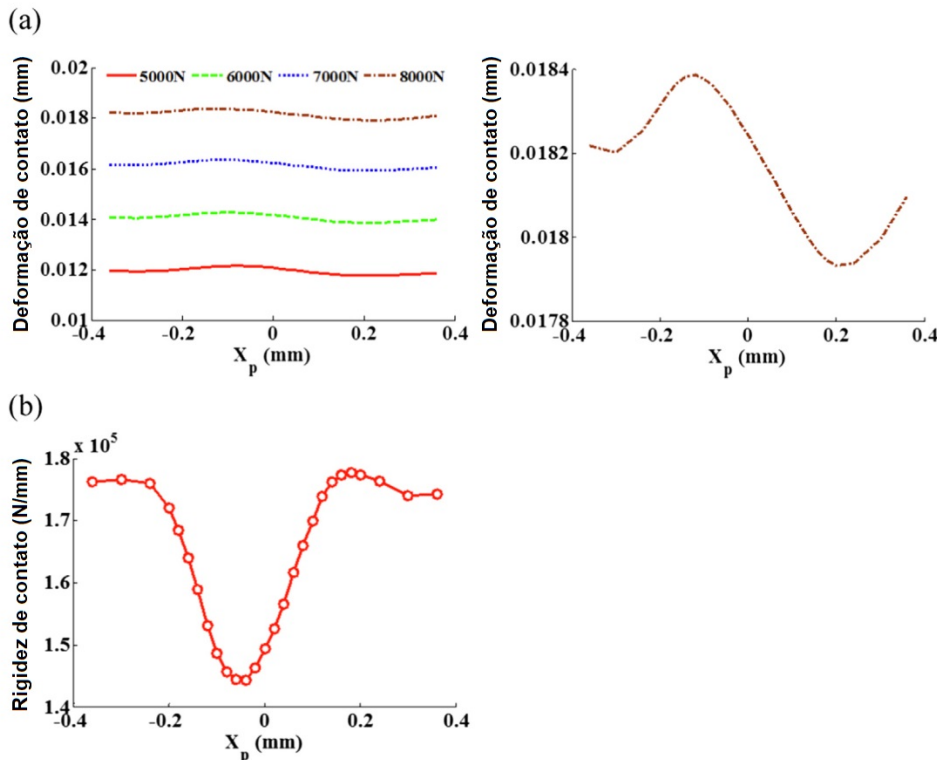
resultante do eletrodo comparou-se bem com as previsões numéricas pelo método de elementos finitos e o método dos elementos discretos. As tensões locais de contato partícula/partícula da ordem 1-6 GPa também foram previstas. Um modelo simplificado utilizando um modelo para deformação plástica rígida de partículas mostrou que o comportamento tensão-deformação durante o primeiro ciclo de carga pode ser substancialmente diferente dos ciclos subsequentes, um fenômeno que também tem sido observado experimentalmente.

2.2.3.6 Análise de características de contato

Uma investigação sobre as características de contato dos rolamentos de rolos com uma trinca subsuperficial foi realizada por LIU; LI; SHI, 2020. Rolamentos de rolos são amplamente utilizados em vários maquinários rotativos. Um modo de falha principal dos rolamentos de rolos é a trinca subsuperficial devido à fadiga de contato, o que pode produzir grandes fissuras. Para superar esse problema, este estudo apresentou um modelo de elementos finitos para estudar os efeitos das trincas subsuperficiais oblíquas sobre as características de contato em um rolamento de rolos. Foi obtida a relação entre a deformação de contato e os tamanhos das trincas (comprimento,

profundidade e ângulo de inclinação), assim como a relação entre a largura da zona de contato e os tamanhos das fissuras. A relação matemática entre as características de contato e os tamanhos das trincas foi obtida utilizando uma abordagem de encaixe polinomial. Observe-se que o comprimento, a profundidade e o ângulo de inclinação da fenda afetaram as características de contato do rolamento. Os resultados mostraram

Figura 22 – o efeito da rachadura horizontal subsuperficial sobre o tempo - variável (a) deformação de contato e (b) rigidez de contato



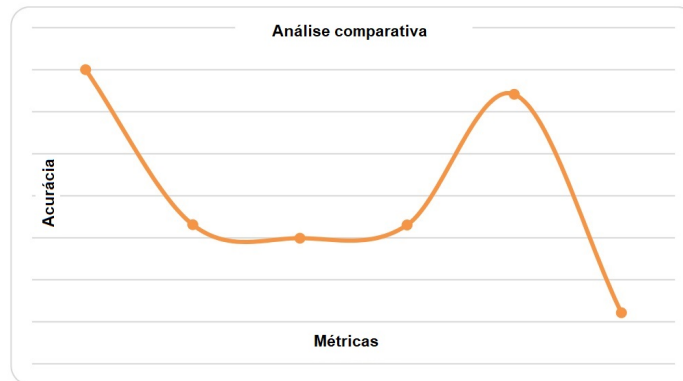
FONTE: adaptado de LIU; LI; SHI, 2020.

que a abordagem estabelecida pôde dar um método numérico útil para analisar as características de contato de um rolamento com as fissuras horizontais e inclinadas do subsolo (v. Fig. 22)

2.2.3.7 Predição da degradação

Em LU et al., 2022 uma metodologia de simulação com a combinação de modelagem por elementos finitos, teoria Archard, e técnica arbitrária Lagrangiana-Euleriana (ALE) foi proposta para a previsão da degradação do desgaste acumulado do bloco de atrito ferroviário. A validação é conduzida com um banco de ensaios a partir das perspectivas de comportamentos tribológicos e dinâmicos durante a rotação e os processos de ensaio formal. O par de atrito compreendeu um disco de freio de aço forjado e um bloco de atrito de metalurgia do pó à base de Cu. Os resultados indicam que a área de contato aumenta durante o processo de execução e a pressão

Figura 23 – O efeito da trinca subsuperficial horizontal na variação do tempo (a) deformação de contato e (b) rigidez de contato.

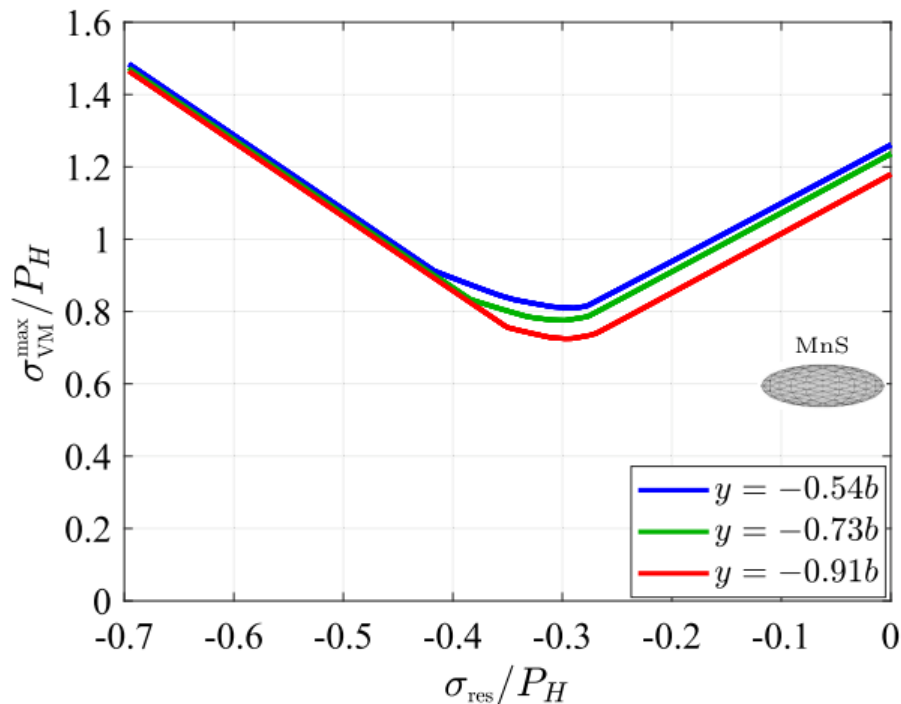


FONTE: adaptado de LU et al., 2022

média de contato diminui primeiro e depois flutua em torno de um valor estável, v. Fig 23. No processo de teste formal, embora a massa de desgaste acumulada e a massa de desgaste aumente com o número de ciclos de quebra, a taxa de aumento da massa de desgaste do bloco de fricção diminui rapidamente nos primeiros ciclos e, em seguida, diminui lentamente. O erro de previsão do método proposto para a massa de desgaste acumulada é inferior a 5%. A investigação neste trabalho é útil para se ter uma compreensão profunda do mecanismo de degradação do desgaste do bloco de fricção e pode fornecer um método eficaz para a previsão da degradação do desgaste do bloco de fricção.

Em MAHDAVI; POULIOS; NIORDSON, 2020 é introduzida uma estrutura semi-analítica para a avaliação de tensões residuais favoráveis para atrasar o início da fadiga de contato de rolamento. As histórias de tensões subsuperficiais são aplicadas a um modelo de microescala que contabiliza inclusões isoladas de diferentes tipos e geometrias. As tensões de microescala de von Mises são calculadas com base no método de Eshelby e consideradas como um estimador da iniciação de trincas devido à deformação plástica. São identificados os casos mais críticos em termos de plasticidade em microescala, e é considerado o efeito das tensões residuais compressivas em macroescala. Finalmente, são determinadas tensões residuais otimizadas que minimizam a tensão máxima atingida na microescala von Mises a diferentes profundidades. O trabalho aqui citado, realizado por MAHDAVI et al., 2022, demonstra numericamente como a microplasticidade, ou seja, o comportamento de rendimento abaixo do limiar convencional de 0,2% de deformação plástica, pode levar à iniciação de trincas em defeitos subsuperficiais, em aplicações de contato de rolamento operando sob cargas realistas. Um modelo 3D de elementos finitos elasto-plástico é empregado para realizar uma análise de agitação do aço de rolamento em torno de um pequeno vazio esférico com duas aproximações diferentes do comportamento constitutivo do aço no regime de

Figura 24 – Efeito da sobreposição de tensões residuais compressivas sobre a máxima tensão von Mises em torno de uma inclusão elipsoidal macia de 0° em profundidades arbitrárias "y"

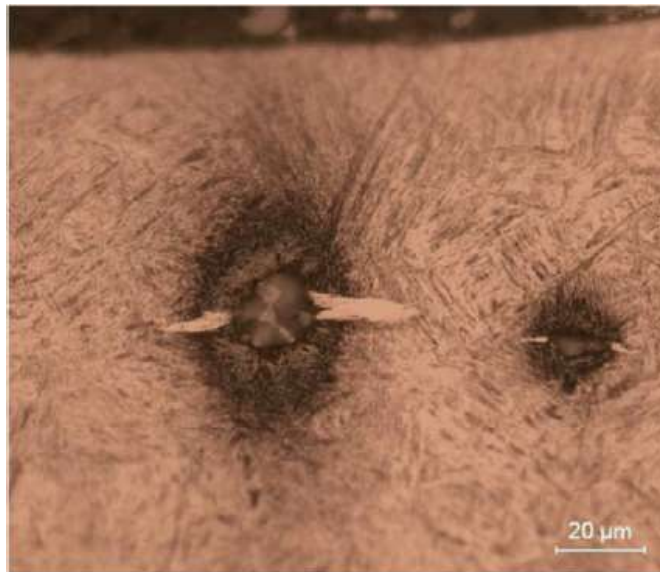


FONTE: adaptado de MAHDAVI; POULIOS; NIORDSON, 2020.

micro-deformação do plástico. Quando o endurecimento cinemático não-linear é usado para modelar um início rápido, mas suave, de plasticidade, os campos de deformações plásticas e tensões micro-residuais em torno do vazio evoluem muito distintamente para o caso em que uma transição brusca é assumida. A Fig. 25 apresenta a ocorrência de trinca no material testado. Para investigar melhor o papel das tensões micro-residuais de tração que ocorrem no caso anterior no início da trinca, uma trinca circular plana é inserida no equador do vazio e todo um ciclo de sobreposição é investigado por meio da mecânica de fratura elástica linear (LEFM - *Linear Elastic Fracture Mechanics*). Essa análise é repetida para diferentes tamanhos de trincas e os respectivos fatores de intensidade de tensão e suas amplitudes, relevantes para o crescimento da trinca, são relatados. O trabalho também relata detalhes de implementação para o acoplamento de um modelo elástico 3D para análise de agitação a um modelo subsequente de análise LEFM.

MANDAL et al., 2022 estudam as juntas isoladas de trilhos (IRJs - Insulated Rail Joints), componentes críticos de segurança de uma via férrea, que são utilizadas para localizar trens e trilhos partidos utilizando sistemas de sinalização elétrica. A rigidez de flexão do trilho numa IRJ é apenas 2/3 daquela de um trilho contínuo. Como resultado, ocorrem problemas de singularidade de tensão nos IRJs que, portanto, se degradam mais rapidamente em comparação com o trilho contínuo. Tanto a superfície

Figura 25 – Iniciação de trincas equatoriais em torno de inclusões não-metálicas, possivelmente descoladas.

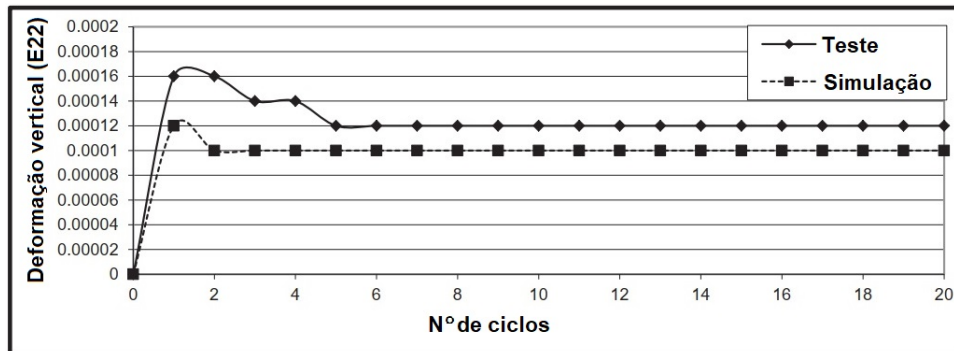


FONTE: adaptado de MAHDAVI et al., 2022.

da cabeça do trilho como a superfície do subsolo sofrem danos e aceleram o início de fissuras. Os trilhos endurecidos da cabeça são utilizados para ultrapassarem-se esses problemas. Um estudo exaustivo aborda o padrão de danos na subsuperfície da cabeça do trilho utilizando uma análise 3D de elementos finitos (FEA) empregando cargas verticais de rodas, considerando três materiais: fibra de vidro (fb), nylon 66 (ny) e politetrafluoroetileno (ptfe). Um novo parâmetro de danos, o componente de tensão residual vertical, é proposto para avaliar novos padrões de danos em cabeças de trilho, considerando a deformação plástica. Para classificar os parâmetros influentes de danos relacionados com a tensão, são também considerados dois outros parâmetros, nomeadamente os componentes de tensão residual von-Mises e os componentes de tensão longitudinal. Destes, o componente de tensão residual de von-Mises é mais proeminente no que diz respeito aos danos na superfície superior e subsuperfície, enquanto o componente de tensão longitudinal é responsável pelos danos no material da superfície superior. A partir desses padrões de danos, pode evoluir uma mudança progressiva na distribuição da dureza do material da cabeça do trilho.

Este trabalho, desenvolvido por REIS; DIAS; SANTOS, 2022, visa propor um novo e rápido método para estimar os históricos de tensão e tempo de deformação elásto-plástica multiaxial não-proporcional desenvolvidos em trilhos devido ao contato de rolamento e avaliar sua precisão para análise de fadiga. O método tem como entrada o histórico de tempo de tensão pseudo-elástica, que é obtido por meio de um método analítico e numérico acoplado. Portanto, um método originalmente proposto para a

Figura 26 – Deformações verticais de simulação e testes de laboratório a profundidade de 60 mm do topo e a 100 mm da base do final do trilho.



