

PREVISÃO DE VIDA À FADIGA EM FIOS DE ALUMÍNIO LIGA,
UTILIZADOS EM CABOS CONDUTORES, CONTENDO
DESCONTINUIDADES GEOMÉTRICAS

VITOR SOARES RABELO ADRIANO

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PREVISÃO DE VIDA À FADIGA EM FIOS DE ALUMÍNIO LIGA,
UTILIZADOS EM CABOS CONDUTORES, CONTENDO
DESCONTINUIDADES GEOMÉTRICAS

VITOR SOARES RABELO ADRIANO

ORIENTADOR: COSME ROBERTO MOREIRA DA SILVA
CO-ORIENTADOR: JOSÉ ALEXANDER ARAÚJO

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

PUBLICAÇÃO ENM-DM 262/2017
BRASÍLIA-DF, 14 de AGOSTO DE 2017.

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PREVISÃO DE VIDA À FADIGA EM FIOS DE ALUMÍNIO LIGA,
UTILIZADOS EM CABOS CONDUTORES, CONTENDO
DESCONTINUIDADES GEOMÉTRICAS

VITOR SOARES RABELO ADRIANO

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.

APROVADA POR:

Prof. Dr. Cosme Roberto Moreira da Silva, ENM/UnB
Orientador

Prof. Dr. Jorge Luiz de Almeida Ferreira, ENM/UnB
Examinador interno

Prof. Dr. Francisco Evangelista Júnior, ENC/UnB
Examinador externo

BRASÍLIA, 14 de AGOSTO DE 2017.

FICHA CATALOGRÁFICA

VITOR SOARES RABELO ADRIANO

PREVISÃO DE VIDA À FADIGA EM FIOS DE ALUMÍNIO LIGA, UTILIZADOS EM CABOS CONDUTORES, CONTENDO DESCONTINUIDADES GEOMÉTRICAS
2017, 99p., 210 x 297 mm

(ENM/FT/UnB, Mestre, Ciências Mecânicas, 2017) Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ADRIANO V. S. R., (2017) PREVISÃO DE VIDA À FADIGA EM FIOS DE ALUMÍNIO LIGA, UTILIZADOS EM CABOS CONDUTORES, CONTENDO DESCONTINUIDADES GEOMÉTRICAS. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM-DM 262/2017, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Vitor Soares Rabelo Adriano

TÍTULO: PREVISÃO DE VIDA À FADIGA EM FIOS DE ALUMÍNIO LIGA, UTILIZADOS EM CABOS CONDUTORES, CONTENDO DESCONTINUIDADES GEOMÉTRICAS.

GRAU: Mestre

ANO: 2017

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor

Vitor Soares Rabelo Adriano

AGRADECIMENTOS

A minha família que forneceu apoio fundamental para que eu concluísse mais uma etapa. Agradeço a minha mãe, meu pai e meu irmão por todo o suporte que me deram em todos os momentos da minha vida.

A Universidade de Brasília por fornecer um ensino público, gratuito e de qualidade. Orgulho-me muito de ter concluído minha graduação e agora meu mestrado nessa universidade. Em todos esses anos como estudante da UnB, pude conhecer pessoas de diferentes cursos, nacionalidades e classes sociais que contribuíram não somente com minha formação acadêmica, mas principalmente com meu desenvolvimento pessoal.

Aos meus orientadores Prof. Dr. Cosme Roberto e Prof. Dr. José Alexander por todo apoio fornecido durante a realização desse trabalho.

Ao Prof. Dr. Jorge Ferreira por sua infinita paciência em tirar minhas dúvidas referentes ao tema de previsão de vida em fadiga. Agradeço também ao Prof. Dr. Fábio Castro pelas interessantes conversas acerca do tema fadiga multiaxial e ao Prof. Dr. Thiago Doca pela grande ajuda com as simulações via MEF.

Ao meu amigo, colega de pesquisa e futuro doutor Jesús Mauricio por toda sua ajuda, sem a qual este trabalho não poderia ter sido concretizado. Agradeço também aos amigos: Barbara Ferry, Thomas Gailliègue, Jose Monroy, Marcus Sá e Remy Badibanga pelos bons momentos que passamos juntos.

Aos técnicos do SG9 Marcão e Wesley pela ajuda na confecção de corpos de prova e na manutenção das máquinas utilizadas nos ensaios de fadiga.

Ao Governo Brasileiro, fundação FINATEC, empresa Taesa e a CAPES pelo suporte financeiro fundamental para a realização deste trabalho.

“Most fatigue failures are not the result of an expert using the wrong analysis. Most fatigue failures are a result of a non-expert not considering fatigue because it is too complicated, not enough data...”

(Darrell Socie)

RESUMO

Este trabalho de natureza experimental e numérica tem como objetivo estimar a vida em fadiga de fios de alumínio liga 6201-T81, contendo descontinuidades geométricas. Esses fios foram retirados de cabos CAL 900 utilizados em linhas de transmissão de energia. Para tanto, simulações via MEF foram realizadas para obter o campo de tensão ao redor das descontinuidades. Posteriormente, a Teoria da Distância Crítica (TDC) combinada com o critério de Smith-Watson-Topper (SWT) foi utilizada. O parâmetro de SWT foi avaliado segundo o Método do Ponto (MP), Método da Linha (ML) e o Método do Volume (MV). Para calibrar a relação da distância crítica (L) *Vs* número de ciclos para falha (N_f), duas metodologias foram utilizadas: a primeira utiliza-se de duas curvas S-N produzidas em razão de carregamento $R = -1$, uma curva do fio plano e outra do fio entalhado; a segunda também utiliza-se de duas curvas S-N produzidas em razão de carregamento $R = -1$, porém as duas curvas são referentes a fios contendo descontinuidades geométricas diferentes. Assim, tanto para calibrar a relação $L(N_f)$, quanto para validar o modelo de previsão de vida em fadiga, foram levantadas curvas S-N do fio contendo descontinuidades geométricas artificiais do tipo furo e entalhe, além de um curva S-N do fio plano. Quando utilizado a relação $L(N_f)$ referente à primeira calibração, as previsões de vida foram consideradas não satisfatórias. Entretanto, quando utilizada à relação $L(N_f)$ referente à segunda calibração, as previsões, quando comparadas aos resultados experimentais, ficaram inseridas quase que na totalidade entre bandas de fator 3 representativas da maior dispersão encontrada nas curvas S-N utilizadas para calibrar a relação $L(N_f)$. Esses resultados foram considerados satisfatórios, visto que, de um ponto de vista estatístico, um método de previsão de vida não pode ser mais preciso que os dados utilizados para calibrá-lo.

Palavras-chave: Fadiga, Teoria da Distância Crítica, Entalhe, Método do Ponto, Método da Linha, Método do Volume, Previsão de Vida em Fadiga, Descontinuidades Geométricas.

ABSTRACT

The aim of this numerical and experimental work is to predict fatigue life of aluminum alloy wires 6201-T81 containing geometric discontinuities. These wires were taken from CAL 900 cables used in overhead power transmission lines. The stress distribution around the geometric discontinuities was determined by FEM simulations. Then, to perform the fatigue life analysis, the Theory of Critical Distance (TDC) and the Smith-Watson-Topper (SWT) criterion were used. The SWT parameter was evaluated by means of the Point Method (PM), the Line Method (LM) and the Volume Method (VM). The relation between the critical distance (L) and the number of cycles to failure (N_f) was calibrated using two distinct methodologies: the first one uses two S-N curves obtained under uniaxial load tests with stress ratio $R = -1$, one curve of a plain wire and the other of a notched wire; the second methodology also uses two S-N curves obtained under uniaxial load tests with stress ratio $R = -1$, however, both curves refer to wires containing different geometric discontinuities. Therefore, S-N curves of wires containing artificial geometric discontinuities like holes and notches were produced, both to calibrate the $L(N_f)$ relation and to validate the life predictions. When the relation $L(N_f)$ obtained with the first calibration was used, the life predictions were considered not satisfactory. Nonetheless, when the relation $L(N_f)$ obtained with the second calibration was used, the predictions were inserted almost entirely among factor 3 bands, when compared with the experimental results. This factor 3 represents the biggest scatter in the S-N curves used to calibrate the $L(N_f)$ relation. The results were considered satisfactory, since of a statistic point of view, a life prediction method cannot be more accurate than the data used to calibrate it.