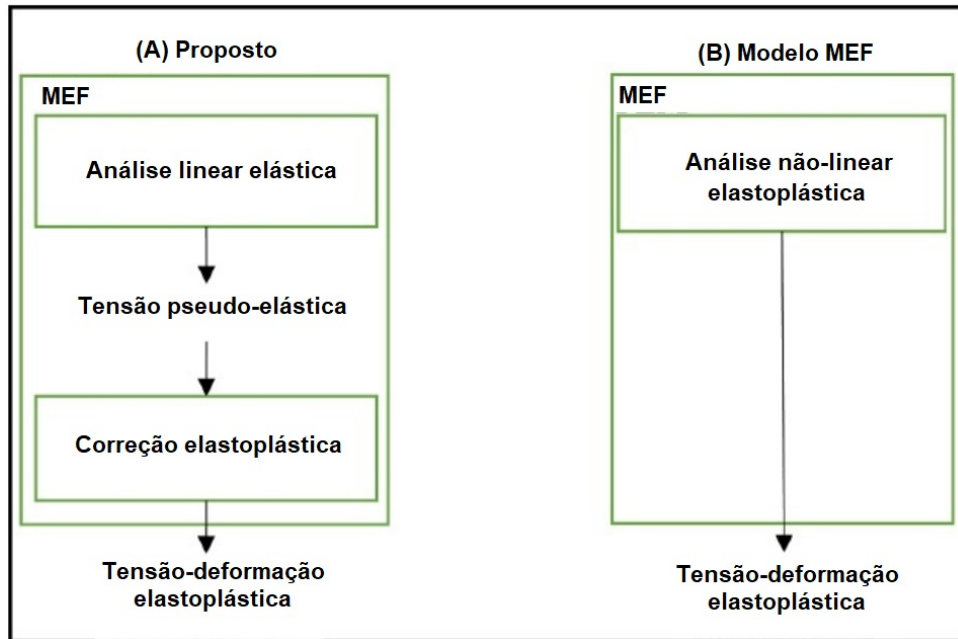
FONTE: adaptado de MANDAL et al., 2022.

análise de tensão elásto-plástico de entalhe foi estendido para o problema de contato do rolamento (RCF - Rolling Contact Problem). O problema foi resolvido incrementalmente e foi estabelecido considerando um conjunto de equações composto por equações de correção de entalhes constitutivas e multiaxiais. Além disso, um modelo cinemático de plasticidade cíclica foi incluído. Um modelo equivalente, baseado no Método dos Elementos Finitos, foi utilizado para fins de comparação. A comparação foi feita em termos de parâmetros de danos por fadiga multiaxial em planos críticos, de acordo com modelos de análise de fadiga desenvolvidos por Mataka, Brown & Miller. A vantagem mais relevante do método em relação à análise FEM não linear é a possibilidade de obterem-se prontamente longos históricos de tensão e deformação elásto-plástica e de realizar estudos de parâmetros de material e casos de carga. O método proposto concordou com o FEM equivalente e provou ser uma ferramenta poderosa para a análise rápida de falha do trilho de roda, especialmente em problemas de RCF.

2.2.3.8 Tensão de contato como um parâmetro-guia em projetos

MEHTA et al., 2018 dizem que a tensão de contato nas engrenagens de acoplamento é o parâmetro-chave no projeto das engrenagens. A deformação da engrenagem é também outro parâmetro-chave que deve ser considerado. As engrenagens geralmente falham quando a tensão de trabalho excede a tensão máxima. O estudo neste documento mostrou que o complexo problema de projeto de engrenagens de dentes retos requer apurada habilidade computacional para modelagem e também para análise. O projeto visou minimizar tanto o estresse de contato quanto a deformação para chegar à melhor combinação possível de engrenagens motoras e acionadas. Neste processo, a comparação da Tensão de Von Mises, Deformação e Deformação Total foi feita de uma cerâmica (Nitreto de Silício) com uma engrenagem de aço convencional como substituto na indústria de fabricação de engrenagens e a programação do software foi realizada em SOLIDWORKS e ANSYS Workbench para obter o melhor resultado

Figura 27 – Esquema geral dos modelos. (a) modelo proposto, (b) modelo baseado em FEM



FONTE: adaptado de REIS; DIAS; SANTOS, 2022.

possível.

Figura 28 – Tabela comparativa entre aço estrutural e nitreto cerâmico de silício

TEORIA DE FALHA	AÇO ESTRUTURAL			NITRETO DE SILÍCIO			DIFERENÇA %
	100 Nm	150Nm	200Nm	100Nm	150Nm	200Nm	
Tensão de Von-Mises	1.4225e+008 Pa	2.1338e+008 Pa	2.8451e+008 Pa	1.4228e+008 Pa	2.1342e+008 Pa	2.8456e+008 Pa	0.01874
Deformação de Von-Mises	7.1239e-004 m/m	1.0686e-003 m/m	1.4248e-003 m/m	4.4971e-004 m/m	6.7457e-004 m/m	8.9943e-004 m/m	-36.8728
Energia de deformação	7.5329e-004 J	1.6949e-003 J	3.0132e-003 J	4.512e-004 J	1.0152e-003 J	1.8048e-003 J	-40.10
Deformação total	1.2819e-005m	1.9229e-005 m	2.5639e-005m	7.9102e-006m	1.1865e-005 m	1.582e-005m	-36.950
Tensão friccional	3.8285e+007 Pa	5.7426e+007 Pa	7.6566e+007 Pa	3.6048e+007 Pa	5.4071e+007 Pa	7.2093e+007 Pa	-5.843
Massa (kg)	0.68562	0.68562	0.68562	0.28909	0.28909	0.28909	-57.835

FONTE: adaptado de MEHTA et al., 2018

A partir dos resultados das simulações, constatou-se que o nitreto de silício produziu melhores resultados, ou seja, para tensão comparativa e redução de tensão e energia de deformação em relação ao aço convencional. As engrenagens fabricadas com nitreto de silício também apresentaram menos deformações, contribuindo para

uma maior vida útil.

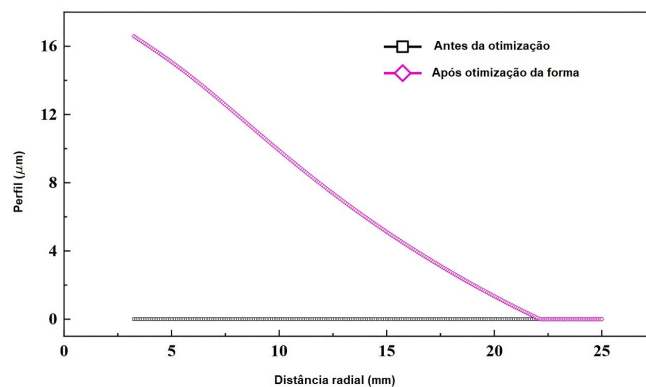
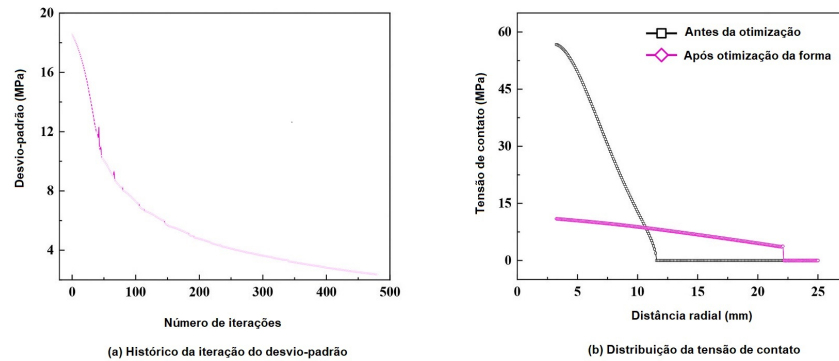
ZHOU et al., 2021 apresentam uma investigação sobre a rigidez do material para aumentar a uniformidade da tensão de contato. Uma abordagem de projeto de otimização evolutiva bidirecional para a resistência da interface do material foi desenvolvida, na qual o desvio padrão da tensão de contato é definido como a função objetivo e o módulo de Young foi tratado como a variável de projeto. Por um estudo de caso de projeto de uma única junta aparafusada verificou-se que para o material bidirecional proposto a abordagem de otimização da rigidez pôde efetivamente melhorar a uniformidade da tensão de contato. Foi proposto um tratamento de média regional como pós-processamento do a abordagem de otimização da rigidez pode efetivamente melhorar a uniformidade do contato tensão. Um tratamento de média regional foi proposto como pós-processamento da distribuição otimizada dos módulos de Young para tornar a estrutura otimizada mais manufaturável. O capacidade de homogeneizar a distribuição de tensão de contato com vários tamanhos geométricos foram abordados. Um estudo comparativo com a otimização da forma da interface indicou que com quase a mesma melhoria do desvio padrão da tensão de contato, a rigidez do material ao redor da região de contato foi mais eficaz na ampliação da área de contato efetiva e foi muito mais eficiente computacionalmente do que a otimização da interface de forma. O histórico do desvio padrão, distribuição de tensão de contato e perfil da superfície gráfica de contato podem ser vistos na Fig. 29

Um caso comum de projeto de junta aparafusada única foi investigado e o desvio padrão da tensão de contato foi reduzido em quase uma ordem de magnitude com apenas 19 etapas de iteração de otimização necessárias, o que revelou a eficácia da abordagem proposta de otimização bidirecional da rigidez do material. Para a distribuição contínua otimizada do módulo de Young com baixa resolução, um tratamento simples de média regional foi proposto como pós-processamento. Apenas dois módulos discretos de Young foram usados para tornar a estrutura otimizada mais manufaturável. Além disso, constatou-se que a abordagem proposta foi capaz de otimizar a distribuição de tensão de contato com vários tamanhos geométricos.

2.2.4 Efeito da tensão de contato em partes móveis

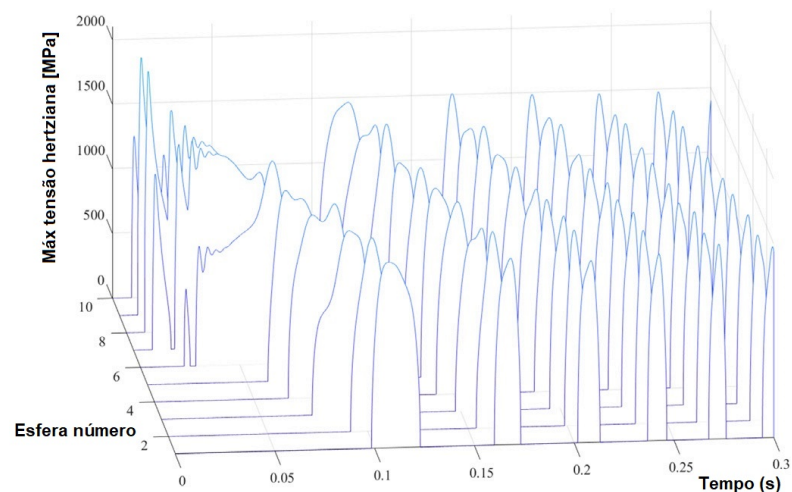
Em NEISI et al., 2018 são estudadas as tensões de contato de um rolamento de esferas do tipo "touchdown" com esferas fora de dimensão. O modelo de rolamento de contato inclui descrições de rigidez, amortecimento e fricção entre os componentes do rolamento. O modelo fornece as deformações de contato entre as esferas e as pistas do rolamento, forças de contato e tensões de contato hertzianas em cada esfera. O modelo de mancal é usado em simulação junto com um modelo de rotor flexível. As tensões hertzianas máximas em esferas específicas são mostradas na Fig. 30

Figura 29 – Resultados da otimização da forma da interface



FONTE: adaptado de ZHOU et al., 2021

Figura 30 – Tensão hertziana máxima em cada esfera



Os resultados mostraram que as esferas, ou esfera, fora de tamanho alteraram a rigidez de contato entre as esferas e a pista de rolamento e a deformação localizada da pista. A força de contato e as tensões conseqüentemente mudaram. Os valores de tensão dependem não apenas da dimensão da esfera ou esferas fora do tamanho, mas também de sua localização.

Os resultados mostraram que as forças de contato normais não estão distribuídas uniformemente entre todas as esferas do rolamento de contato. No primeiro contato, as esferas que estavam inicialmente localizadas na zona carregada do rolamento sofreram maiores tensões. Além disso, a dimensão da esfera fora do tamanho afetou a maior tensão de contato no mancal. Aumentar o desvio do tamanho da esfera fora do tamanho de um para cinco micrometros causou um aumento na rigidez de contato entre as esferas e a pista do rolamento.

2.2.4.1 *Análise de sistemas dinâmicos*

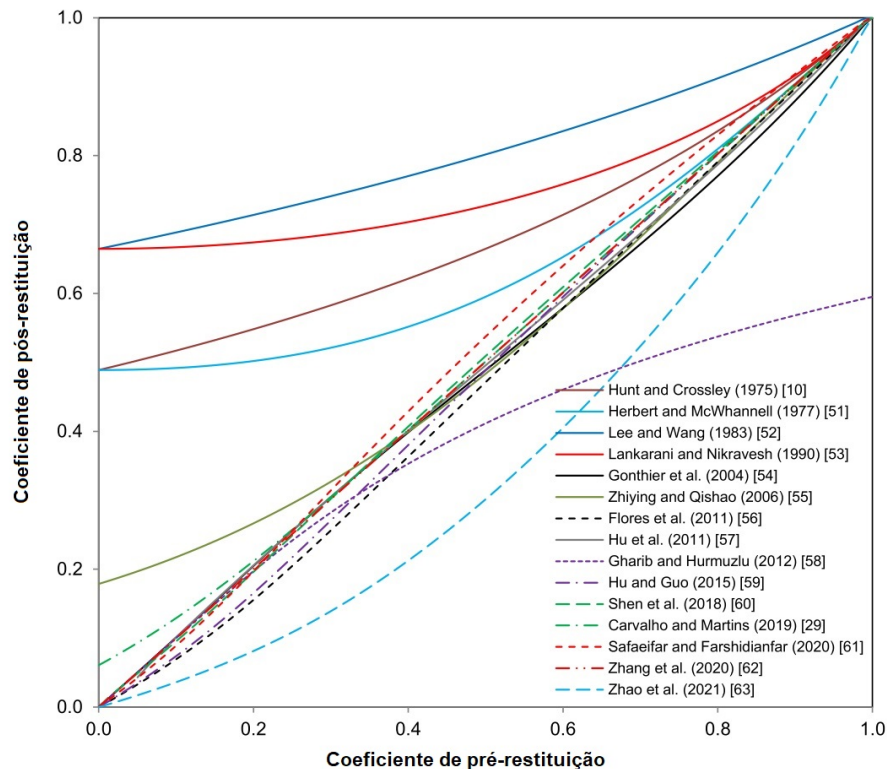
A seleção do modelo de força de contato desempenha um papel crucial na modelagem e análise de sistemas dinâmicos. O trabalho seminal de Hunt e Crossley, publicado em 1975, é um dos mais destacados modelos de força de contato que encontra aplicação em diferentes áreas da ciência e engenharia. A abordagem da força de contato proposta por Hunt e Crossley motivou e inspirou um grande número de pesquisadores que, eventualmente, levaram à publicação de numerosas soluções para avaliar as forças de contato. SILVA et al., 2022 apresentaram uma extensa coleção de modelos de força de contato disponíveis na literatura que têm sido desenvolvidos com base no trabalho de Hunt e Crossley. O comportamento e desempenho de cada modelo de força de contato foi avaliado com um exemplo simples de aplicação. A figura 31 mostra a relação entre os coeficientes pós e pré-restituição para os diferentes modelos de força de contato.

Ao analisar os diagramas construídos para todos os modelos, pôde-se concluir que a escolha do modelo de força de contato e parâmetros associados deve ser cuidadosamente considerada ao modelar cenários de contato-impacto, pois a forma dos diagramas foi fortemente afetada pelo valor escolhido para o coeficiente de restituição e os diagramas diferiram notavelmente entre modelos. Ao comparar todos os quinze modelos de força de contato, pôde-se concluir que existe uma tendência para que os modelos mais recentes sejam adequados para toda a gama do coeficiente de restituição.

2.2.4.2 *Comportamento e performance de materiais*

Estudando a instabilidade da força de corte e da produção de ferramentas de corte de alta frequência devido à vibração causada por cavacos segmentados, WANG et al., 2021 apresentaram um novo método de teste de impacto considerando o estresse de contato. A morfologia do cavaco segmentado e a tensão de contato entre o cavaco e a face do flanco da ferramenta de corte revestida foram estudadas através de experimentos de corte. Verificou-se que a tensão de contato média da ferramenta revestida era de 4,9 GPa e a frequência alternada chegava a 22 kHz. Um novo método

Figura 31 – Relação entre os coeficientes pós e pré restituição para diferentes modelos de força de contato

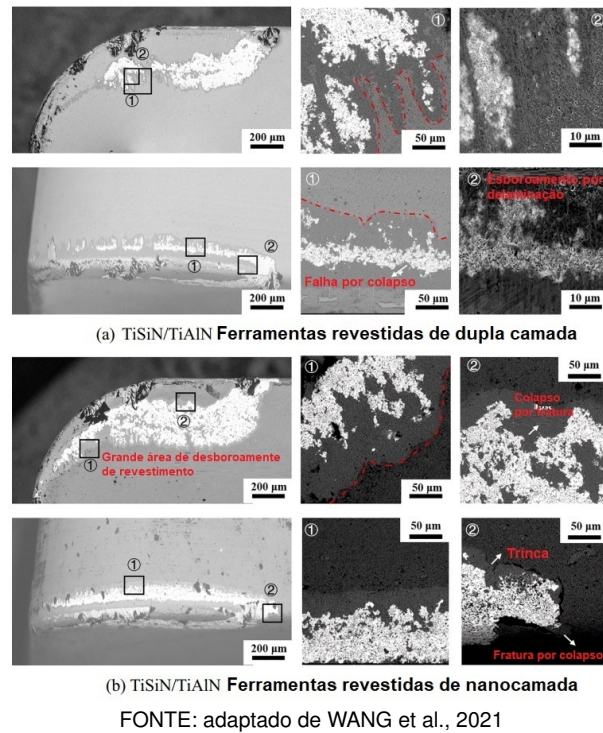


FONTE: adaptado de SILVA et al., 2022

de teste de impacto de alta frequência foi usado para simular a condição de carga das ferramentas revestidas nos experimentos de corte. A figura 32 mostra a morfologia de desgaste de dois tipos de ferramentas revestidas após o torneamento Ti-6Al-4V ($f = 0,2$ mm/rot). Os resultados mostraram que o desempenho de corte da ferramenta revestida estava relacionado com a resistência à fadiga de impacto. No caso de uma alta taxa de avanço (acima de $0,1$ mm/rev) ou alta profundidade de pré-carga ($7,51 \mu\text{m}$ e $9 \mu\text{m}$), o revestimento de camadas de TiSiN/TiAlN mostrou um melhor desempenho, em comparação com o revestimento de camadas de nanol TiSiN/TiAlN. Entretanto, no caso de baixa taxa de alimentação (menos de $0,1$ mm/rot) ou baixa profundidade de pré-carga ($18 \mu\text{m}$), a camada de TiSiN/TiAlN nanolayer mostrou melhor desempenho. As condições de corte e a estrutura do revestimento poderiam corresponder para obter-se um desempenho de corte otimizado das ferramentas de corte revestidas.

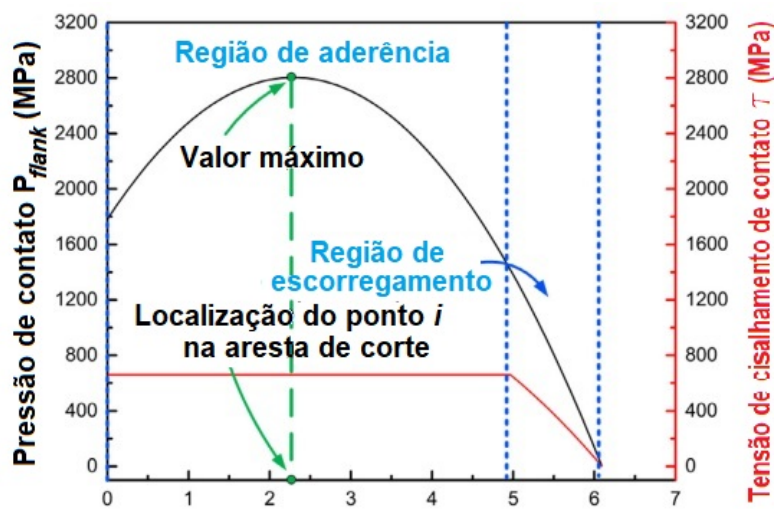
Em WANG et al., 2019 foi colocado que as demandas por micro-produtos 3D estão aumentando. Entretanto, poucos materiais de ferramentas têm sido usados para micro fresagem de materiais difíceis de cortar. Um novo tipo de micro fresa de cermet à base de Ti(C7 N3) foi projetado. Para verificar que o cermet poderia satisfazer a resistência à compressão das micro fresas, foi estabelecido um modelo de distribuição de tensão de contato na aresta de corte redonda da micro fresa de cermet. Foram

Figura 32 – A morfologia de desgaste de dois tipos de ferramentas após o torneamento de Ti-6Al-4V ($f=0,2$ mm/rev)



realizados testes de fadiga dinâmica do cermet à base de Ti(C7 N3) e experimentos de microfresagem utilizando o cermet e o micromoinho revestido de carboneto de tungstênio (WC). O modelo indicou que a pressão normal máxima na aresta de corte

Figura 33 – Distribuições da pressão de contato e da tensão de contato de cisalhamento no plano de flanco



FONTE: adaptado de WANG et al., 2019

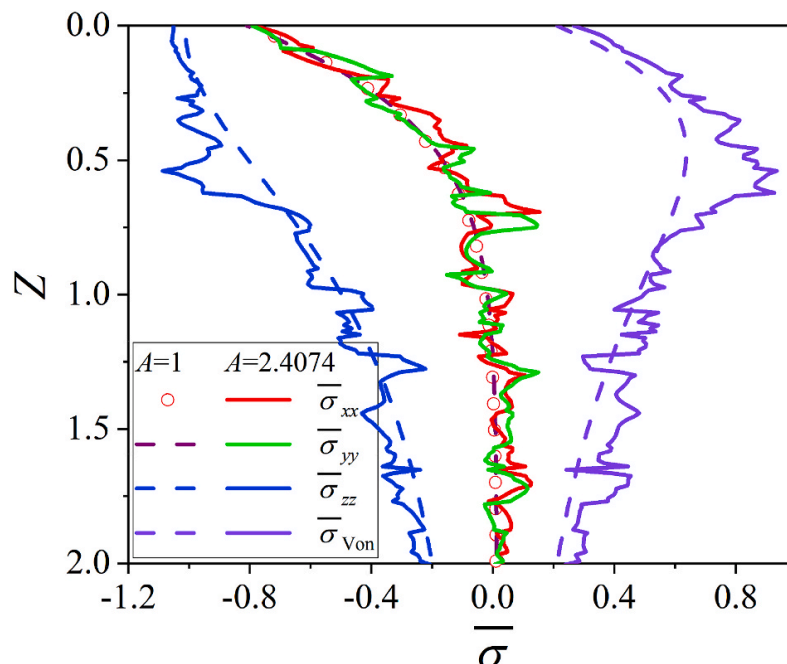
da microfresa à base de Ti(C7 N3) - foi menor que a resistência à compressão do cermet à base de Ti(C7 N3). Além disso, o cermet tinha resistência superior à fadiga, a 500 °C, do que à temperatura ambiente. Ainda, a micro fresa de cermet à base de Ti(C7

N3) superou o desempenho da micro fresa revestida à base de WC, considerando o desgaste da ferramenta, a força de micro fresagem e a qualidade da superfície usinada. A partir daí, o cermet à base de Ti(C7 N3) pôde ser usado como material da ferramenta da micro fresa.

Os resultados de estudos sobre os efeitos da topologia de superfície 3D anisotrópica heterogênea sobre a espessura do filme, pressão e tensões subsuperficiais em um ponto de contato elasto-idrodinamicamente lubrificado (EHL) foram apresentados por ZHANG et al., 2020. Para os estudos partiu-se da premissa de que o aço em uma escala suficientemente pequena é fortemente heterogêneo e anisotrópico. Para permitir a avaliação da criticidade de aspectos particulares da microestrutura, neste artigo um modelo EHL foi resolvido pelo algoritmo *multigrid* desenvolvido para um domínio elástico 3D completo contendo material anisotrópico heterogêneo variável. As flutuações de pressão e as concentrações locais de tensão ocorreram principalmente perto dos limites dos grãos que têm grandes diferenças de orientação.

Como conseqüência, a microestrutura cristalográfica pode ter um efeito significativo na vida de fadiga de contato de rolamento, a menos que os grãos sejam muito pequenos em relação ao contato hertziano. A fig. 34 apresenta uma comparação das tensões entre materiais isotrópicos e anisotrópicos ao longo da linha central. Entretanto, ao contrário, a influência da microestrutura cristalográfica na distribuição da espessura do filme sob as condições consideradas de estado estacionário foi muito pequena.

Figura 34 – comparação entre tensões entre materiais isotrópicos e anisotrópicos ao longo da linha central



FONTE: adaptado de ZHANG et al., 2020

Um estudo acerca da evolução do dano em microestrutura em trilhos de aços eutetóides e hipereutetóides sob contato de rolamento-escorregamento foi desenvolvido por ZHOU et al., 2022. Foi estudado o desempenho de desgaste e fadiga de contato de rolamento (RCF - *Rolling Contact Fatigue*) dos trilhos de aços eutetóides e hipereutetóides. Após os testes, as evoluções da microestrutura dos materiais de subsuperfície desses dois aços ferroviários, foram investigadas comparativamente. Os resultados indicaram que, comparado com o trilho eutetóide, o trilho hipereutetóide teve menor perda de desgaste, mas maiores comprimentos de fissuras RCF. Após os testes de rolamento-deslizamento, os grãos equiaxiais e não deformados originais dos trilhos na matriz foram transformados em nano-grãos ricos em HAGB - *High Angle Grain Boundaries*. A evolução da microestrutura dos aços ferroviários sob contato rolamento-deslizamento poderia ser explicada por dois mecanismos. Primeiro, a deformação inicial e a quebra da estrutura lamelar dos grãos de perlita ocorreu através do movimento de deslocamentos. Em segundo lugar, a formação dos grãos da nanoestrutura aconteceu através da contínua recristalização dinâmica (cDRX - *continuous dynamic recrystallization*). Em comparação com o trilho eutetóide, o trilho hipereutetóide tinha um espaçamento interlamelar mais fino e conteúdos mais altos de limites de LAGB - *low angle grain boundaries*, na matriz. Depois de o teste de deslizamento, o trilho hipereutetóide teve transições mais severas entre LAGBs e HAGBs e um processo mais severo de cDRX do que o trilho eutetóide, que pode ser a razão para os maiores comprimentos de fenda RCF exibidos.

2.2.5 Manutenção baseada em condições probabilísticas - PCBM

O trabalho aqui apresentado, como exposto anteriormente, buscou, entre outros objetivos, avaliar alteração na formulação proposta pela PCBM para a indicação da condição de falha de um ativo segundo a condição em que se encontra, quando submetido a solicitações de cargas alternadas.

Para entendimento da aplicação da PCBM como uma metodologia de previsão da condição de um ativo, neste tópico os conceitos serão referenciados. Nessa formulação introduz-se o uso de dados de processo para análise da condição do componente. Assim, o estado de um sistema, equipamento etc. apresenta-se segundo a real solicitação sobre ele. Conseqüentemente, a parcela probabilística faz-se presente em análises para manutenção baseada em condição, CBM. TEIXEIRA, 2016.

Inicialmente, a Eq. 2.41 que representa a função de falha para avaliação da condição, é apresentada.

$$G(U) = \frac{2f^2\sigma_R}{C} N^{-\frac{1}{3} \log \frac{2f}{C}} - \left(\frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})\sigma_R}{2\sigma_R - \sigma_{max} - \sigma_{min}} \right) \quad (2.41)$$

Na qual tem-se:

- f = parcela de σ_R para 10^3 ciclos
- σ_R = limite de resistência à tração
- C = fator de correção para S'_e (limite de resistência à fadiga)
- N = número de ciclos do carregamento

A seguir, resumidamente, serão apresentados os princípios que balizaram o desenvolvimento da PCBM na geração da função de falha do componente.

Para a análise da condição buscou-se a definição de uma função de falha que represente, numericamente, o estado do sistema. A função de falha $G(U)$ relaciona *suprimento* e *demanda*, na qual tem-se como suprimento, R , a resistência que uma estrutura pode apresentar durante sua vida útil e, demanda, S , a solicitação que sobre ela ocorre. Assim, tem-se:

$$G(U) = R - S$$

Nesta pesquisa o componente será analisado sob carregamento alternado, de flexão, ou seja, em uma condição de fadiga. Assim, a partir das definições de suprimento e demanda apresentadas acima, e segundo desenvolvido na PCBM, será considerada a resistência, R , como o *limite de resistência à fadiga para a vida N* , S_n e demanda, S , como *solicitação completamente reversa*, S_{CR} , tornando-se, assim,

$$G(U) = S_n - S_{CR} \quad (2.42)$$

Para o cálculo de S_n tem-se

$$S_n = aN^b$$

na qual $a = \frac{(f\sigma_R)^2}{S_e}$, $b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f\sigma_R}{S_e}\right)$.

Dentre os parâmetros acima verifica-se o uso da S_e , *tensão limite de resistência à fadiga*. S_e é calculada a partir de S'_e , *tensão limite de resistência à fadiga, teórica*. Seu valor é obtido em ensaios sob condições controladas, o que não se reproduzir em situações reais de operação. Desta forma, o valor de S'_e deve ser corrigido por fatores que quantificam os efeitos de certos parâmetros sobre o seu valor real BUDYNAS; NISBETT, 2015. Pela aplicação desses fatores, obtém-se 2.16.

Fazendo $C = C_a C_b C_c C_d C_e C_f$, a equação 2.16 torna-se

$$S_e = C S'_e \quad (2.43)$$

Ainda, S'_e equivale a $0,5S_R$ para aços com valores até 1400 MPa, sendo S_R o limite de resistência à tração. BUDYNAS; NISBETT, 2015.

Como introduzido anteriormente, uma vez que o sistema estará submetido a solicitações de fadiga, a parcela referente ao suprimento será tratada segundo S_n , sendo n o número de ciclos em análise. Para tanto, deve-se associar o cálculo da tensão equivalente completamente reversa, S_{cr} , ao cálculo de S_n .

$$S_{CR} = \frac{\sigma_a \sigma_R}{\sigma_R - \sigma_m}$$

Na qual temos σ_a , tensão alternada e σ_m , tensão média. Para as quais,

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.44)$$

e

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.45)$$

Assim,

$$S_{CR} = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})\sigma_R}{2\sigma_R - \sigma_{max} - \sigma_{min}} \quad (2.46)$$

3 METODOLOGIA

Neste capítulo será descrita a metodologia adotada para o desenvolvimento da pesquisa. Recordando, buscou-se responder a perguntas tais como "qual o estado de um componente após estar submetido a cargas alternativas, durante um período de tempo específico?", "qual a curva representativa da evolução do estado do componente ao longo do tempo?"

O capítulo divide-se em:

- **3.1** Fluxograma de desenvolvimento da pesquisa
- **3.2** Procedimentos para desenvolvimento da pesquisa
- **3.3** Análise das tensões no componente: ensaio de tração, segundo a Norma ASTM E8/E8M-21
- **3.4** Estruturação do experimento

Em uma visão geral, inicial, o experimento foi realizado por meio de aplicação de carga cíclica de flexão, sobre eixos de material ABNT 1045. O diâmetro do material utilizado foi de 8 mm . Os carregamentos ocorreram na faixa de tensão normal no regime plástico.

Na seção **2.1** encontram-se as condições e indutores de formação de trincas para a consequente falha por fadiga. Neste trabalho o componente encontrava-se livre de descontinuidades ou presença de trincas visíveis, ao início do experimento. Assim, a falha, uma vez que ocorrida, surgiu por indução das tensões causadas sobre o material ao longo do período de tempo de execução dos testes.