Key words: Fatigue, Theory of Critical Distance, Notch, Point Method, Line Method, Volume Method, Fatigue Life Prediction, Geometric Discontinuities.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Expansão anual da rede básica de transmissão (ANEEL, 2014).....	1
Figura 1.2 - Torres 238 e 241 da linha de transmissão Tucuruí-Macapá-Manaus com 300 m de altura e 2,5 Km de espaçamento entre elas (WIKIPEDIA.ORG, 2017).	2
Figura 1.3 - Exemplo de um cabo de alumínio utilizado em linhas de transmissão. O cabo é constituído por vários fios encordoados (NEXANS, 2017).	2
Figura 1.4 – Desenho esquemático da bancada de ensaios de cabos condutores de energia da Universidade de Brasília (KALOMBO et al., 2017 - modificado).	3
Figura 1.5 – Fio retirado de um cabo utilizado em linhas de transmissão sendo ensaiado individualmente em uma máquina servo-hidráulica.....	4
Figura 2.1 - Processo de dano por bandas de escorregamento originando micro trincas durante carregamento cíclico - Latão recozido 70Cu-30Zn (DOWLING, 2013 - modificado).....	11
Figura 2.2 - Origem de trinca por fadiga em um espécimen plano AISI 4340. A inclusão onde a trinca se iniciou pode ser observada nas duas imagens de maior ampliação (DOWLING, 2013).	12
Figura 2.3 - Superfície de fratura por fadiga (aço 18Mn), onde é possível observar marcas de praia a partir da origem da trinca (DOWLING, 2013 - modificado).	13
Figura 2.4 - Marcas de estria por fadiga espaçadas aproximadamente 0.12 μm (aço Ni-Cr-Mo-V) (DOWLING, 2013).	13
Figura 2.5 – a) Ciclo de carregamento completamente reverso $\sigma_m = 0$ (R=-1). b) Carregamento com tensão média $\sigma_m \neq 0$. c) Carregamento de tração-tração $\sigma_{min} = 0$ (R=0) (DOWLING, 2013 - modificado).	15
Figura 2.6 – Curva S-N - aço SAE 1090 (NORTON, 2013 - modificado).	15
Figura 2.7 – Curva S-N em vários níveis de tensão média – AL 7075-T6 (DOWLING, 2013 - modificado].....	16
Figura 2.8 – Diagrama de fadiga mostrando vários critérios de falha. Pontos acima da curva do critério indicam falha.....	17
Figura 2.9 – Distribuição de tensões na ponta do entalhe em um componente submetido a carregamento na direção Y (DOWLING, 2013 - modificado).....	19
Figura 2.10 - K_f e K_t para entalhes de diferentes raios – Aço AISI 1015 (DOWLING, 2013 - modificado).....	20
Figura 2.11 – Modos de carregamentos (PEREZ, 2017 - modificado).	22
Figura 2.12 – Sistema de coordenadas polar adotado para descrever as tensões nas equações acima (DOWLING, 2013 - modificado).	23

Figura 2.13 – a) Zona plástica e zona de dominância de K em um componente contendo uma trinca. b) Distâncias da ponta da trinca às fronteiras do componente.	24
Figura 2.14 – Taxas de crescimento de trinca por fadiga em um aço. Três diferentes regiões são indicadas: a) Crescimento lento próximo ao limiar ΔK_{th} . b) Zona intermediária definida pela equação de Paris. c) Crescimento rápido e instável anterior a fratura (DOWLING, 2013 - modificado).....	25
Figura 2.15 - Diagrama representativo tipo Kitagawa-Takahashi no limite de fadiga (PESSARD; BELLETT; MOREL, 2013 - modificado).....	26
Figura 2.16 – Definição dos ângulos ϕ e θ e dos vetores unitários que definem um plano genérico material Δ (SUSMEL, 2009).	28
Figura 2.17 - Parâmetros do modelo de SWT (SOCIE; MARQUIS, 2000 - modificado).....	30
Figura 2.18 – Corpo entalhado submetido a carregamento cíclico uniaxial.	33
Figura 2.19 – Formalização da TDC – MP, ML, MA e MV.....	34
Figura 2.20 - Curva de <i>Wöller</i> (escala logarítmica) simplificada por três retas e as distâncias críticas L_s referente a caso estático e L referente ao limite de fadiga.	36
Figura 2.21 – a) Curvas de calibração (escala logarítmica). b) Distribuição linear elástica das tensões ao longo do plano bissector do entalhe.	37
Figura 2.22 – Metodologia para calibração da distância crítica (Figura 2.22-c (YAMASHITA et al., 2010 - modificado).	39
Figura 3.1 – a) Camadas do cabo CAL 900. b) Fios retirados das diversas camadas do cabo CAL 900.	41
Figura 3.2 – Dimensões do corpo de prova plano (imagem cedida pelo doutorando Jesús Mauricio González Martínez).....	42
Figura 3.3 – Dimensões em mm dos três tipos de corpos de prova entalhados produzidos. a) Entalhe com raio de 0.8 mm. b) Entalhe com raio de 0.17. c) Entalhe com raio de 0.027 mm.	43
Figura 3.4 – Imagens dos corpos de prova obtidas por meio de microscópio confocal laser. a) Entalhe com raio de 0.8 mm. b) Entalhe com raio de 0.17 mm. c) Entalhe com raio de 0.027 mm.....	43
Figura 3.5 - Dimensões em mm dos dois tipos de corpos de prova com furos produzidos. a) Corpo de prova com furo passante de 0.7 mm. b) Dimensões do furo inserido no centro de corpos de prova com dimensões iguais às representadas na Figura 3.2.....	44
Figura 3.6 - Imagens do furo não passante obtidas por meio de Microscópio Confocal Laser. a) Imagem superior 2D do furo. b) Imagem 3D do furo (imagens cedidas pelo doutorando Jesús Mauricio González Martínez).	44

Figura 3.7 – Equipamentos servo-hidráulicos utilizados nos ensaios de fadiga. a) Equipamento MTS Landmark. b) Equipamento MTS para ensaios de fios.....	45
Figura 3.8 – Modelos e malhas utilizados na simulação do CP com furo passante de 0.7 mm. a) Modelo global. b) Submodelo.....	48
Figura 3.9 – a) Elemento C3D10. b) Elemento C3D8R. (ABAQUS, 2013 - modificado)....	49
Figura 3.10 – Ajuste dos dados gerados pela simulação no Abaqus do CP com entalhe de 0.027 mm.....	51
Figura 3.11 - Organograma explicativo do código MatLab utilizado (MP e ML – Calibração utilizando uma curva S-N produzida com CP's planos e outra curva produzida com CP's entalhados).....	51
Figura 3.12 - Organograma explicativo do código MatLab utilizado.....	52
Figura 3.13 - Organograma explicativo do código MatLab utilizado (MV ₁ e MV ₂ – Calibração utilizando uma curva S-N produzida com CP's planos e outra curva produzida com CP's entalhados).....	53
Figura 3.14 - Caminho adotado para analisar a distribuição das tensões no CP com furo passante de 0.7 mm.....	55
Figura 3.15 – Análise das <i>isosurfaces</i> relacionadas com a máxima tensão principal no CP com furo passante de 0.7 mm. A linha em vermelho representa o caminho adotado para a análise das tensões.....	55
Figura 3.16 - Análise das <i>isosurfaces</i> relacionadas com a máxima tensão principal no CP com entalhe de 0.027 mm. A linha em vermelho representa o caminho adotado para a análise das tensões.....	55
Figura 3.17 - Organograma explicativo do código MatLab utilizado (MP – Calibração utilizando duas curvas S-N produzidas com dois CP's entalhados diferentes).....	56
Figura 3.18 - Organograma explicativo do código MatLab utilizado (MV ₁ e MV ₂ – Calibração utilizando duas curvas S-N produzidas com dois CP's entalhados diferentes).....	57
Figura 3.19 – Organograma representando as duas metodologias de calibração utilizadas neste trabalho.....	58
Figura 3.20 - Caminho adotado para analisar a distribuição das tensões no CP com furo não passante.....	59
Figura 3.21 - Análise das <i>isosurfaces</i> relacionadas com a máxima tensão principal no CP com furo não passante. A linha em vermelho representa o caminho adotado para a análise das tensões.....	59
Figura 3.22 – Organograma representativo do processo iterativo utilizado para prever vida em fadiga.....	60