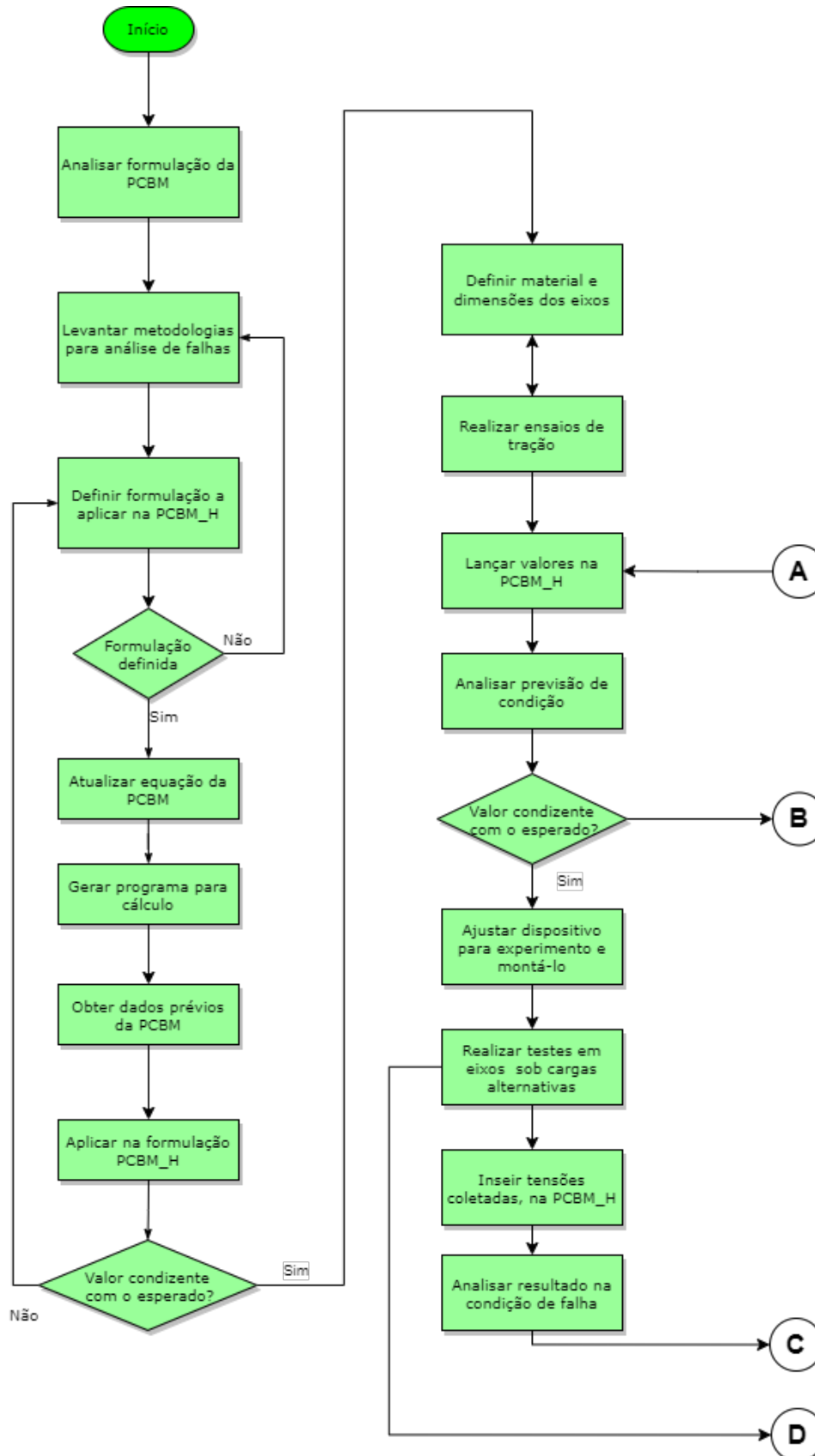
3.1 Fluxograma de desenvolvimento da pesquisa

Neste tópico será apresentada a representação gráfica do fluxograma de atividades a realizar durante a pesquisa. Para tanto, a FIG. **35** apresenta o fluxograma.

3.2 Procedimentos para desenvolvimento da pesquisa

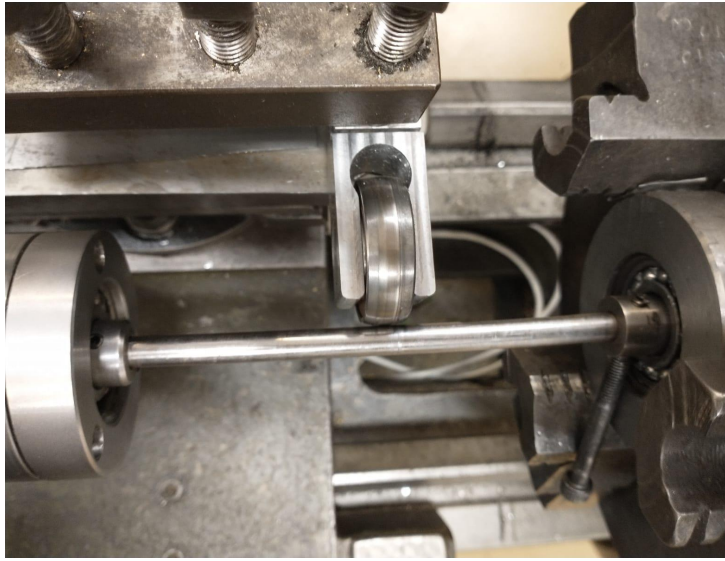
Nesta seção serão apresentados, textual e graficamente, os procedimentos a serem adotados para o desenvolvimento da pesquisa.

Figura 35 – Fluxograma de desenvolvimento do projeto: parte A



FONTE: gerado pelo autor

Figura 37 – Visão da montagem do dispositivo



FONTE: gerada pelo autor

composto por rolamento fixado a um braço de aço carbono acoplado a uma base de alumínio. O rolamento do tensor é do tipo Y, utilizado em mancais auto-compensadores, devido à sua superfície externa abaulada (v. Fig. 38 e FIG. 39). Ao sistema tensor

Figura 38 – Detalhe do anel externo do rolamento do tensor



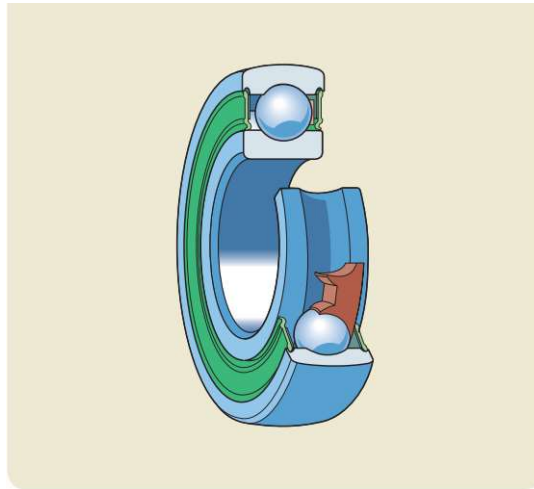
FONTE: gerada pelo autor

foram fixados 2 extensômetros paralelamente à direção de aplicação das cargas no eixo. A FIG. 40 mostra o extensômetro previamente à sua instalação. A Tab. 4 apresenta as características do mesmo.

O experimento foi considerado encerrado em duas circunstâncias: ao ser solicitado por certo período de tempo ou ao ocorrer rompimento do eixo.

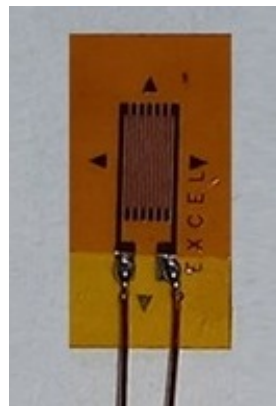
As deflexões necessárias nos eixos foram provocadas por cargas aplicadas em

Figura 39 – Visão interna de um rolamento Y



FONTE: catálogo SKF,

Figura 40 – Detalhe do extensômetro



FONTE: gerada pelo autor

Tabela 4 – Dados do extensômetro

TIPO	MODELO	FATOR DE SENSIBILIDADE
Uniaxial	Excel Sensor PA-06-125BA-120-LEN	2,14

FONTE: gerada pelo autor

seus pontos de máxima deflexão, quais sejam, nos pontos médios de seus comprimentos. Essas deflexões, juntamente com o giro dos eixos, gerou o efeito de carregamento alternativo necessário. As deflexões foram determinadas a partir de cálculos relativos aos resultados de ensaios de tração efetuados no material utilizado na fabricação dos eixos, os quais indicaram os valores das tensões presentes nos eixos. Por meio dos ensaios foi possível trabalhar-se com valores efetivos, reais, do material. As deflexões, funções dos valores das tensões obtidas nos ensaios e corrigidas, trabalharam na faixa de *plasticidade*.

Na execução dos experimentos, os eixos foram fletidos em deflexões de valor de 1,5 e 2,5 mm. A primeira, para verificar a evolução da condição do material, ao longo do tempo. A segunda, aquela estabelecida como padrão do procedimento de teste. A partir dessa flexão, a tensão gerada foi calculada, a fim de determinar-se qual a condição em que o eixo encontra-se, com relação à tensão limite de tração.

Admitindo-se, então, que os eixos apresentaram comportamentos segundo o determinado nos cálculos aplicados, e segundo os parâmetros esperados para o material, sob os carregamentos, deveria ocorrer acúmulo de dano sobre os corpos, levando-os a romperem-se após um determinado ciclo de carregamento, por fadiga. Devido ao fato de serem submetidos a cargas diferentes, leia-se deflexões diferentes, esperava-se que viessem a romper em intervalos de tempos diferentes, inversamente proporcionais à solicitação inicial.

A fim de verificar-se qual o resultado do carregamento sobre o material, os materiais foram ensaiados à tração. O objetivo dos ensaios foi o de verificar-se a evolução da perda de resistência do material, nos casos de carregamento sem falha, e sua relação com a teoria desenvolvida. Bem como, nos casos de rompimento do material do eixo, verificar-se a tensão resultante dos esforços sobre o material.

3.2.2 Listagem de tarefas para desenvolvimento da pesquisa

Nesta seção serão elencadas, em uma visão geral, as atividades a serem realizadas durante a pesquisa. Salientam-se, aqui, as tarefas principais a serem executadas para a realização dos experimentos.

- Analisar formulação estabelecida para a PCBM.
- Identificar metodologias para análise de falhas e determinação de vida restante em componentes mecânicos, sob carregamentos.
- Selecionar formulação a aplicar para desenvolvimento da PCBM_H.
- Aplicar formulação definida à PCBM, para geração da PCBM_H.
- Avaliar proposta a partir de dados coletados em experimentos prévios da PCBM.
- Definir material e dimensões para fabricação dos eixos.
- Realizar ensaios de tração, para levantamento da curva $\sigma X\epsilon$ do material
- Corrigir os valores de tensão da curva, para obtenção da *curva real* do material
- Lançar valores obtidos na formulação PCBM_H, para referência de condição inicial
- Ajustar dispositivo para experimento e realizar sua montagem.

- Realizar testes sobre os eixos em carregamento alternado.
- Analisar dados coletados segundo a $PCBM_{\epsilon}$.
- Comparar valores: calculados X reais.
- Realizar análise comparativa do estado do ativo, segundo a $PCBM_H$.
- Realizar análise comparativa do estado do ativo, segundo a $PCBM$.
- Analisar o resultado segundo a $PCBM_H$.

3.3 Análise das tensões no componente: ensaio de tração, segundo a Norma ASTM E8/E8M-21

Nesta seção serão apresentados os resultados relativos aos ensaios de tração realizados sobre o material selecionado para o experimento, previamente ao carregamento, a fim de serem levantadas as características mecânicas do material.

Os seguintes parâmetros foram aplicados no ensaio, considerando-se 8 mm e comprimento da parte útil igual a 5 vezes o diâmetro da seção reduzida. ASTM, 2010.

- Comprimento da parte útil = 30 mm
- Diâmetro do corpo de prova = 8 mm
- Diâmetro da seção reduzida = 6 mm
- Raio de concordância = 6 mm
- Comprimento mínimo da seção reduzida = 36 mm

Na execução dos ensaios foi aplicada uma velocidade de $10\text{mm}/\text{min}$. Velocidades inferiores foram utilizadas, porém, o comportamento do equipamento não permitiu seu uso, por indicar rompimento do corpo de prova sem que tal houvesse ocorrido. Foram realizados cinco ensaios de tração. A tabela a seguir apresenta os valores encontrados para as tensões e deformações, sendo CP , corpo de prova.

A partir dos resultados apresentados na TAB 5 definiu-se o valor para S_R como 945MPa e para $\Delta L = 6,984\text{mm}$, sendo ϵ = deformação total, que equivale a $0,233$, os quais representam as médias entre os valores intermediários obtidos nos ensaios.

Tabela 5 – Dados obtidos nos ensaios de tração

CP	Tensão máxima [MPa]	Alongamento Uniforme [$\mu m/mm$]	Alongamento Total [$\mu m/mm$]
2	937,48	4,1924	7,0203
3	955,44	4,2809	7,2029
4	953,33	4,2986	7,2238
5	943,57	3,8743	6,7078
6	922,42	4,3056	7,1529

FONTE: gerada pelo autor

3.3.1 Definição do limite de resistência à tração real

Sobre os resultados encontrados nos ensaios foram aplicados os princípios de análise da incerteza da medição a fim de determinar-se a faixa de valores a ser aplicada na análise do comportamento do ativo sob demanda.

A fim de estabelecerem-se valores de tensão condizentes com as variações possíveis em fornecimentos do material, bem como de procedimentos de ensaios de tração, foi coletada uma amostra com 5 indicações e adotado um intervalo de confiança de 95%. Para esse intervalo e considerando-se o grau de liberdade $\nu = 4$, obteve-se $t = 2,776$ (v. Anexo A), o qual corrigiu os valores da incerteza-padrão e da deformação, indicando o valor da repetitividade a considerar na determinação do valor do *resultado da medição*.

Calculou-se a faixa de tensões a considerar como apresentado a seguir. ALBERTAZZI; SOUSA, 2018.

$$RM = \bar{I} + C \pm R_e \quad (3.1)$$

Na qual tem-se

- RM = Resultado da medição. É a faixa que corresponde ao resultado da medição
- \bar{I} = média das indicações obtidas e do sistema de medição
- C = correção do sistema de medição
- R_e = repetitividade do sistema de medição

Ainda,

$$R_e = \pm t.u \quad (3.2)$$

Sendo

- t = coeficiente t de Student
- u = incerteza-padrão

A TAB 6, a seguir, apresenta os valores obtidos para a determinação do resultado da medição. Os valores listados referem-se aos limites de resistência convencionais.

Tabela 6 – Tabela indicativa da faixa de medição das tensões

CP	Tensão máx. [MPa]	Corr, [mm]	lc [mm]	Ea [mm]	Ea ² [mm ²]	u [mm]	Re [mm]
2	937,48	2,957	940,437	-4,968	24,681		
3	955,44	2,957	958,397	12,992	168,792		
4	953,33	2,957	956,287	10,882	118,418	13,36292	37,095
5	943,57	2,957	946,527	1,122	1,259		
6	922,42	2,957	925,377	-20,028	401,121		
MÉDIA	942,448	2,957	945,405	0,000	13,363		

FONTE: Tabela gerada pelo autor

A partir dos valores apresentados para as tensões, e considerando-se a média entre os valores intermediários obtidos, especificou-se $\sigma_R = 945 \text{ MPa}$. E, segundo a repetitividade calculada, tem-se a faixa $945 \pm 37 \text{ MPa}$ para os valores de σ_R .

Tabela 7 – Tabela indicativa da faixa de medição das deformações - [$\mu\text{m}/\text{mm}$]

CP	Defor.	Corr.	lc	Ea	Ea ^{2*}	u	Re
2	0,2340	0,0019	0,2359	-0,0015	0,0000		
3	0,2401	0,0019	0,2420	0,0046	0,0000		
4	0,2408	0,0019	0,2427	0,0053	0,0000	0,0069	0,0190
5	0,2242	0,0019	0,2261	-0,0113	0,0001		
6	0,2384	0,0019	0,2403	0,0029	0,0000		
MÉDIA	0,2355	0,0019	0,2374	0,0000	0,0069		

Para as deformações obtidas, o valor para $\epsilon = 0,238$ foi utilizado, aplicando-se os mesmos critérios adotados na determinação do limite de resistência à tração. E, a partir da análise das leituras do ensaio de tração, a faixa de valores para a deformação é $0,24 \pm 0,02 \mu\text{m}/\text{mm}$.

O valor da tensão normal a aplicar é relativo à tensão real, ou seja, o ensaio de tração convencional foi corrigido para trabalhar-se com o valor real presente no corpo de prova. Para tanto, foi aplicada a equação SOUZA, 2012:

$$\sigma_m = \sigma_R(1 + \epsilon_u) \quad (3.3)$$

Na qual tem-se

- σ_m = limite de resistência à tração, real (S_m)
- σ_R = limite de resistência à tração, convencional (S_R)
- ϵ_u = alongamento uniforme convencional

Assim, considerando-se $S_R = (945 \pm 37)$ MPa (v. Tab. 6) e assumindo como valor para $\sigma_R = 945 - 37$ MPa, tem-se $\sigma_R = 908$ MPa. Para a deformação uniforme, conforme Tab. 7, $\epsilon = 0,24 \pm 0,02$. Para efeito de análise, $\epsilon = 0,24 - 0,02 = 0,22$.

σ_m , vale

$$\begin{aligned}\sigma_m &= 908(1 + 0,22) \\ \sigma_{m_{min}} &= 1107,8 \text{ MPa}\end{aligned}$$

3.4 Estruturação do experimento

Nesta seção o dispositivo utilizado nos experimentos será apresentado e descrito.