Figura 4.1 – Análise de convergência. a) CP com entalhe <i>de 0,8 mm</i> . b) CP com entalhe <i>de 0,17 mm</i>	63
Figura 4.2 - Análise de convergência. a) CP com entalhe <i>de 0,027 mm</i> . b) CP com furo passante.....	64
Figura 4.3 - Análise de convergência - CP com furo não passante.....	64
Figura 4.4 - Imagem obtida por meio de microscópio confocal laser evidenciando a orientação das regiões de falha em um CP plano.....	66
Figura 4.5 – Imagem da superfície de fratura de um CP plano obtida por meio de MEV. A área definida pela linha pontilhada em amarelo demarca a região de propagação. A região externa a essa linha é a região de fratura inclinada (imagem cedida pelo doutorando Jesús Mauricio González Martínez).....	66
Figura 4.6 – Superfícies de fratura do fio Al 6201-T81 retirado do cabo CAL 900 após este ser ensaiado à fadiga. A trinca se inicia a partir de uma marca de <i>fretting</i> (b) formada a partir do contato entre os fios e se propaga inicialmente por uma região plana perpendicular à máxima tensão principal induzida pelas tensões de flexão no cabo (KALOMBO et al., 2017).	67
Figura 4.7 – Curva SN – CP plano.....	68
Figura 4.8 - Curva SN – CP com entalhe de <i>0.8 mm</i>	68
Figura 4.9 - Curva SN – CP com entalhe de <i>0.17 mm</i>	69
Figura 4.10 - Curva SN – CP com entalhe de <i>0.027 mm</i>	69
Figura 4.11 - Curva SN – CP com furo passante de <i>0.7 mm</i>	70
Figura 4.12 – Curva SN – CP com furo não passante.....	70
Figura 4.13 - Curva S-N para os diversos CP's baseadas na amplitude de tensão <i>net</i>	71
Figura 4.14 – Curva S-N para os diversos CP's baseadas na máxima tensão de pico.	72
Figura 4.15 – Distribuição da máxima tensão principal ao longo da distância.....	73
Figura 4.16 – Gradiente da máxima tensão principal ao longo da distância.....	74
Figura 4.17 – Organograma <i>LNf</i> e $\sigma VCNf$ referentes as duas metodologias de calibração...	75
Figura 4.18 – Curvas <i>LNf</i> obtidas por meio da calibração utilizando curva S-N do CP com entalhe de <i>0.027 mm</i> e curva do CP plano.....	76
Figura 4.19 - Curvas <i>LNf</i> obtidas por meio da calibração utilizando curva SN do CP com entalhe de <i>0.027 mm</i> e curva do CP com furo passante.....	76
Figura 4.20 - Curvas σNf obtidas por meio da calibração utilizando curva SN do CP com entalhe de <i>0.027 mm</i> e curva do CP com furo passante.....	77

Figura 4.21 - Vida prevista (<i>Nfe</i>) X Vida média (<i>Nf, média</i>) – Método do Ponto (MP) ... 79	79
Figura 4.22 - Vida prevista (<i>Nfe</i>) X Vida média (<i>Nf, média</i>) – Método da Linha (ML) ... 79	79
Figura 4.23 - Vida prevista (<i>Nfe</i>) X Vida média (<i>Nf, média</i>) – Método do Volume 1 (MV₁) 80	80
Figura 4.24 - Vida prevista (<i>Nfe</i>) X Vida média (<i>Nf, média</i>) – Método do Volume 2 (MV₂) 80	80
Figura 4.25 - Vida prevista (<i>Nfe</i>) X Vida experimental (<i>Nf</i>) – Método do Ponto (MP) 81	81
Figura 4.26 - Vida prevista (<i>Nfe</i>) X Vida experimental (<i>Nf</i>) – Método da Linha (ML) 81	81
Figura 4.27 - Vida prevista (<i>Nfe</i>) X Vida experimental (<i>Nf</i>) – Método do Volume 1 (MV₁) 82	82
Figura 4.28 - Vida prevista (<i>Nfe</i>) X Vida experimental (<i>Nf</i>) – Método do Volume 2 (MV₂) 82	82
Figura 4.29 - Vida prevista (<i>Nfe</i>) X Vida média (<i>Nf, média</i>) – Método do Ponto (MP) ... 83	83
Figura 4.30 - Vida prevista (<i>Nfe</i>) X Vida média (<i>Nf, média</i>) – Método do Volume 1 (MV₁) 83	83
Figura 4.31 - Vida prevista (<i>Nfe</i>) X Vida média (<i>Nf, média</i>) – Método do Volume 2 (MV₂) 84	84
Figura 4.32 - Vida prevista (<i>Nfe</i>) X Vida experimental (<i>Nf</i>) – Método do Ponto (MP) 84	84
Figura 4.33 - Vida prevista (<i>Nfe</i>) X Vida experimental (<i>Nf</i>) – Método do Volume 1 (MV₁) 85	85
Figura 4.34 - Vida prevista (<i>Nfe</i>) X Vida experimental (<i>Nf</i>) – Método do Volume 2 (MV₂) 85	85

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Composição química da liga de alumínio 6201-T81 (ASTM, 2015).....	40
Tabela 2 – Propriedades mecânicas da liga de alumínio 6201-T81	40
Tabela 3 – Números de ensaios realizados (com falha) para obter cada curva S-N.....	45
Tabela 4 – Número de ensaios mínimos e percentual de replicação para cada tipo de ensaio, segundo a norma ASTM E769 (2012).....	46
Tabela 5 – Classificação quanto ao tipo do ensaio dos dados produzidos segundo a norma ASTM E769 (2012).....	46
Tabela 6 - Kt 's teóricos e numéricos associados a cada geometria de CP.....	62
Tabela 7 – Volumes $V90$ associados aos CP's contendo descontinuidades geométricas.	89

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Tamanho da trinca
A	Constante
A_{sc}	Área da semicircunferência
B	Constante
C	Constante
D	Constante
E	Módulo de elasticidade
F	Fator geométrico
K_I	Fator de intensidade de tensão (modo I)
K_{IC}	Tenacidade à fratura em modo I
K_f	Fator de concentração de tensão à fadiga
K_t	Fator concentrador de tensão
ΔK	Faixa do fator intensidade de tensão
ΔK_{th}	Faixa do fator intensidade de tensão limiar
L	Tamanho característico do material
L_S	Tamanho característico do material para problemas estáticos
m	Constante material
N	Número de ciclos
N_f	Número de ciclos para falha
N_{fe}	Valor de vida prevista
N_0	Número de ciclos correspondente ao limite de fadiga
N_s	Número de ciclos de referência para falha
q	Sensibilidade ao entalhe
r	Distância do concentrador de tensão
R	Razão de carregamento
S	Tensão nominal
ΔS	Faixa da tensão nominal

V	Volume
α	Constante material
β	Constante material
ε_z	Componente z da deformação
$\varepsilon_{a,n}$	Amplitude de deformação normal
γ	Constante material
ρ	Raio na raiz do entalhe
$\Delta\sigma$	Faixa de tensão
σ_a	Amplitude de tensão
σ_{ar}	Amplitude de tensão completamente reversa
σ_m	Tensão
σ_{max}	Tensão máxima
σ_{min}	Tensão mínima
σ_{UTS}	Limite de resistência à tração
σ_x	Componente x de tensão
σ_γ	Tensão limite de escoamento
σ_y	Componente y de tensão
σ_z	Componente z de tensão
σ_0	Amplitude de tensão do limite de fadiga
$\Delta\sigma_0$	Limite de fadiga
$\sigma_{a,n}$	Amplitude de tensão normal
$\Delta\sigma_{ef}$	Faixa da tensão efetiva
$\Delta\sigma_1$	Faixa da máxima tensão principal
σ_s	Amplitude de tensão referente a N_s
σ_{DC}	Amplitude de tensão associada a distância crítica
$\sigma_{n,max}$	Tensão normal máxima
τ_{xy}	Componente cisalhante xy
τ_{yz}	Componente cisalhante yz

τ_{zx} Componente cisalhante zx

ν Coeficiente de Poisson

φ Constante material

SUMÁRIO

CAPÍTULO I.....	1
INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Contexto do desenvolvimento do trabalho	1
1.2 O problema mecânico	4
1.3 Objetivos do trabalho.....	5
1.3.1 Objetivo principal.....	5
1.3.2 Objetivos secundários.....	5
1.4 O Estado da arte.....	6
1.5 Descrição da estrutura do trabalho.....	8
CAPÍTULO II.....	9
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	9
2.1 Fadiga.....	9
2.1.1 Conceito – O que é fadiga?	9
2.1.2 Breve história.....	9
2.1.3 Origem do fenômeno - Nucleação e propagação da trinca.....	11
2.1.4 Conceitos básicos relativos à caracterização das tensões cíclicas.....	14
2.1.5 Abordagem S-N.....	15
2.1.6 Tensão média.....	16
2.1.7 Descontinuidades geométricas	18
2.2 Mecânica da fratura.....	21
2.2.1 Mecânica da Fratura Linear Elástica (MFLE).....	22
2.2.2 Propagação de trincas por fadiga.....	24
2.2.3 Trincas curtas.....	25
2.3 Fadiga multiaxial	27
2.3.1 Tensões relativas a um plano material.....	28
2.3.2 Modelo de Smith-Watson Topper (SWT)	30
2.4 Teoria da Distância Crítica (TDC).....	31
2.4.1 Introdução.....	31
2.4.2 Formalizações da TDC	32
2.4.3 Previsão de vida em fadiga utilizando a TDC – calibração da relação $L(Nf)$..	35
2.4.3.1 Metodologia de calibração baseada nas propriedades estáticas e do limite de fadiga do material	36

2.4.3.2	Metodologia de calibração utilizando duas curvas S-N. Uma curva produzida com CP's planos e outra curva produzida com CP's entalhados.	37
2.4.3.3	Metodologia de calibração utilizando duas curvas S-N produzidas com dois tipos de CP's entalhados diferentes.	38
CAPÍTULO III		40
3.1	Metodologia experimental	40
3.1.1	Corpos de prova.....	40
3.1.1.1	Corpos de prova sem concentrador de tensões (plano).....	41
3.1.1.2	Corpos de prova entalhados	42
3.1.1.3	Corpos de prova com furos.	43
3.2	Ensaio de fadiga	44
3.3	Metodologia Numérica	47
3.3.1	Simulações via Método dos Elementos Finitos (MEF).....	47
3.3.2	Calibração da relação $L(Nf)$	49
3.3.2.1	Metodologia de calibração utilizando duas curvas S-N. Uma curva produzida com CP's planos e outra curva produzida com CP's entalhados.	49
3.3.2.2	Metodologia de calibração utilizando duas curvas S-N produzidas com dois tipos de CP's entalhados diferentes.	53
3.3.2.3	Resumo das metodologias de calibração.....	58
3.3.3	Previsão de vida.....	59
CAPÍTULO IV		62
4.1	Análise de convergência	62
4.2	Justificativa para a escolha do critério de SWT.....	65
4.3	Curvas S-N.....	67
4.4	Análise de fadiga baseada na tensão de pico	71
4.5	Equações $L(Nf)$ e $\sigma DC(Nf)$	75
4.6	Previsões de vida.....	78
4.6.1	Calibração 1 - CP plano + CP com entalhe de 0.027 mm	79
4.6.2	Calibração 2 - CP com entalhe de 0.027 mm + CP com furo passante.....	83
4.6.3	Análise dos resultados de previsão de vida	86
4.6.3.1	Influência do efeito de tamanho nos resultados de previsão de vida	87
CAPÍTULO V		90
5.1	CONCLUSÕES	90
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		93

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 Contexto do desenvolvimento do trabalho

Nas últimas décadas, o consumo de energia elétrica vem aumentando no Brasil devido ao crescimento da economia. Em consequência, o país vem fazendo grandes investimentos na área de geração e transmissão de energia. Segundo dados do Portal Brasil (PORTAL BRASIL, 2015), entre os anos de 2001 e 2014 a geração de energia aumentou 67%, alavancando também a expansão do sistema de transmissão que, no mesmo período, atingiu um crescimento de 80% alcançando, em 2013, uma extensão de mais de 111 mil Km (Fig. 1.1).

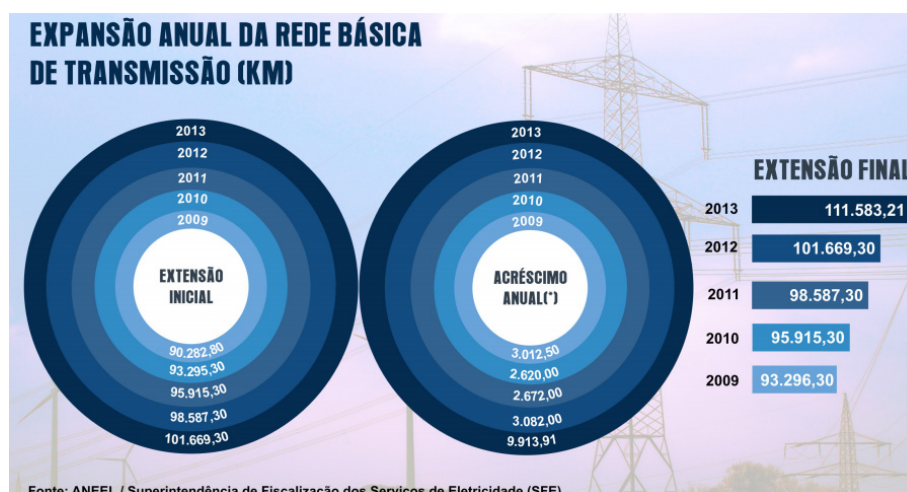


Figura 1.1 - Expansão anual da rede básica de transmissão (ANEEL, 2014)

Em uma rede de transmissão de energia os cabos condutores são o componente mais importante e podem contribuir com até 40% do custo em investimento de capital da rede (ABREU et al., 2010). Esses cabos são responsáveis por ligarem os centros geradores de energia e os centros consumidores. O Brasil é um país de dimensões continentais e possui um relevo e uma hidrografia que muitas vezes exigem a utilização de torres de transmissão muito altas e muito espaçadas entre si. Esse grande espaçamento demanda um grande comprimento de cabo entre torres, o que faz com que os cabos sejam muito solicitados mecanicamente. A ruptura de um cabo desses pode trazer imenso prejuízo para o país. Em 2002, um cabo da

linha de transmissão que liga a hidroelétrica de Ilha Solteira à subestação de Araraquara (SP) rompeu-se por fadiga e 10 Estados da federação ficaram sem energia elétrica. Tal fato causou um prejuízo econômico inestimável (FOLHA DE SÃO PAULO, 2002).



Figura 1.2 - Torres 238 e 241 da linha de transmissão Tucuruí-Macapá-Manaus com 300 m de altura e 2,5 Km de espaçamento entre elas (WIKIPEDIA.ORG, 2017).



Figura 1.3 - Exemplo de um cabo de alumínio utilizado em linhas de transmissão. O cabo é constituído por vários fios encordoados (NEXANS, 2017).

Em vista de entender e quantificar os fenômenos mecânicos envolvidos no processo de solicitação de cabos de transmissão de energia, para prevenir falhas e diminuir custos de implementação de novos projetos, muitos estudos vem sendo realizados nessa área. Entre esses estudos podemos destacar as pesquisas realizadas pelo Laboratório de Fadiga e Integridade Estrutural de Cabos Condutores de Energia da Universidade de Brasília. Esse laboratório é um dos mais modernos do hemisfério sul do planeta e vem contribuindo com uma vasta produção intelectual de relevância nacional e internacional (FADEL et al., 2012;

KALOMBO et al., 2015, 2017). Duas metodologias distintas são adotadas pelo grupo de pesquisa ligado a esse laboratório para avaliar o comportamento em fadiga dos cabos:

- i. Avaliação da vida em fadiga do cabo utilizando uma bancada experimental;
- ii. Avaliação da vida em fadiga dos fios dos cabos.

Na primeira metodologia é utilizada uma bancada experimental, representada na Figura 1.4, onde a vida do cabo é avaliada. Para tanto, o cabo é esticado por meio de uma alavanca e excitado por meio de um *shaker* que simula a vibração provocada pelo vento. Durante o ensaio, o cabo é monitorado por um dispositivo a laser que identifica o momento da falha determinado pela ruptura de um dado número de fios do cabo. Assim, através dos experimentos executados nessa bancada é possível avaliar a resistência à fadiga de cabos utilizados em linhas de transmissão. A segunda metodologia consiste em avaliar a resistência à fadiga dos fios que compõem os cabos de forma individual, ou seja, os fios são retirados dos cabos e são ensaiados em máquinas servo-hidráulicas (Fig. 1.5). O objetivo dessa última metodologia é avaliar as propriedades do fio e correlacioná-las com a resistência à fadiga do cabo. Esse trabalho referendou-se na segunda metodologia.