Considerando-se que a partir dos objetivos apresentados faz-se necessária a imposição de carregamentos ao mesmo tempo alternantes quanto geradores de flexão nos eixos em teste, o dispositivo construído atendeu a:

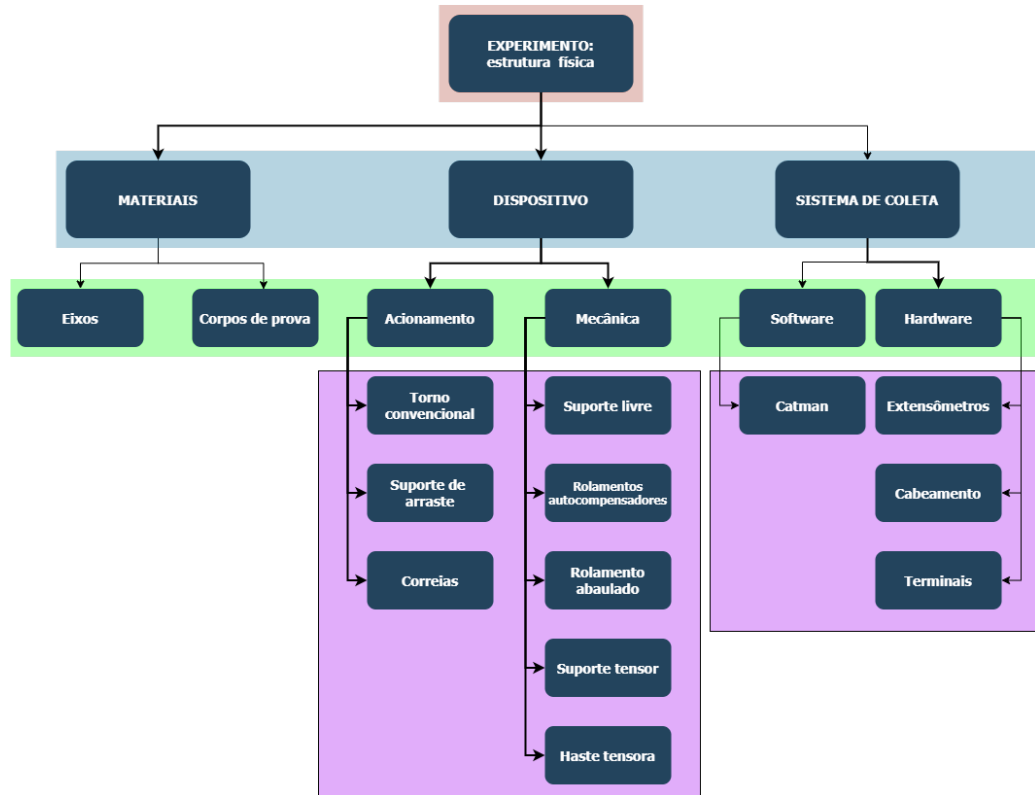
- permitir o acionamento do eixo em rotação pré-estabelecida;
- fletir o eixo de forma a provocar tensões de tração e compressão, segundo a posição angular do eixo ao longo do tempo;
- manter constante o ponto de carregamento sobre os eixos.

Na seção 3.2 o dispositivo utilizado foi descrito, a fim de auxiliar no entendimento dos procedimentos adotados para a condução da pesquisa. Na FIG. 41 é apresentado o organograma do dispositivo, ressaltando os diferentes níveis de sua composição.

A seguir, na Fig. 42, é apresentado o conjunto montado. Ao centro observa-se a montagem referente ao tensor do dispositivo. Este é composto pelo rolamento de mancal autocompensador, seu suporte e a base de fixação no torno. Ainda, compondo o tensor, estão aplicados os extensômetros e respectivos cabos de conexão.

A Fig. 43 apresenta o conjunto, em uma visão lateral, em operação. O eixo encontra-se sob carregamento, com a deflexão aplicada segundo o especificado para o

Figura 41 – Estrutura física do experimento (EAP)



FONTE: gerado pelo autor

Figura 42 – Eixo sob carregamento



FONTE: gerado pelo autor

projeto. O ponto de aplicação da carga sobre o eixo está salientado na Fig.43. O efeito sobre a superfície solicitada pode ser observado ao centro do eixo. Segundo a EAP do

Figura 43 – Detalhe da aplicação da carga



FONTE: gerado pelo autor

experimento, necessita-se do uso de um sistema de coleta de dados. Este é composto de hardware e software.

Concernente ao Hardware, são utilizados extensômetros e o cabeamento para conexão. Nesta pesquisa utilizou-se o Sistema de aquisição de dados universal, QuantumX MX 410B, fabricado pela empresa HBM. Os dados referenciados foram as deformações presentes ao longo do tempo, coletadas sobre o tensor. Para o tratamento dos dados, utilizou-se o software Catman, também fornecido pela empresa HBM.

4 A PROPOSTA PCBM_H

Como explicitado anteriormente, a pesquisa aqui apresentada propôs a análise de falha de um componente, com foco no acúmulo de dano, a partir da PCBM, considerando os efeitos da resistência à fadiga de superfície. Aquela baseia-se na variação da resistência à fadiga de um ativo ao longo do tempo, sob o efeito de cargas à flexão totalmente reversas. Desta forma, retomando a função de falha segundo a PCBM, tem-se

$$G(U) = \frac{2f^2\sigma_R}{C} N^{-\frac{1}{3}\log\frac{2f}{C}} - \left(\frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})\sigma_R}{2\sigma_R - \sigma_{max} - \sigma_{min}} \right) \quad (4.1)$$

A formulação acima salienta os aspectos de *suprimento*, referenciado ao número de ciclos de solicitação, e à *demanda*, referenciada às tensões.

Em sua formulação verifica-se que em qualquer instante pode-se associar a condição do componente em análise ao número de ciclos, N , já realizado. Para exemplo de seu efeito, considere-se para o suprimento na EQ. 2.41. TEIXEIRA, 2016.

- $C = 0,7625$
- $\sigma_R = 380 \text{ MPa}$
- $f = 0,93$
- $N_1 = 1000$
- $N_2 = 2000$
- $N_3 = 10000$

donde,

$$R_1 = \frac{2.0,93^2.380}{0,7625} 1000^{-\frac{1}{3}\log\left(\frac{2.0,93}{0,7625}\right)} = 110,61 \text{ MPa}$$

$$R_2 = \frac{2.0,93^2.380}{0,7625} 2000^{-\frac{1}{3}\log\left(\frac{2.0,93}{0,7625}\right)} = 90,018 \text{ MPa}$$

$$R_3 = \frac{2.0,93^2.380}{0,7625} 10000^{-\frac{1}{3}\log\left(\frac{2.0,93}{0,7625}\right)} = 55,791 \text{ MPa}$$

Como pode-se observar, à medida em que o número de ciclos aumenta, o componente apresenta queda em sua resistência à fadiga.

Tabela 8 – Tabela demonstrativa de evolução do dano segundo a PCBM

n [rpm]	1000	2000	10000
R [Mpa]	110,61	90,018	55,791

FONTE: gerada pelo autor

A fim de analisar-se a condição relativa à evolução do dano causado pela alternância das tensões resultantes em um determinado sistema, a PCBM originalmente desenvolvida será alterada para considerar-se a aplicação de uma carga constante, completamente reversa, por meio de um tensor composto de um rolamento de esferas com perfil externo em arco, na seção média do eixo. Para a análise, a sollicitação será considerada segundo os efeitos do carregamento sobre a superfície do eixo, gerando a *tensão de contato superficial*, tornando-se, assim, a $PCBM_H$. O índice H refere-se às tensões *hertzianas*, as quais vinculam-se às tensões de contato, conforme apresentado em BUDYNAS; NISBETT, 2015 e BORESÍ; SCHMIDT, 2003.

Finalmente, para estabelecer-se o valor da função de falha para o componente, a relação $G(U) = R - S$ será analisada segundo um índice de vida restante. Este considera as seguintes situações:

- Ativo com índice acima de 0: $G(U) > 0$: em condições operacionais favoráveis.
- Ativo com índice igual a 0: $G(U) = 0$: no limite entre condições favoráveis e possível falha.
- Ativo com índice abaixo de 0: $G(U) < 0$: em condição de possível falha.

Esta proposta de índice baseia-se no entendimento de que um componente em operação apresenta uma vida útil alvo, neste caso, representada pelo limite de resistência à fadiga de superfície, S_C . Essa mudança de referência de vida útil de S_n para S_C deve-se ao fato de que sollicitações de contato superficial levam a comportamentos distintos daqueles associados à fadiga. Nesta formulação parte-se do entendimento de que a vida útil projetada, referenciada por S_C , deverá ser reduzida ao longo da operação por determinada parcela de utilização do ativo. Essa fração ajustará a condição instantânea do componente, segundo o número de ciclos, n , realizado.

A parcela relativa à proporção entre o número de ciclos projetado para a vida útil, N , e o número de ciclos instantâneo, n , permite o alinhamento entre o previsto e o realizado, quanto à condição do componente.

Assim, $G(U)$ tomará a função relativa a S_C , como parcela de suprimento, na Eq.2.41, e associará com a fração de S_C , proporcional a n . Consequentemente, $G(U)$ será dependente da S_C , passando a ser escrita como $G(S_C)$. A fim de estabelecer o

valor resultante da perda de resistência ao longo da operação, a comparação entre S_C e sua parcela proporcional será referenciada à própria S_C .

$$G(U) = \frac{S_C - \left(\frac{n}{N}\right)S_C}{S_C} \quad (4.2)$$

Substituindo-se a definição de S_C na Eq. 4.2, tem-se

$$G(S_C) = \frac{\frac{3F}{2\pi \sqrt[3]{\left(\frac{3F}{8} \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}\right)^2}} - \left(\frac{n}{N}\right) \frac{3F}{2\pi \sqrt[3]{\left(\frac{3F}{8} \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}\right)^2}}}{\frac{3F}{2\pi \sqrt[3]{\left(\frac{3F}{8} \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}\right)^2}}} \quad (4.3)$$

Assim, a Eq. 4.3 representa a formulação para $PCBM_H$.

Analisando-se a formulação pode-se inferir:

- materiais com maior módulo de elasticidade levam a um aumento do índice, o que corrobora o efeito do carregamento superficial, pois apresentarão maior dano devido à sollicitação imposta.
- coeficientes de Poisson maiores trabalham a favor da duração do componente.
- maiores dimensões dos componentes em contato levam, também, a uma redução do índice.

A seguir a função $G(S_C)$ será relacionada a índice de análise de condição do componente, ou ativo.

Pode-se observar pela Eq. 4.3 que a condição do componente responderá à sollicitação:

- segundo as características do material;
- proporcionalmente ao carregamento imposto ao sistema; e,
- em função das dimensões do eixo.

Para a aplicação ideal da formulação $PCBM_H$ o valor de N para a falha deve ser determinado, segundo a sollicitação de contato superficial. Dessa forma, tanto a resistência/suprimento (R) quanto a demanda (S) refletirão a vida projetada e a condição instantânea, respectivamente.

4.1 Índices indicativos de condição do componente

A fim de permitir a especificação do estado do ativo, a seguir são apresentados os índices indicativos de sua condição instantânea.

$$G(S_C) > 0$$

Para valores acima de zero o índice informa que o componente encontra-se em condições de operação, segundo a vida útil projetada, sob fadiga superficial. Assim, quanto mais distante de zero, tanto melhor para a situação do elemento em análise.

$$G(S_C) = 0$$

Na condição de falha igual a zero considera-se que o ativo atingiu seu limite de suprimento. Logo, a continuar-se a solicitação o componente estará em condição de falha.

$$G(S_C) < 0$$

Para valores de $G(U)$ inferiores a 0, o ativo encontra-se em condição de falha. Ou seja, a qualquer instante o componente poderá falhar.

Como consequência direta dessa proposta de análise da vida restante de um componente, em projetos, pode-se partir de valores de vida útil mais realísticos, uma vez que o número de ciclos desejado pode ser estabelecido tanto para a fadiga rotacional quanto para a superficial. A TAB. 9 apresenta os índices considerados e as condições a eles associadas.

Tabela 9 – Tabela de índices atribuídos e suas descrições

ÍNDICE	CONDIÇÃO
$G(SC) > 0$	Operacional
$G(SC) \leq 0$	Limite
$G(SC) < 0$	Falha iminente

A seguir apresenta-se um exemplo prático, a partir dos resultados obtidos.

5 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os dados coletados durante o experimento.

5.1 Dados coletados

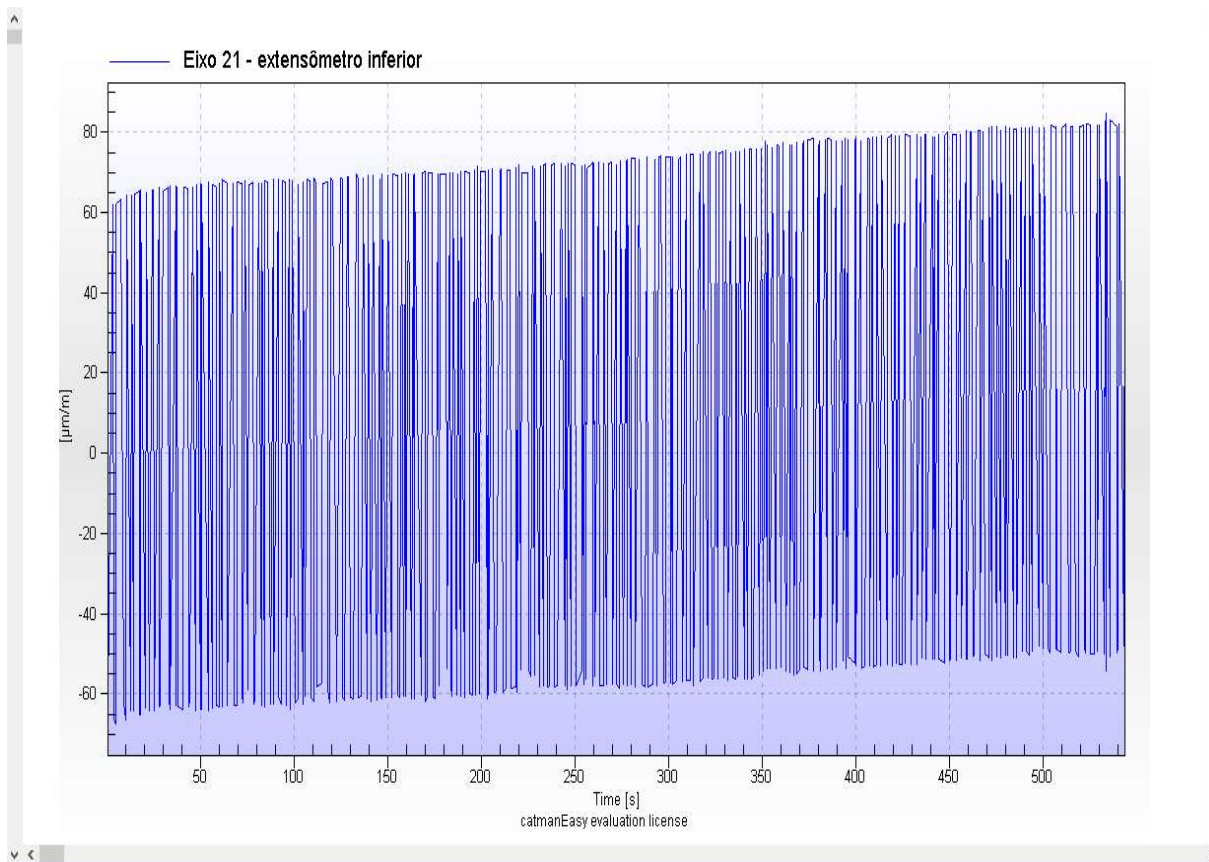
O experimento foi conduzido de forma a gerar rotações no eixo, o qual esteve sob efeito de deflexões impostas. Estas levaram ao surgimento de tensões, as quais tensionaram o componente, podendo atingir, e ultrapassar, o limite de resistência à tração, até a falha.

Na composição do dispositivo do experimento, no corpo do apoio do sistema tensor, foram instalados 2 extensômetros, paralelos entre si e ao eixo de ação da força tensora sobre o eixo. Essa configuração permitiu análise da deformação gerada sobre o apoio, devida à reação ao carregamento do eixo, por meio da leitura e comparação dos dados obtidos por ambos os extensômetros.

Os gráficos apresentados a seguir pelas Fig. 44 e 45 mostram a variação das deformações relativas à tração e compressão alternadas presentes no eixo 21, em análise. As deformações coletadas refletem a tensão gerada sobre o eixo devido à deflexão imposta sobre o eixo, a qual vale $y = 2,5mm$. Esse valor foi estabelecido em função da capacidade do equipamento de suportar a aplicação da carga necessária ao tensionamento, decorrente da deflexão imposta. Valores superiores a aquele não foram viabilizados, pois o sistema de deslocamento do carro transversal do torno retrocedia automaticamente em consequência da carga aplicada. A partir das figuras 44 e 45 observa-se faixa de variação das deformações geradas, bem como a simetria nos valores indicados pelos extensômetros acoplados ao tensor. As deformações variam em torno de $130 \mu m/mm$, em ambos os extensômetros. Essa simetria demonstra o posicionamento correto do tensor e extensômetros com relação ao eixo solicitado, uma vez que as tensões variaram entre um máximo e um mínimo, simétricos, representando a variação cíclica, completamente reversa, de flexão.