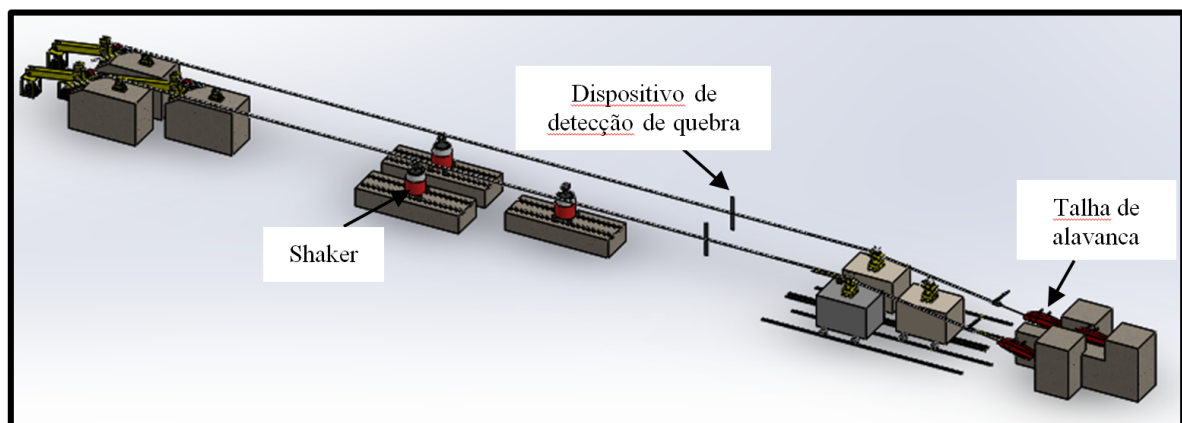


Figura 1.4 – Desenho esquemático da bancada de ensaios de cabos condutores de energia da Universidade de Brasília (KALOMBO et al., 2017 - modificado).

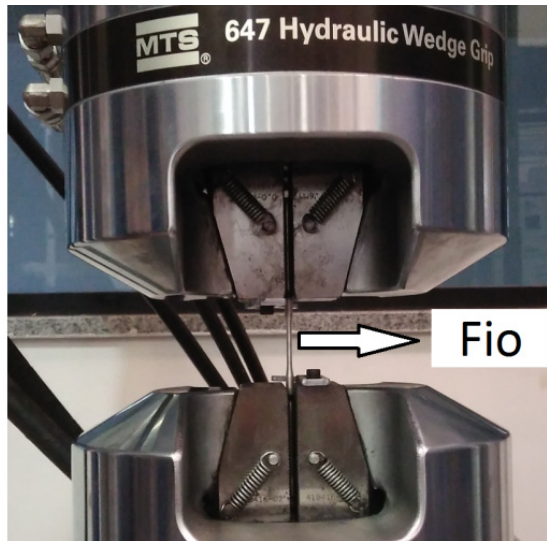


Figura 1.5 – Fio retirado de um cabo utilizado em linhas de transmissão sendo ensaiado individualmente em uma máquina servo-hidráulica.

1.2 O problema mecânico

O processo de fadiga provocado pela excitação eólica é um dos principais causadores de falhas em cabos aéreos utilizados em linhas de transmissão de energia. Essa excitação provoca um movimento de flexão alternada do cabo que pode levar a falha por fadiga. Outro fenômeno envolvido no processo de falha é o *fretting*. Esse fenômeno mecânico e metalúrgico ocorre devido ao atrito causado pelo deslizamento dos fios do cabo entre si e entre a superfície dos dispositivos que fixam os cabos às torres de transmissão (FADEL, 2010). Segundo Zhou *et al.* (1996) e Kalombo *et al.* (2017) a fadiga por *fretting* é o principal mecanismo de falha causador de quebra nos fios de cabos de transmissão.

A fadiga por *fretting* é um fenômeno altamente complexo, pois as superfícies em contato geram gradientes elevados de tensão próximos a zona de contato, além de induzirem um estado multiaxial. A modelagem experimental desse fenômeno é difícil, exigindo a utilização de equipamentos altamente específicos e caros. Por esse motivo, recentemente, pesquisadores da Universidade de Brasília (ARAÚJO *et al.*, 2015) propuseram modelar a fadiga por *fretting* por meio da análise de componentes contendo descontinuidades geométricas tais como entalhes, visto que, de forma análoga ao *fretting* um estado de tensão multiaxial e altos gradientes são observados nesses componentes. Assim, no caso dos cabos de transmissão de energia uma análise de fadiga realizada individualmente nos fios do cabo contendo alguma descontinuidade geométrica (introduzida artificialmente) ajudaria a entender

melhor o processo de falha nos cabos. Portanto, foi nesse contexto que se efetivou a realização dessa pesquisa.

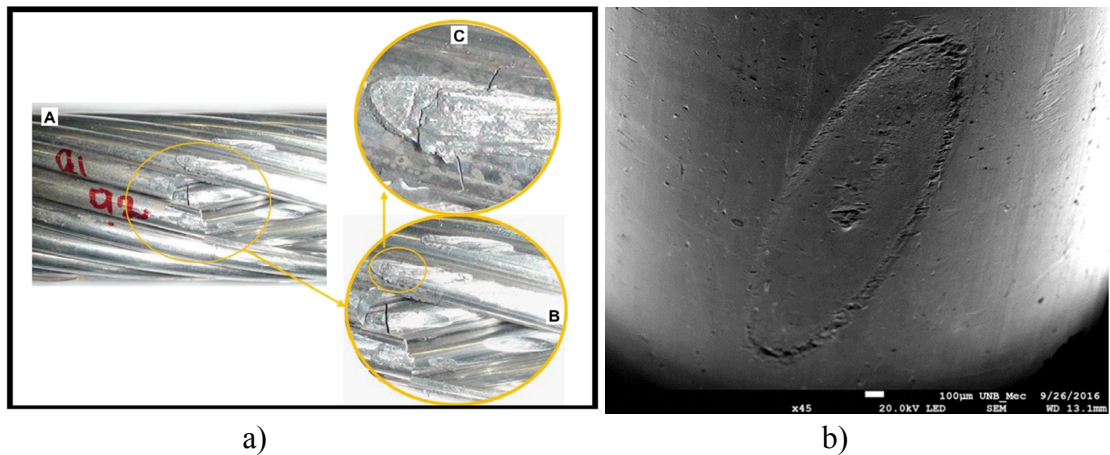


Figura 2 –a) (A) Falha dos fios em área onde ocorreu fadiga por *fretting*, (B) camada interna e (C) camada externa (FADEL et al., 2012). b) Superfície de contato entre os fios onde observa-se marcas de *fretting* (KALOMBO et al., 2017).

1.3 Objetivos do trabalho

1.3.1 Objetivo principal

Este trabalho tem como principal objetivo estimar a vida em fadiga de fios de alumínio liga 6201-T81 (retirados de cabos CAL 900 utilizados em linhas de transmissão de energia) na presença de entalhes e furos, utilizando a Teoria da Distância Crítica (TDC) combinada com o critério de Smith-Watson-Topper.

1.3.2 Objetivos secundários

- Levantar curvas de fadiga S-N para os fios contendo entalhes e furos;
- Avaliar duas metodologias de calibração utilizadas para obter a relação entre a distância crítica e o número de ciclos para falha;
- Comparar os resultados das previsões de vida quando utilizado o método do ponto (MP), método da linha (ML) e o método do volume (MV);
- Avaliar se uma análise baseada na máxima tensão de pico, representada pelo fator concentrador de tensão (K_t), é capaz de prever o comportamento em fadiga desses fios.

1.4 O Estado da arte

O estudo do efeito de descontinuidades geométricas na resistência a fadiga de componentes é de grande importância na área de engenharia. Abordagens que consideram o gradiente de tensão ao redor do concentrador de tensão, como a Teoria da Distância Crítica (TDC) e o *Defect Stress Gradient* (DSG) possibilitam realizar análises mais precisas quanto à previsão do limite de fadiga. Nos últimos anos, conceitos relativos a essas abordagens também veem sendo utilizados com sucesso para previsão de vida em fadiga. Essa revisão do estado da arte apresentará os principais estudos relativos à análise de fadiga em componentes contendo descontinuidades geométricas com foco nos estudos mais recentes utilizando a TDC e o DSG.

Provavelmente, os primeiros a utilizarem conceitos relativos ao que hoje conhecemos com Teoria da Distância Crítica foram Neuber (1936, 1958) e Peterson (1959). Esses dois pesquisadores publicaram um vasto trabalho avaliando a sensibilidade ao entalhe em diversos metais. Para tanto, argumentaram que para estimar a tensão representativa associada ou dano por fadiga, um valor médio das tensões próximas à raiz do entalhe deveria ser considerado. Neuber formalizou essa ideia em termos do hoje denominado Método da Linha (ML), enquanto Peterson utilizou conceitos relativos ao Método do Ponto (MP). Posteriormente, Isibasi (1967) também utilizou o MP em suas análises de fadiga em corpos de prova entalhados. Sibel e Stieler (1955) propuseram um método baseado no gradiente de tensão para avaliar o efeito do entalhe. Nisitani (1968) estendeu os conceitos propostos por Sibel e Stieler para avaliar a influência do raio da raiz do entalhe na resistência à fadiga. Todos os pesquisadores acima citados mostraram em suas pesquisas que a resistência à fadiga em componentes entalhados não pode ser avaliada com base somente na tensão de pico na raiz do entalhe. Todos eles, de uma forma ou de outra, levaram em consideração o gradiente de tensão, ao redor do concentrador de tensão, em suas análises.

Um dos estudos mais completos que avalia a influência de pequenos defeitos e inclusões não metálicas na vida em fadiga de materiais foi realizado por Murakami (2002). Neste trabalho, Murakami introduz um método prático para engenheiros e pesquisadores incorporarem a influência desses micro defeitos na vida em fadiga do material. Esse modelo é baseado no parâmetro geométrico $\sqrt{\text{área}}$ do defeito e da dureza *vickers* do material. Uma das principais vantagens da sua utilização é a facilidade de aplicação, visto que, nenhum ensaio de fadiga se faz necessário para a determinação do limite de fadiga. Utilizando conceitos

apresentados anteriormente por Murakami, Yanase e Endo (2014) propuseram um método de previsão do limite de fadiga de componentes contendo pequenos defeitos utilizando o parâmetro $\sqrt{\text{área}}$ e um critério de fadiga biaxial.

Mais recentemente, Leopold e Nadot (2010); Nadot e Billaudeau (2006) utilizaram a metodologia DSG baseada na análise do gradiente de tensão ao redor do concentrador de tensão para prever o limite de fadiga de corpos de prova contendo pequenos defeitos artificiais. Para tanto, utilizaram resultados fornecidos por simulações elasto-plásticas conjuntamente com o critério de fadiga multiaxial de Crossland (1956). Roy *et al.* (2011) e Vincent *et al.* (2014) também avaliariam o limite de fadiga de componentes contendo defeitos utilizando o conceito DSG. Mais tarde, Nasr *et al.* (2017) estendeu a utilização desse conceito para análises de vida.

Morel *et al.* (2009) investigou a influência de micro defeitos de diferentes geometrias na vida em fadiga do aço C35. Na parte numérica de seu trabalho utilizou simulações elasto-plásticas e um critério de fadiga multiaxial. Hassine *et al.* (2016), utilizou o critério de fadiga de Papadopoulos (2001) conjuntamente com simulações elasto-plásticas via MEF para avaliar o limite de fadiga de materiais defeituosos.

No referente à TDC aplicada a análises de fadiga alguns trabalhos merecem destaque. Taylor (1999) em seu trabalho fez uma análise de conceitos relativos a distância crítica, já anteriormente utilizados por outros pesquisadores, dando ênfase na utilização desses conceitos para estimar o limite de fadiga de componentes entalhados. Posteriormente, Susmel e Taylor (2007) estenderam a análise utilizando a TDC para estimar vida de componentes entalhados no regime de médio-alto ciclo. Esses pesquisadores também publicaram alguns trabalhos aplicando a TDC em conjunto com um critério de fadiga multiaxial (SUSMEL; TAYLOR, 2008, 2012). Recentemente essa abordagem também vem sendo utilizada para prever vida em condições de *fretting* (HATTORI et al., 2011; GANDIOLLE7 & FOUVRY, 2016; ARAÚJO et al., 2017).

1.5 Descrição da estrutura do trabalho

Em sua organização, esta dissertação encontra-se estruturada em cinco capítulos:

Capítulo 1 – Introdução: Este primeiro capítulo apresenta uma contextualização da problemática, os objetivos do trabalho além de uma revisão do estado da arte;

Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica: Neste capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica sucinta referente aos conceitos utilizados nesse trabalho. Os tópicos abordados são: Fadiga; Mecânica da fratura; Fadiga multiaxial; Teoria da Distância Crítica;

Capítulo 3 – Metodologia: Este capítulo refere-se a apresentação da metodologia numérica e experimental adotada;

Capítulo 4 – Resultados e Discussões: Os resultados provenientes dos ensaios experimentais e das simulações numéricas de previsão de vida em fadiga são discutidos neste capítulo;

Capítulo 5 – Resumo e Conclusões: Por fim, este último capítulo faz um resumo do trabalho desenvolvido, apresenta as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Fadiga

2.1.1 Conceito – O que é fadiga?

Componentes de máquinas, veículos e estruturas são frequentemente submetidos a cargas repetitivas induzindo o aparecimento de tensões flutuantes. Essas tensões podem ocasionar danos microscópios, até mesmo quando estão abaixo do limite de escoamento do material. O dano se acumula devido aos carregamentos cíclicos propiciando o aparecimento de trincas que podem levar a falha do componente. Esse processo de dano e falha é chamado de fadiga (DOWLING, 2013).

2.1.2 Breve história

O estudo do fenômeno da fadiga começou no século XIX, no continente Europeu. O primeiro artigo publicado relacionado a testes de fadiga que se tem notícia é datado de 1837. Nesse artigo, Albert (1837) utiliza uma máquina desenvolvida por ele próprio para avaliar um transportador de correntes que falhou em serviço nas Minas de Clausthal, Alemanha. Mais tarde, em 1842, o engenheiro inglês Rankine (1842) avaliou, em seu estudo, a resistência em fadiga de eixos ferroviários e em 1853 Morin discute em seu livro *Resistence des Matériaux* uma metodologia de inspeção e busca de trincas em eixos de carruagens (MORIN, 1853).

Depois da revolução industrial, houve um crescimento acentuado na utilização de metais em estruturas, maquinário industrial e em ferrovias. Como o conhecimento na área da fadiga nessa época ainda era extremamente limitado, esses componentes não eram projetados adequadamente. Assim, acidentes devido à falha por fadiga se tornaram frequentes. Nesse contexto, August Wöhler (1858, 1960, 1863, 1866, 1870) motivado pelas falhas em eixos ferroviários, desenvolveu um trabalho de extrema relevância.

Wöhler, engenheiro alemão, desenvolveu uma metodologia para medir a carga em serviço ao qual eixos de trens estavam submetidos. A partir dos dados obtidos estimou a vida desses mesmos eixos levando em consideração a dispersão da vida em fadiga, ou seja, a

probabilidade de falha. A partir de seus estudos Wöhler chegou a importantes conclusões, tal como a de que um material pode falhar quando submetido a cargas cíclicas mesmo que essas cargas sejam inferiores a resistência estática. O seu trabalho contemplou o teste de aços, ferros e outros metais sobre regimes de carregamentos cíclicos axial, de flexão e torção. Sua pesquisa chegou até a demonstrar o efeito danoso da tensão média e de entalhes na vida em fadiga (SCHÜTZ, 1996). Wöhler apresentava os resultados dos seus testes em tabelas de tensão-vida. Posteriormente, Spangenberg (1874, 1879) diretor da Mechanisch-Technische-Versuchsanstalt em Berlim, começou a representar esses dados na forma de gráficos com escalas lineares. Esses gráficos ficaram conhecidos como curvas S-N ou curvas de Wöhler.

Basquin (1910), representou os dados de Wöhler em gráficos de potência com escala logarítmica na forma que conhecemos hoje, $\log \sigma_a$ (tensão alternada) no eixo das ordenadas e $\log N$ (vida em ciclos) no eixo das abscissas. Outros pesquisadores como Gerber, Goodman, Bauschinger e Soderberg foram precursores e contribuíram muito para o entendimento do fenômeno da fadiga.