Para o levantamento do comportamento apresentado pelo eixo sob um carregamento inferior ao estabelecido para os experimentos, qual seja, gerado por $y = 2,5 mm$, os gráficos a seguir, FIG. 47 e FIG. 48, apresentam os dados coletados para uma solicitação gerada por $y = 1,5mm$. Tal procedimento foi utilizado a fim de comparar os resultados obtidos para ambas as cargas alternadas geradas em função das deflexões aplicadas. Em contraste às ocorrências observadas durante os experimentos, para uma deflexão inferior a $y = 2,5mm$ não houve falha do eixo, neste caso, considerando-se um período de tempo de aplicação da carga de 20 min, cerca do dobro do tempo

Figura 44 – Eixo 21: extensômetro inferior

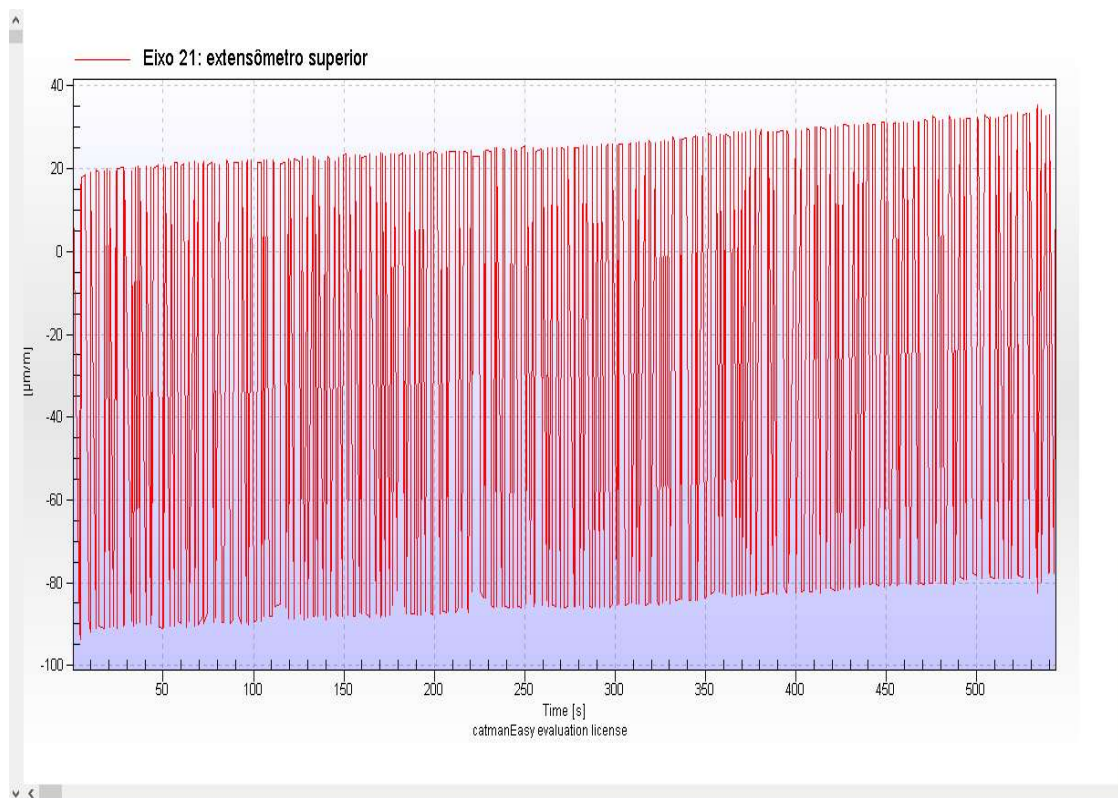


FONTE: gerado pelo autor

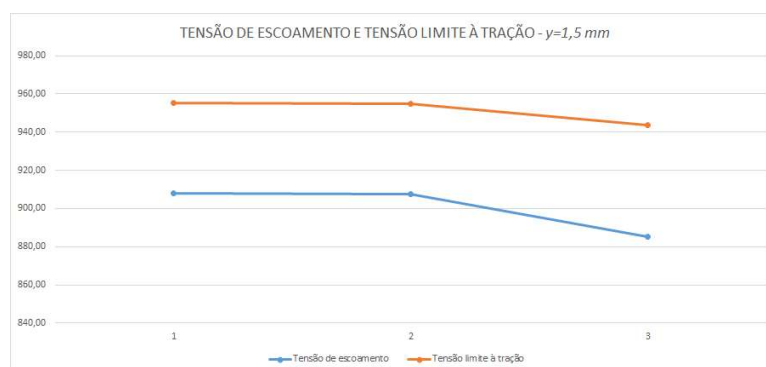
obtido para a falha para $y = 2,5\text{mm}$. Pelos gráficos, pode-se inferir que a tensão gerada no material não levaria ao colapso observado nos eventos de falha do material em um período de tempo observável, pois ao contrário do que ocorre para a deflexão de $y = 2,5\text{mm}$, mesmo a amplitude mostrando-se também simétrica a um valor médio, em torno de $\epsilon = 35\mu\text{m}/\text{mm}$, não se observou evolução positiva, significativa, do valor da amplitude máxima, denotando perda de resistência do material. Os valores obtidos para os eixos considerados, sob o número de ciclos indicados, são observados por meio do gráfico apresentado na Fig 46, referentes à deflexão $y = 1,5\text{mm}$. Considerando-se a deflexão $y = 2,5\text{mm}$, com o intuito de levar o material à falha, o tempo padrão de 9min foi ultrapassado. Esse valor padrão foi estabelecido devido ao tempo obtido para a falha do material em experimentos iniciais sobre eixos solicitados. Segundo os dados de execução, a duração do teste foi de $9:23\text{min}$, sendo que a falha ocorreu aos 558s ($9:18\text{min}$), equivalente a cerca de 3063 ciclos. Como se observa nos gráficos das FIG. 49 e 50, a falha apresentou-se por uma variação instantânea nos valores da deformação. Essa representada pela queda abrupta dos valores de deformação, para um mínimo absoluto.

O desenvolvimento da falha, segundo o mecanismo descrito anteriormente,

Figura 45 – Eixo 21: extensômetro superior



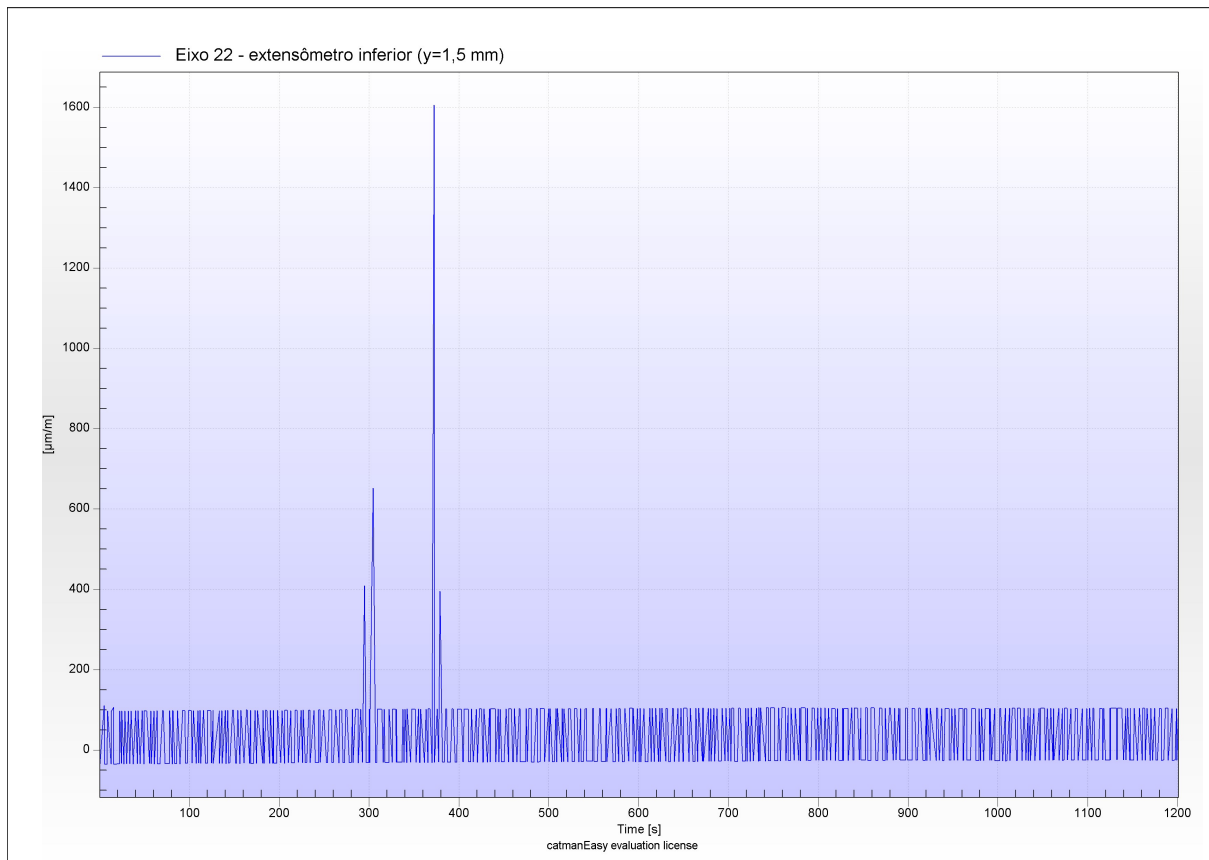
FONTE: gerado pelo autor

Figura 46 – Gráfico de tensões para deflexão $y = 1,5 \text{ mm}$ 

FONTE: gerado pelo autor

mostrou-se, na superfície do material, conforme apresentado nas figuras 51 à 53, cujos efeitos foram observados em experimentos realizados no desenvolvimento desta pesquisa sobre o eixo após 3, 6 e 9 min de solicitação, respectivamente.

Figura 47 – Eixo 22: extensômetro inferior



FONTE: gerado pelo autor

O gráfico apresentado na Fig. 54 representa o comportamento do eixo, em sua porção mediana, para 3 diferentes números de ciclos de solicitação. A Tab. 10 apresenta os dados coletados. Os números de ciclos indicados acima referem-se a

Tabela 10 – Tabela de referência coleta X número de ciclos realizados

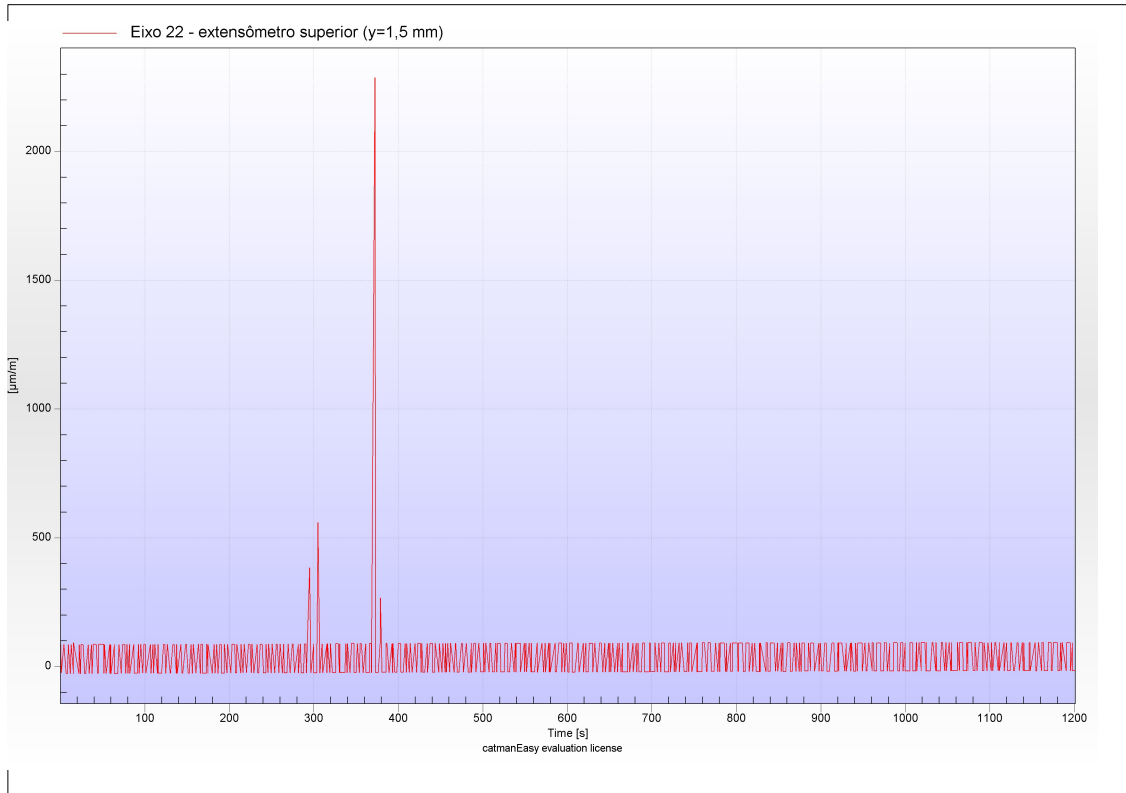
COLETA	N (média)
1	974
2	
3	
4	1985
5	
6	
7	3002
8	
9	

FONTE: gerada pelo autor

valores médios obtidos no experimento.

Os valores apresentados no gráfico representado na Fig. 54 referem-se às tensões obtidas em ensaios de tração realizados sobre os materiais, após os números

Figura 48 – Eixo 21: extensômetro superior



FONTE: gerado pelo autor

de ciclos especificados na Tab. 10.

Durante o teste dos eixos sob uma deflexão de $1,5 \text{ mm}$ não ocorreu falha, para o número de ciclos aplicado, neste caso, $N = 6624$, equivalente a 20 min de teste.

Para a deflexão de $2,5 \text{ mm}$ ocorreu a falha abrupta, como almejado.

O gráfico 5.1 refere-se a duas amostras, as quais apresentam um valor médio de ciclo $N = 3135$. As características da superfície da falha podem ser observadas na

Tabela 11 – Valores de N , para falha - $y = 2,5 \text{ mm}$

AMOSTRA	N
23	3063,5
24	3206,5
Média	3135,0

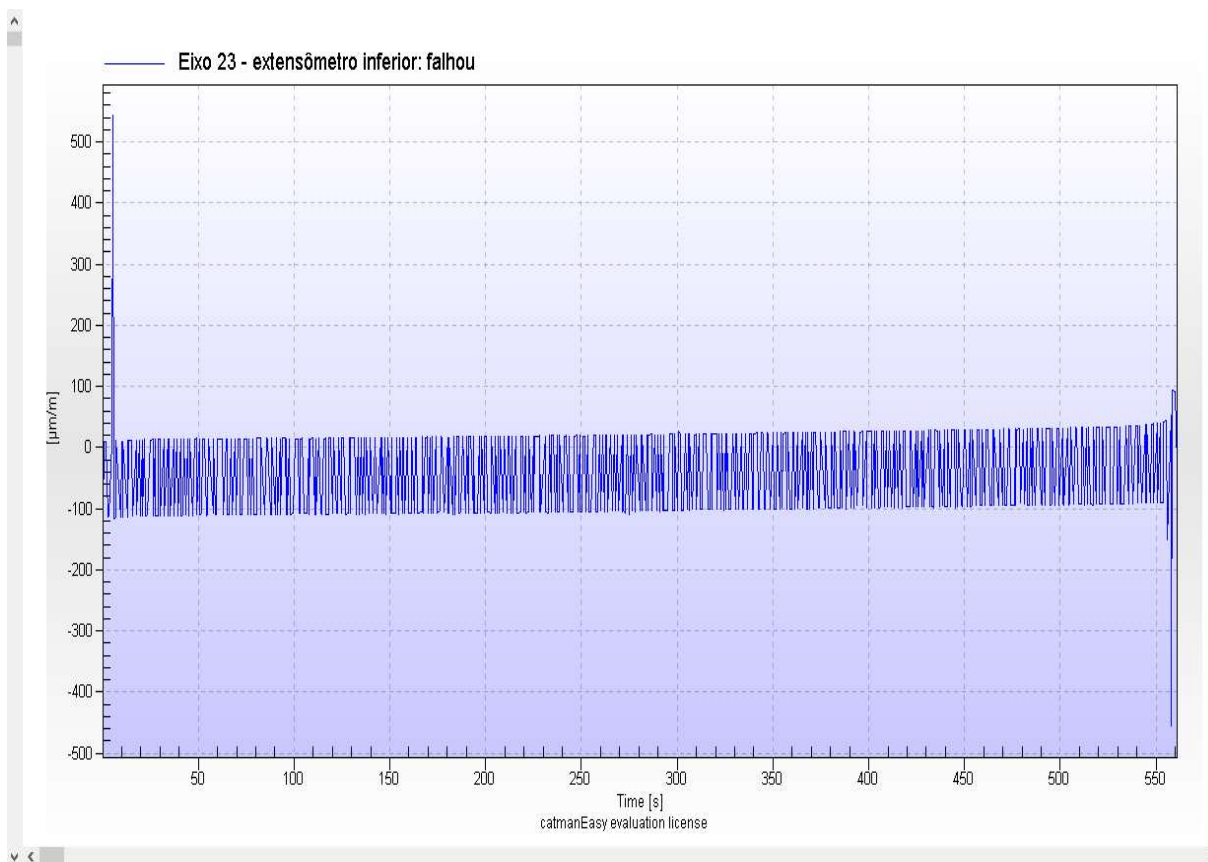
FONTE: gerada pelo autor

FIG. 56.