Atualmente, o estudo da fadiga encontra-se bem avançado. Com a evolução da tecnologia foi possível desenvolver equipamentos de testes capazes de aplicar cargas multiaxiais em corpos de prova, tornando possíveis análises mais complexas quanto ao comportamento em fadiga dos materiais. Novas áreas de estudo surgiram, como a fadiga por *fretting*; fadiga em ambientes agressivos; análise de fadiga em altas temperaturas entre outras. Hoje, graças a esses avanços já possuímos bons modelos numéricos, amplamente utilizados na indústria, capazes de prever a resistência de componentes mecânicos submetidos a cargas cíclicas. Apesar de todos esses avanços, acidentes devido a esse tipo de falha ainda ocorrem, pois o fenômeno não é de todo compreendido.

As três metodologias principais utilizadas para a análise de vida em fadiga são: a Deformação-Vida; Tensão-Vida e a Mecânica da Fratura Linear Elástica (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2003). Nesse trabalho serão aplicadas conceitos relativos as duas últimas metodologias.

2.1.3 Origem do fenômeno - Nucleação e propagação da trinca

O processo de falha por fadiga pode ser caracterizado basicamente por três etapas: nucleação da trinca; propagação; fratura.

- Nucleação

Durante o processo de nucleação, trincas microscópicas de tamanho inferior a 0.025 mm surgem no material. Essas micro trincas originam-se em regiões de singularidade, onde os níveis de tensão são severos. Singularidades englobam inclusões, fronteiras dos grãos do material, defeitos internos e bandas de deslizamento.

Em metais dúcteis, grãos cristalográficos que possuem uma orientação desfavorável relativamente às tensões aplicadas desenvolvem bandas de deslizamento. Nessas regiões ocorre intensa deformação devido ao movimento cisalhante entre os planos cristalográficos, propiciando o surgimento de micro trincas no interior dos grãos. Conforme o número de ciclos vai aumentando, mais zonas de deslizamento vão sendo formadas iniciando outros sítios de micro trincas (DOWLING, 2013).

Metais com ductilidade reduzida apresentam um processo de iniciação de trinca menos generalizado, devido a menor habilidade que possuem de escoar. Nesse caso, a iniciação tende a se concentrar em regiões de descontinuidade geométrica como: inclusões, vazios internos e arranhões superficiais.

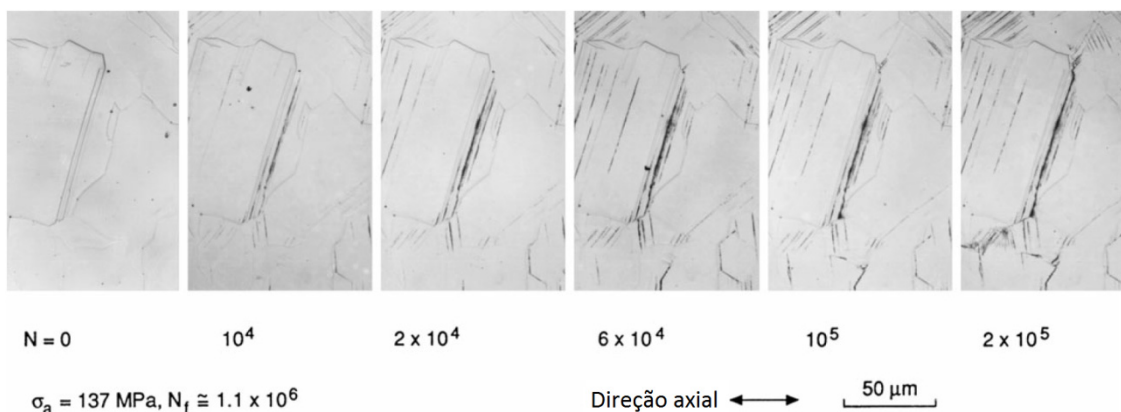


Figura 2.1 - Processo de dano por bandas de escorregamento originando micro trincas durante carregamento cíclico - Latão recozido 70Cu-30Zn (DOWLING, 2013 - modificado).

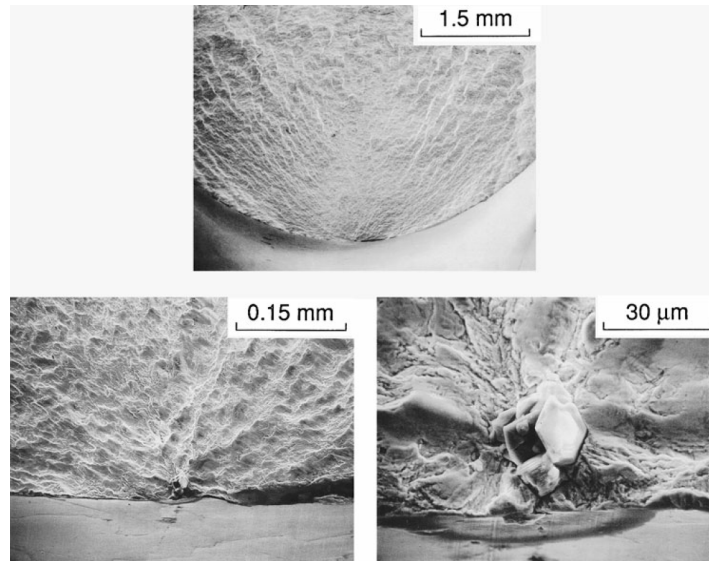


Figura 2.2 - Origem de trinca por fadiga em um espécimen plano AISI 4340. A inclusão onde a trinca se iniciou pode ser observada nas duas imagens de maior ampliação (DOWLING, 2013).

- Propagação

Seguidamente à nucleação, tem-se o processo de propagação, no qual a trinca avança incrementalmente com o número de ciclos. Inicialmente, essa propagação se dá de forma bem lenta e em materiais policristalinos ocorre ao longo dos planos cristalográficos onde a tensão de cisalhamento é máxima. Esse estágio é denominado de estágio de Propagação I. Normalmente, nos metais policristalinos as trincas se estendem a apenas alguns grãos durante esse primeiro estágio, formando uma superfície de fadiga com aparência plana e sem traços. Esse processo inicial é altamente sensível à microestrutura do material.

Quando o fator intensidade de tensão atinge um determinado valor, o estágio de Propagação II se inicia. Neste segundo estágio, ocorre uma mudança na direção de propagação da trinca para uma direção aproximadamente perpendicular a carga aplicada. A taxa de crescimento se torna mais elevada, ou seja, a trinca cresce mais rapidamente. A superfície de fratura formada durante esse estágio pode ser caracterizada por dois tipos de impressões: marcas de praias e estrias. Essas impressões indicam a posição da ponta da trinca em algum instante de tempo do ciclo de carregamento e se apresentam em forma de picos concêntricos que se expandem para longe do local de iniciação. Ocorrendo, frequentemente em um padrão circular ou semicircular. As marcas de praias possuem dimensões macroscópicas e são encontradas em componentes que podem ter sofrido interrupções durante o segundo estágio de propagação. Cada marca de praia representa um período de tempo, no qual o crescimento da trinca ocorreu. Por outro lado, as estrias são microscópicas em

tamanho, tornando necessária a utilização de Microscópio Eletrônico de Varredura (MEV) para sua observação. Cada estria caracteriza a distância de avanço da frente da trinca durante um único ciclo de carregamento. É importante salientar que, embora tanto as marcas de praia quanto as estrias apresentem aparência similar, elas são diferentes quanto ao tamanho e a origem, podendo existir centenas de estrias em uma única marca de praia.

A presença de marcas de praia ou estrias na superfície de fratura confirma a falha por fadiga. Contudo, a ausência dessas marcas não exclui a fadiga como causa da falha (CALLISTER JR, 2001).

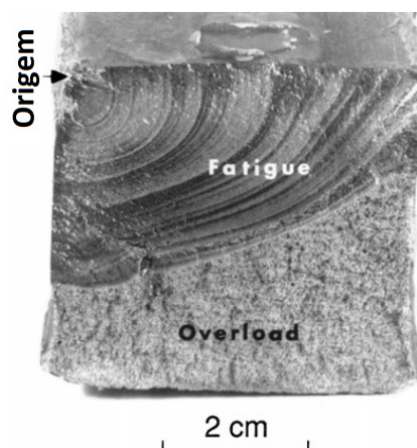


Figura 2.3 - Superfície de fratura por fadiga (aço 18Mn), onde é possível observar marcas de praia a partir da origem da trinca (DOWLING, 2013 - modificado).