5.2 Análise dos resultados

Nesta seção apresenta-se a análise dos dados levantados na execução dos experimentos propostos.

Figura 49 – Eixo 23: amplitude de deformações para o extensômetro inferior



FONTE: gerado pelo autor

A presença dos valores trativos e compressivos, segundo os gráficos das figuras 44 e 45, indica a geração de tração em um extensômetro e compressão em seu par, concomitantemente. A alternância de valores, simetricamente, atesta a variação de tensões segundo os ciclos aplicados sobre o eixo.

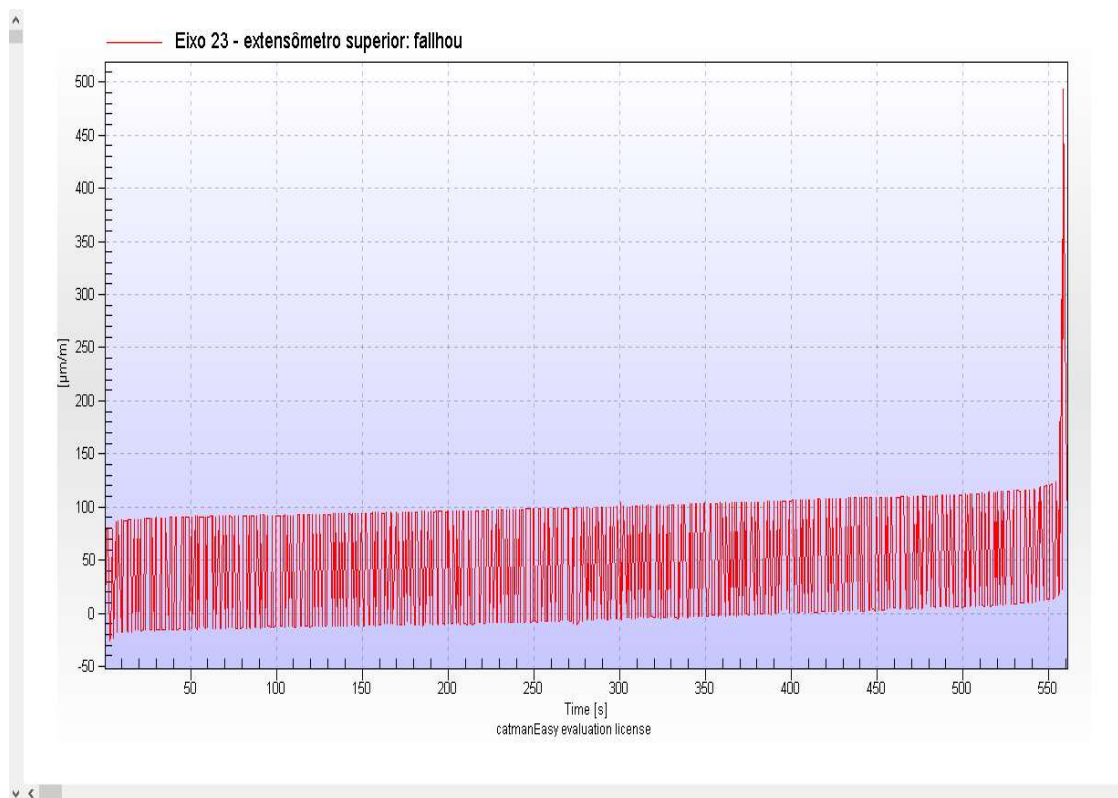
Deseja-se demonstrar que a redução de resistência de um material solicitado à fadiga, até sua falha, pode ser prevista pela $PCBM_H$.

Inicialmente, deve-se ressaltar a efetiva sollicitação do material à fadiga, pelos dados apresentados nas figuras 44 e 45, pois identifica-se, claramente, a variação das tensões entre valores máximos e mínimos. Nos gráficos apresentados verifica-se a ocorrência da alternância de tensões em torno de valores acima e abaixo da deformação igual a zero. Não se observa no intervalo de tempo indicado queda nos valores das deformações.

Fazendo-se um paralelo entre os valores das deformações e os valores das tensões apresentadas na FIG. 54 a possível baixa taxa de declínio de tensões é um reflexo da pequena variação das deformações.

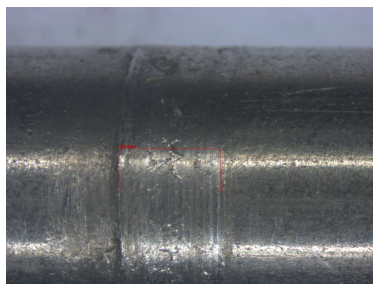
Complementando a análise superficial da fratura, vê-se que devido às tensões

Figura 50 – Eixo 23: amplitude de deformações para o extensômetro superior



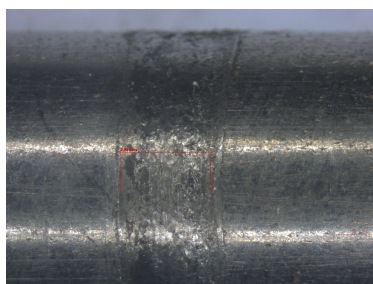
FONTE: gerado pelo autor

Figura 51 – Detalhe da superfície do eixo após 3 min de solicitação



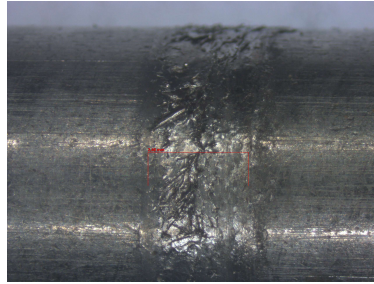
FONTE: criada pelo autor

Figura 52 – Detalhe da superfície do eixo após 6 minutos de solicitação



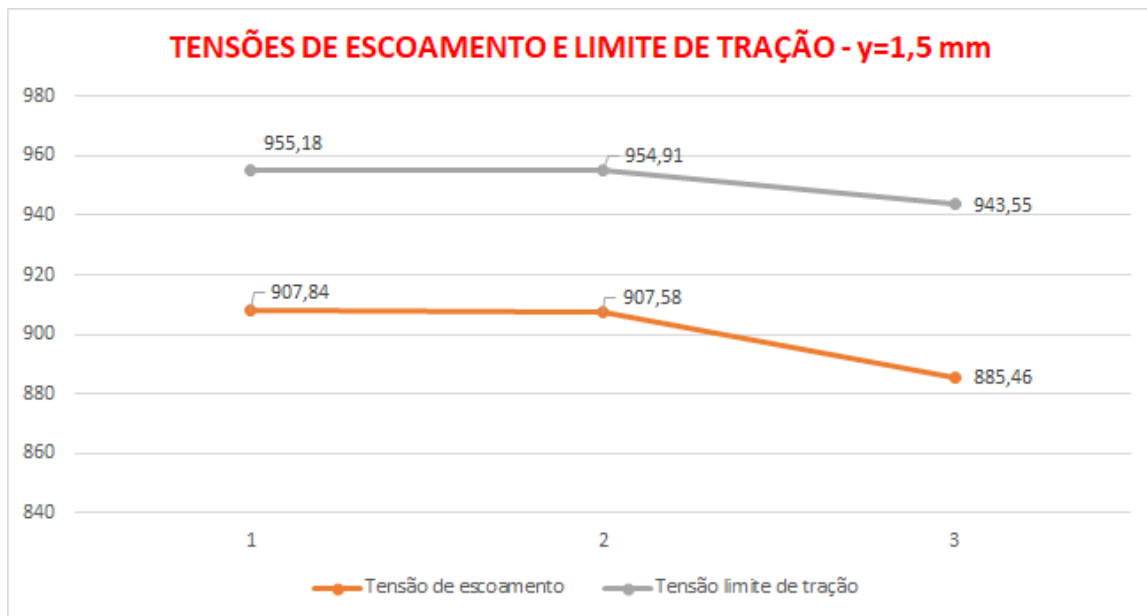
FONTE: criada pelo autor

Figura 53 – Detalhe da superfície do eixo após 9 min de solicitação



FONTE: criada pelo autor

Figura 54 – Gráfico de tensões para deflexão $y = 2,5 \text{ mm}$



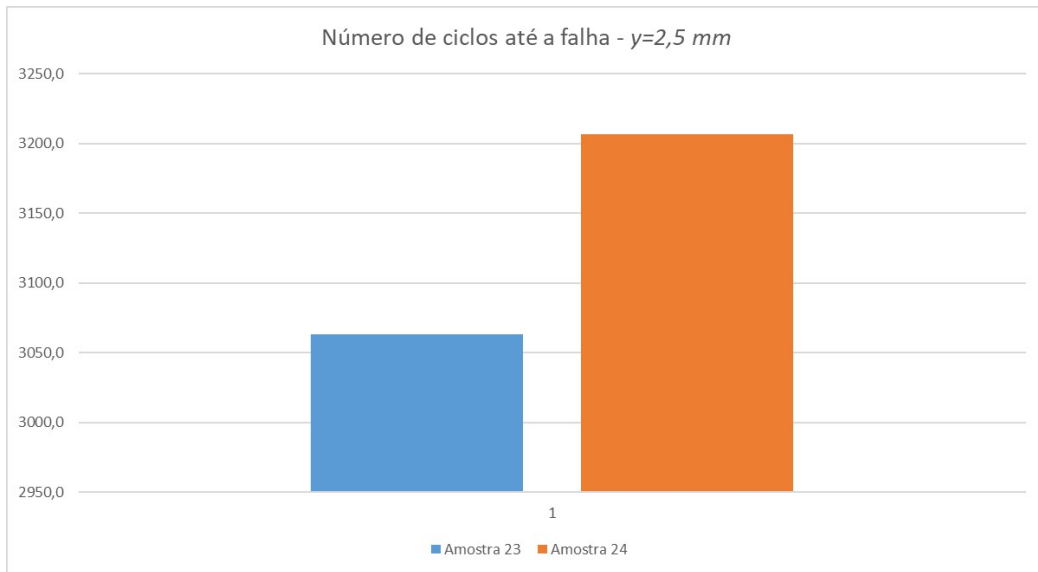
superficiais (hertzianas) e cargas e tensões subsuperficiais, confirma-se o efeito da fadiga superficial sobre o material solicitado. Isso se deve às indicações de encruamento abaixo da superfície, relacionadas à ocorrência de tensões de cisalhamento (v. FIG 6). Essa tensão subsuperficial provoca trincas que se propagam até a superfície do material, levando-o ao colapso. BUDYNAS; NISBETT, 2015.

5.3 Aplicação da $PCBM_H$ para indicação de condição

A fim de avaliar-se a aplicabilidade da formulação $PCBM_H$ aqui proposta, foi analisada a evolução das tensões apresentadas. Para tanto, deve-ser considerar:

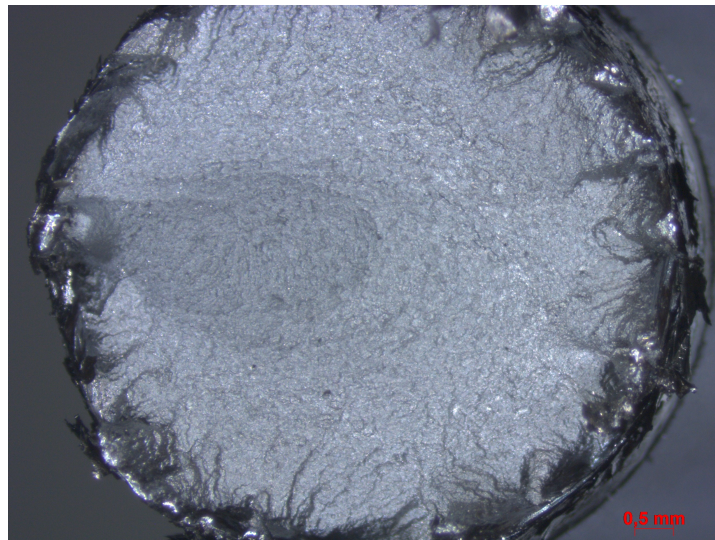
- O limite de resistência à tração, σ_R , será aquele obtido nos ensaios de tração.
- O número de ciclos, N , será determinado para o atingimento do valor de S_C .

Figura 55 – Valores do número de ciclos até a falha - $y=2,5\text{ mm}$



FONTE: gerado pelo autor

Figura 56 – Visão da superfície da fratura



FONTE: gerada pelo autor

Chamando a Eq. 4.3 para aplicação, abaixo foi determinado o comportamento para falha.

$$G(U) = \frac{\frac{3F}{2\pi \sqrt[3]{\left(\frac{3F}{8} \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}\right)^2}} - \left(\frac{n}{N}\right) \frac{3F}{2\pi \sqrt[3]{\left(\frac{3F}{8} \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}\right)^2}}}{\frac{3F}{2\pi \sqrt[3]{\left(\frac{3F}{8} \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}\right)^2}}}$$

Experimentalmente, conforme apresentado na Tab. 5.1, a média do número de

ciclos para a falha do eixo, sob uma deflexão de $2,5 \text{ mm}$, foi $N_f = 3135$. Assim, esse valor foi tomado como referência. Ainda, $\sigma_R = 945 \text{ MPa}$. Para o cálculo de S_C , foram tomados $F = 2301 \text{ N}$, $E_1 = E_2 = 200 \text{ GPa}$, $\nu_1 = 0,3$, $\nu_2 = 0,28$, $d_1 = 8 \text{ mm}$ e $d_2 = 40 \text{ mm}$. Os valores estabelecidos foram baseados em dados dos materiais em contato: ABNT 1045 e AISI 52100. Ainda, $S_C = 7834,1 \text{ MPa}$, a partir dos dados de ensaio.

Substituindo os valores apresentados, na Eq. 4.3 obtém-se $G(U) = 1$, para $n = 0$. Para $n = 974$, $G(S_C) = 0,69$. Nos ensaios de tração seu limite de resistência à tração apresentou o valor de $\sigma_R = 908 \text{ MPa}$. Para $n = 1985$, $G(S_C) = 0,37$. Nos ensaios de tração seu limite de resistência à tração apresentou o valor de $\sigma_R = 940 \text{ MPa}$. Para $n = 3002$, $G(S_C) = 0,04$. Nos ensaios de tração seu limite de resistência à tração apresentou o valor de $\sigma_R = 922 \text{ MPa}$. A falha ocorreu em $n = 3135$, $G(U) = 0$. Ressalte-se aqui a falha abrupta, sem deformações na seção de solitação no eixo, como esperado para fadiga superficial. Para os valores arbitrados, a TAB. 12 apresenta os resultados.

Tabela 12 – Tabela representativa da evolução da condição do eixo, para $y = 2,5 \text{ mm}$.

	n1	n2	n3	n4	n5	n6
y=2,5 mm	0	974	1985	3002	3115	3200
S_C	1,00	0,69	0,37	0,04	0,00	-0,02

FONTE: gerada pelo autor

Analisando-se os valores das tensões para $y = 1,5 \text{ mm}$, considerar $F = 1380,6 \text{ N}$ como força resultante da deflexão imposta. Como não ocorreu o rompimento até $N = 22941$ será considerado $N = 10^7$, valor típico encontrado na literatura para aços. Assim, tem-se para $n = 1026$, $G(U) = 1$. Nos ensaios de tração seu limite de resistência à tração apresentou o valor de $\sigma_R = 955,2 \text{ MPa}$. Para $n = 2008$, $G(U) = 1$. Nos ensaios de tração seu limite de resistência à tração apresentou o valor de $\sigma_R = 955 \text{ MPa}$. Para $n = 2998$, $G(U) = 1$. Nos ensaios de tração seu limite de resistência à tração apresentou o valor de $\sigma_R = 943,6 \text{ MPa}$. Para $n = 14480$, $G(U) = 1$. Nos ensaios de tração seu limite de resistência à tração apresentou o valor de $\sigma_R = 937,6 \text{ MPa}$. Para $n = 22941$, $G(U) = 1$. Nos ensaios de tração seu limite de resistência à tração apresentou o valor de $\sigma_R = 955,2 \text{ MPa}$.

Analisando-se a variação das tensões para os ciclos apresentados, o percentual de diferença entre o valor máximo e o mínimo foi de $2,4\%$. Isso indica uma condição uniforme ao longo do tempo, para os parâmetros adotados. Ainda, pela não observação de grande variação na inclinação da amplitude das deformações obtidas por meio dos extensômetros utilizados, conclui-se que o eixo encontrava-se sob um carregamento que não impôs uma solitação suficiente sobre a carga causadora da perda de resistência no período de teste, para sua alteração. A variação entre o número de máximos

ciclos para $\sigma_R = 955,2$ e para o menor σ_R foi de 998%. A razão entre a força, sobre o eixo, calculada para $y = 2,5 \text{ mm}$ e para $y = 1,5 \text{ mm}$ foi de 1,67.

A redução do valor da solicitação sobre o eixo, por meio da deflexão deste, refletiu na vida apresentada para o mesmo, considerando as mesmas condições aplicadas para ambos os valores de y . A TAB. 13 apresenta os valores obtidos para a deflexão de $y = 1,5 \text{ mm}$.

Tabela 13 – Tabela representativa da evolução da condição do eixo, para $y = 1,5 \text{ mm}$.

	n1	n2	n3	n4	n5	n6
y=2,5 mm	0	974	1985	3002	3115	3200
S_C	1,00	1,00	1,00	1,00	0,00	1,00

FONTE: gerada pelo autor

Analisando-se o comportamento da falha para o eixo, sob uma deflexão $y = 2,5 \text{ mm}$, e considerando-se a tendência de redução dos valores da tensão σ_R ao longo da variação dos ciclos, a equação $PCBM_H$ reflete a perda de resistência esperada por fadiga superficial. Vale ressaltar que a falha por fadiga de superfície ocorre por colapso repentino. Esse comportamento ficou ressaltado pelo modo de falha no experimento e pela indicação por $PCBM_H$ da proximidade da ocorrência da fratura para $n = 3002$ ciclos. Sendo que a falha ocorreu para $N = 3135$ ciclos.

6 CONCLUSÕES

A proposta de projeto apresentada teve seus fundamentos em integridade estrutural, focando o diagnóstico da condição de um ativo a partir de dados coletados em experimentos, denotando seu aspecto probabilístico.

Os resultados almejados buscaram indicar, em determinado instante de operação do ativo, que o mesmo poderia estar em um de três possíveis cenários:

1. Operacional, sem riscos de falha;
2. Operacional, mas sob possível ocorrência de falha; e,
3. iminente falha.

Segundo o objetivo geral, e a partir dos objetivos específicos, foi possível desenvolver a pesquisa a fim de chegarmos às conclusões a seguir.

O carregamento sobre o material foi imposto de forma a provocar fadiga de superfície. O comportamento típico desse tipo de falha é de ocorrência repentina, com pouca indicação de seu desenvolvimento segundo as características visuais do componente solicitado. A falha verificada pelo experimento refletiu o comportamento esperado para falhas por fadiga de superfície.

Analisando-se a proposta PCBM, ou seja, haveria uma oferta de capacidade a ser atendida para uma demanda, foi possível estabelecer-se uma formulação para determinação de condição do material para solicitações alternadas, superficiais, gerando a $PCBM_H$. Saliente-se que para o tipo de solicitações aplicadas, naturalmente, houve a necessidade de considerarem-se aspectos outros em relação à proposta original, da qual temos: consideraram-se tensões flutuantes e a condição respondendo por aspectos de definição do material segundo os parâmetros a e b , de correção para o número de ciclos, N .

Como exposto acima, uma vez que, na prática, verificou-se que a falha ocorreu por fratura frágil, devida a tensões de fadiga superficial, a PCBM não se referiria, no melhor cenário, a esse tipo de solicitação. Assim, a formulação foi ajustada para tensões superficiais, ou hertzianas.

O material foi ensaiado, e aplicado, no experimento *como recebido*, ou seja, sem tratamentos para correções de acúmulo de tensões e outros procedimentos para ajustes sobre ele. Dessa forma, referências foram criadas para as tensões normais, gerando parâmetros de comparação para análise de evolução da condição do material. Os

valores encontrados mostraram-se, em comparação com a literatura, acima daqueles esperados, denotando maior capacidade de resistência inicial, R . Isso se deveu, em uma análise do processo de fabricação, por trefilação à frio, ao encruamento do material, aumentando sua resistência. Esse aumento mostrou-se interessante em relação à demanda, S , a qual deveria provocar perda de capacidade ao longo do tempo, aumentando o período de tempo de análise.

De acordo com os dados obtidos do experimento, a variação da resistência representada pela inclinação do deslocamento da amplitude das deformações resultantes das solicitações sobre o eixo ao longo do tempo indicou sua redução, porém, sem um gradiente de evolução significativo. O comportamento representado por essa variação angular da amplitude reflete a atualização de S_C ao longo do tempo, indicativa de perda de capacidade de resposta à solicitação.

Considerando-se, então, a variação angular apresentada pela amplitude ao longo do tempo, comparada à redução dos índices S_C , há sincronismo entre a degradação do eixo e a redução do índice de confiabilidade de seu material.

Como conclusão geral, a proposta da $PCBM_H$ mostrou-se efetiva na determinação da condição do material. Isso se pode afirmar ao representar a não ocorrência da falha para a deflexão de $y = 1,5 \text{ mm}$, pelo índice de S_C sempre acima de 0, no prazo mínimo considerado. Também, por determinar o momento da fratura, para $y = 2,5 \text{ mm}$, S_C abaixo de 0, no momento esperado. Além disso, graficamente, observou-se uma evolução na inclinação da amplitude de deformações ao longo do tempo, para $y = 2,5 \text{ mm}$, indicativa de redução de resistência do material. Essa mesma inclinação não se observou para $y = 1,5 \text{ mm}$, um indicativo de menor efeito, ou mesmo ausência, de perda de resistência do material. Ambas as situações refletem a previsão de comportamento proposta pela $PCBM_H$.

Como desdobramentos desta pesquisa, seguem sugestões de pesquisas futuras:

- associar o cálculo de S_C a um valor limite de ciclos para o eixo, previamente a testes em laboratório, refletindo a definição de N a dados determinísticos.
- Verificar a associação dos efeitos da fadiga por flexão pura aos efeitos da fadiga de superfície.
- Analisar, para a mesma carga de solicitação, os efeitos de tratamentos térmicos sobre o material.
- Procurar uma possível relação de vida restante para solicitações somente na região de regime elástico do material, as quais seriam associadas às tensões normais obtidas em ensaios.

- Analisar, para os três eixos de referência associados ao eixo, o efeito das cargas resultantes de carregamentos de contato de superfície.
- Verificar os desdobramentos da variação de pressão sobre a superfície do eixo, com relação ao limite de fadiga de superfície, uma vez conhecido o valor de σ_R para o N ensaiado, ou determinístico.
- Aprofundar no estudo da evolução do mecanismo de dano, a partir do momento de sua identificação no material.

REFERÊNCIAS

- ALBERTAZZI, A.; SOUSA, A. R. de. *Fundamentos de metrologia científica e industrial*. 2 ed.. ed. São Paulo: Manole, 2018.
- ALLAMRAJU, K. Mechanical properties and contact stress analysis between pin and sidewall of aa3003 during dwelling by using fsw. *Materials Today: Proceedings*, v. 18, p. 3643–3650, 2019.
- ALLAMRAJU, K. V.; POOJITHA, E.; RASAGNYA, G. Contact stress analysis of metallic and additive manufacturing material in transmission. *Materials Today: Proceedings*, v. 44, p. 573578, 2021.
- ASTM. *Standard terminology related to fatigue and fracture testing*. [S.l.], 2013.
- ASTM, I. *E8/E8M – 09: Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials*. [S.l.], 2010.
- BORESI, A. P.; SCHMIDT, R. J. *Advanced mechanics of materials*. 6 ed. ed. United States: John Wiley & Sons, 2003.
- BUCKINGHAM, E. *Analytical Mechanics of gears*. Nova York: McGraw-Hill, 1949.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. *Elementos de máquinas de Shigley*. 10 ed.. ed. [S.l.]: AMGH, 2015.
- CALLISTER, W. D.; RETHWISCH, D. G. *Ciência e engenharia de materiais: uma introdução*. 10. ed. [S.l.]: Rio de Janeiro: LTC, 2021.
- ENERGY, D. O. *DOE FUNDAMENTALS HANDBOOK: material science*. [S.l.]: Washington: U.S. Department Of Energy, 1993.
- FERNÁNDEZ, M. S.-B. Metrological considerations in the measurement of contact stress parameters using photoelasticity. *Optics and Lasers in Engineering*, n. 117, p. 29–39, 2019.
- FISCHER-CRIPPS, A. C. *Introduction to contact mechanics*. [S.l.]: Springer, 2000.
- GUDMUNDSON, P.; LARSSON, P.-L. An analytic model for effective mechanical properties and local contact stresses in lithium-ion porous electrodes. *Extreme Mechanics Letters*, n. 42, p. 101067, 2021.
- INTERNATIONAL, S. *Fatigue Design Handbook*. Nova York: Society of Automotive Engineers, 1958. v. 4.
- KOMORI, K. Simulation of stationary crack during blanking using node separation method. *Procedia Engineering*, v. 81, p. 1102–1107, 2014. ISSN 1877-7058. 11th International Conference on Technology of Plasticity, ICTP 2014, 19-24 October 2014, Nagoya Congress Center, Nagoya, Japan. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705814014842>><https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705814014842>.

LIU, J.; FENG, H.; ZHOU, C. Static load distribution and axial static contact stiffness of a preloaded double-nut ball screw considering geometric errors. *Mechanism and machine theory*, v. 167, n. 104460, 2022.

LIU, J.; LI, X.; SHI, Z. An investigation of contact characteristics of a roller bearing with a subsurface crack. *Engineering Failure Analysis*, n. 116, 2020.

LIU, T. et al. Concrete spherical joint contact stress distribution and overturning moment of swing bridge. *Structures*, v. 28, p. 1187–1195, 2021.

LU, C. et al. Accumulated wear degradation prediction of railway friction block considering the evolution of contact status. *Wear*, n. 494-495, 2022.

MAHDAVI, H. et al. On the effect of microplasticity on crack initiation from subsurface defects in rolling contact fatigue. *International Journal of Fatigue*, n. 161, 2022.

MAHDAVI, H.; POULIOS, K.; NIORDSON, C. F. Effect of superimposed compressive stresses on rolling contact fatigue initiation at hard and soft inclusions. *International Journal of Fatigue*, n. 134, 2020.

MAJZOABI, G.; DEHGOLAN, F. R. Determination of the constants of damage models. *Procedia Engineering*, v. 10, p. 764–773, 2011. ISSN 1877-7058. 11th International Conference on the Mechanical Behavior of Materials (ICM11). Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705811003158>><https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705811003158>.

MANDAL, N. K. et al. Fea of mechanical behaviour of insulated rail joints due to vertical cyclic wheel loadings. *Engineering Failure Analysis*, n. 133, 2022.

MEHTA, G. et al. Contact stress analysis on composite spur gear using finite element method. *Materials Today: Proceedings*, n. 5, p. 13585–13592, 2018.

MOORE, P.; BOOTH, G. *The Welding Engineer's Guide to Fracture and Fatigue*. [S.l.]: Rio de Janeiro: Woodhead Publishing, 2015.

MURATA, M.; YOSHIDA, Y.; NISHIWAKI, T. Identification of ductile fracture parameter with stress correction method using notched round-bar tensile test. *Procedia Engineering*, v. 207, p. 2060–2065, 2017. ISSN 1877-7058. International Conference on the Technology of Plasticity, ICTP 2017, 17-22 September 2017, Cambridge, United Kingdom. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705817358587>><https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705817358587>.

MYINT, P. W. et al. Determination of the values of critical ductile fracture criteria to predict fracture initiation in punching processes. *Journal of Manufacturing and Materials Processing*, v. 12, n. 1, p. 2–13, 2017.

NEISI, N. et al. Effect of off-sized balls on contact stresses in a touchdown bearing. *Tribology International*, n. 120, p. 340–349, 2018.

PATER, Z.; TOMCZAK, J.; BULZAK, T. Establishment of a new hybrid fracture criterion for cross wedge rolling. *International Journal of Mechanical Sciences 000 (2020) 105274*, 2020.

- PATER, Z. et al. Assessment of ductile fracture criteria with respect to their application in the modeling of cross wedge rolling. *Journal of Materials Processing Technology*, v. 278, p. 116501, 2020. ISSN 0924-0136. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0924013619304741>><https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0924013619304741>.
- R., A. P.; BABU, V. S.; K., V. A. Hertz contact stress of deep groove ball bearing. *Materials Today: Proceedings*, n. 5, p. 3283–3288, 2017.
- REIS, T.; DIAS, A. P. C.; SANTOS, A. A. A fast method to estimate the multiaxial non-proportional elastic–plastic stress–strain in rail rolling contact fatigue problems. *International Journal of Solids and Structures*, n. 241, 2022.
- SAE International. Technical report on low cycle fatigue properties ferrous and non-ferrous of materials. *J1099*, 2002.
- SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; JR., T. H. B. *Standard handbook of machine design*. Cap. 32. 3 ed. ed. Nova York: McGraw-Hill, 2004.
- SILVA, M. R. da et al. A compendium of contact force models inspired by hunt and crossley's cornerstone work. *Mechanism and Machine Theory*, n. 167, 2022.
- SOUZA, S. A. de. *Ensaio mecânicos de materiais metálicos: fundamentos teóricos e práticos*. 5 ed.. ed. São Paulo: Blücher, 2012.
- SUGUNESH, A.; MERTENS, A. J. Materials today: Proceedings. *Materials Today: Proceedings*, n. 44, p. 4474–4478, 2021.
- TAVERNELLI, J. F.; MANSON, S. S.; JR, L. F. C. Experimental support for generalized equation predicting low cycle fatigue. *Trans. ASME, J. Basic Engineering*, v. 84, n. 4, p. 533–537, 1962.
- TEIXEIRA, F. H. *Metodologia para definição de intervenção de manutenção em estruturas baseada no seu nível de segurança por meio da confiabilidade estrutural – Manutenção Baseada na Condição Probabilística*. Tese (Doutorado) — Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 2016.
- WANG, S.; YAO, X.; YANG, S. H. H. Measurement and evaluation on contact stress at the rubber contact interface. *Measurement*, n. 146, p. 856–867, 2019.
- WANG, T. et al. Research on cutting performance of coated cutting tools by a new impact test method considering contact stress condition caused by segmented chips. *Journal of Manufacturing Processes*, n. 68, p. 1569–1584, 2021.
- WANG, Y. et al. Feasibility study of the ti(c7n3)-based cermet micro-mill based on dynamic fatigue behavior and modeling of the contact stress distribution on the round cutting edge. *International Journal of Mechanical Sciences*, n. 155, p. 143–158, 2019.
- WEN, Q.; DU, Q.; ZHAI, X. An analytical method for calculating the tooth surface contact stress of spur gears with tip relief. *International Journal of Mechanical Sciences*, n. 151, p. 17–18, 2019.

WEN, Q.; DU, Q.; ZHAI, X. Analytical calculation of the tooth surface contact stress of spur gear pairs with misalignment errors in multiple degrees of freedom. *Mechanism and Machine Theory*, n. 149, 2020.

ZHANG, B. et al. Effects of 3d anisotropic heterogeneous subsurface topology on film thickness, pressure, and subsurface stresses in an elasto-hydrodynamically lubricated point contact. *Tribology International*, n. 151, 2020.

ZHOU, L. et al. Comparison of the damage and microstructure evolution of eutectoid and hypereutectoid rail steels under a rolling-sliding contact. *Wear*, 2022.

ZHOU, Y. et al. Bidirectional evolutionary optimization design of material stiffness for the uniformity of the contact stress. *European Journal of Mechanics / A Solids*, n. 89, 2021.

ANEXO A – TABELA DE STUDENT

Figura 62 – Tabela de Student

Graus de liberdade	Faixa de abrangência/probabilidade de abrangência				
	σ 68,27%	1,96 σ 95,00%	2,00 σ 95,45%	2,58 σ 99,00%	3,00 σ 99,73%
1	1,837	12,706	13,968	63,656	235,811
2	1,321	4,303	4,527	9,925	19,206
3	1,197	3,182	3,307	5,841	9,219
4	1,142	2,776	2,869	4,604	6,620
5	1,111	2,571	2,649	4,032	5,507
6	1,091	2,447	2,517	3,707	4,904
7	1,077	2,365	2,429	3,499	4,530
8	1,067	2,306	2,366	3,355	4,277
9	1,059	2,262	2,320	3,250	4,094
10	1,053	2,228	2,284	3,169	3,957
11	1,048	2,201	2,255	3,106	3,850
12	1,043	2,179	2,231	3,055	3,764
13	1,040	2,160	2,212	3,012	3,694
14	1,037	2,145	2,195	2,977	3,636
15	1,034	2,131	2,181	2,947	3,586
16	1,032	2,120	2,169	2,921	3,544
17	1,030	2,110	2,158	2,898	3,507
18	1,029	2,101	2,149	2,878	3,475

FONTE: adaptado de Albertazzi (2018)