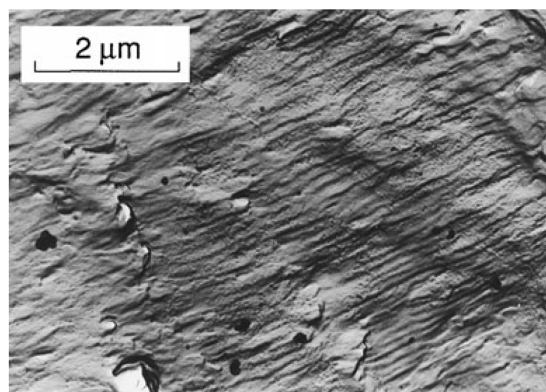


Figura 2.4 - Marcas de estria por fadiga espaçadas aproximadamente $0.12 \mu m$ (aço Ni-Cr-Mo-V) (DOWLING, 2013).

- Fratura

Depois que a trinca atinge um determinado tamanho, uma falha final por fratura ocorre. Dependendo do tipo de material, dimensões do corpo e condições de carregamento, essa falha pode ocorrer de forma dúctil (envolvendo grandes deformações) ou frágil (pouca deformação). A superfície de fratura final é normalmente áspera, como pode ser observado na Fig. 2.3 (área de *overload*).

2.1.4 Conceitos básicos relativos à caracterização das tensões cíclicas

Componentes mecânicos podem estar submetidos a carregamentos flutuantes no seu regime de trabalho. Esses carregamentos muitas vezes são representados na forma senoidal devido à natureza de algumas máquinas rotativa. Padrões de carregamento muito irregulares também ocorrem com frequência. Porém, descobriu-se que em padrões exibindo um único máximo e mínimo de força, a forma da onda não é importante (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2003). Assim, serão apresentados alguns conceitos relativos à caracterização de carregamentos cíclicos que oscilam entre um valor máximo e mínimo. Para isso, será utilizado como base um carregamento senoidal.

Em um carregamento a amplitude de tensão é definida como sendo a diferença entre o valor máximo e mínimo:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.1)$$

A tensão média é a média entre a tensão máxima e a mínima:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.2)$$

A razão de carregamento “R” é o quociente entre σ_{min} e σ_{max} :

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2.3)$$

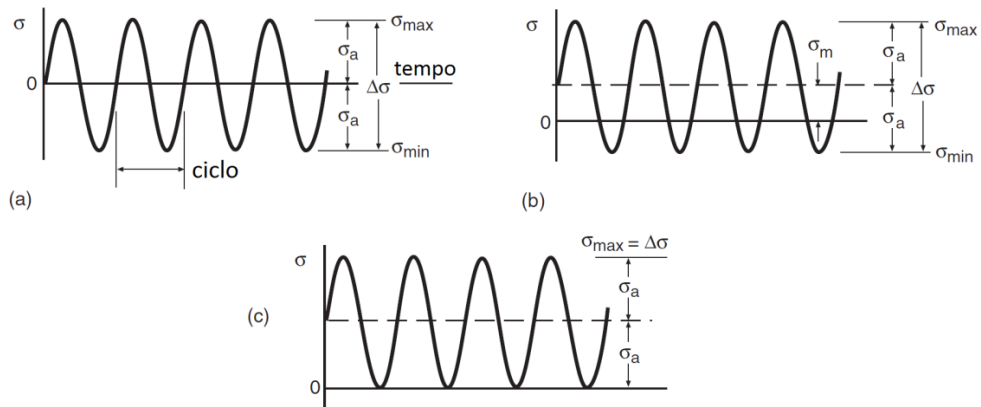


Figura 2.5 – a) Ciclo de carregamento completamente reverso $\sigma_m = 0$ ($R=-1$). b) Carregamento com tensão média $\sigma_m \neq 0$. c) Carregamento de tração-tração $\sigma_{min} = 0$ ($R=0$) (DOWLING, 2013 - modificado).

2.1.5 Abordagem S-N

A abordagem tensão-vida (S-N) tem como intuito prever a vida em número de ciclos para falha em função da amplitude de tensão alternada, ao qual o material é submetido. Essa metodologia de abordagem é a mais tradicional e consegue representar a fadiga de alto ciclo adequadamente. Para Dowling (2013), a vida na qual a fadiga de alto ciclo se inicia varia com o material, mas está tipicamente entre a faixa de 10^2 e 10^4 ciclos. Acima desses valores de vida, as tensões são suficientemente baixas de modo que o efeito de escoamento não domine o comportamento à fadiga, possibilitando que o fenômeno seja descrito somente em função das tensões e do número de ciclos.

A forma convencional de representação dos dados nessa abordagem se dá por meio de gráficos S-N, também conhecidos como curvas de Wöhler. Para facilitar a visualização dos dados, as escalas desses gráficos são logarítmicas.

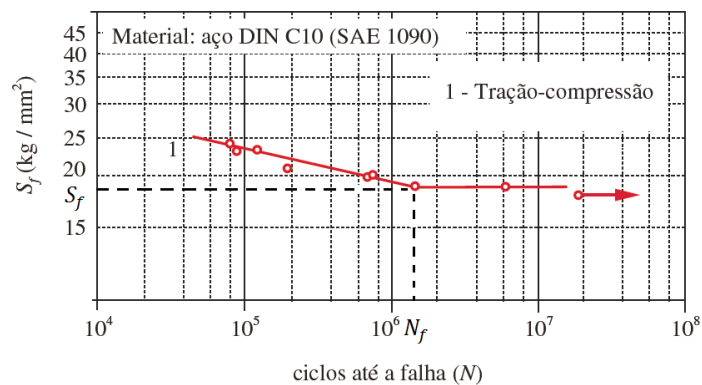


Figura 2.6 – Curva S-N - aço SAE 1090 (NORTON, 2013 - modificado).

A resistência à fadiga de um material é a amplitude de tensão relacionada com um determinado número de ciclos até a falha. Na Figura 2.6 podemos observar que a resistência à fadiga do aço SAE 1090 para 10^5 ciclos é de aproximadamente $24 \left(\frac{Kg}{mm^2} \right)$. Em materiais como aços e algumas ligas de titânio, observa-se um platô no gráfico S-N que define o limite de fadiga. No gráfico acima, esse limite é definido pelo valor S_f e caracteriza a tensão máxima, na qual o material apresenta falha por fadiga. Para valores de tensões inferiores ao limite de fadiga o material apresenta vida infinita, ou seja, não falhará. É importante salientar que apenas alguns materiais apresentam esse comportamento. Ligas de alumínio, por exemplo, não apresentam limite de fadiga.

2.1.6 Tensão média

A presença de uma componente de tensão média tem um efeito prejudicial na vida em fadiga dos materiais. Um material que é submetido a carregamentos que gerem tensões médias e alternadas de tração sofrerá falha antecipadamente, quando se comparado ao caso do mesmo material submetido somente a carregamentos alternados de mesma amplitude. Na Figura 2.7 são apresentados dados de fadiga da liga de alumínio 7075-T6 em diversos níveis de tensão média. Nota-se que para uma determinada vida, a tensão alternada suportada pelo material diminui com o aumento da tensão média.

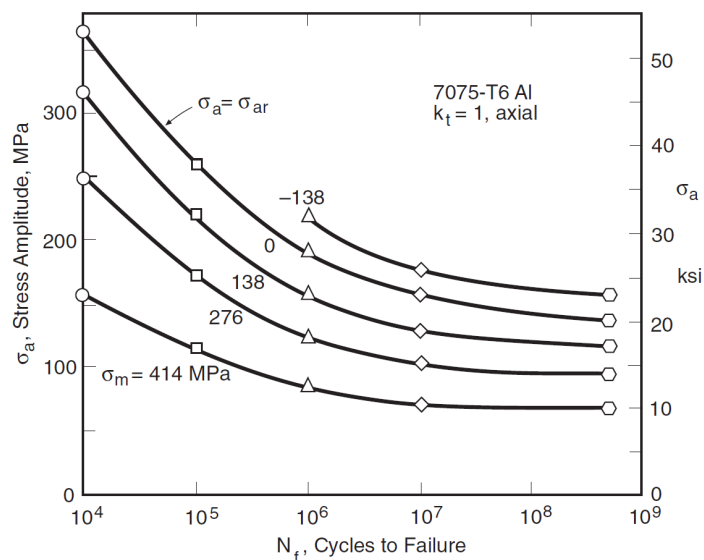


Figura 2.7 – Curva S-N em vários níveis de tensão média – AL 7075-T6 (DOWLING, 2013 - modificado]

Ao longo dos anos vários pesquisadores propuseram equações que representassem o efeito da tensão média na vida em fadiga. Abaixo são apresentadas algumas delas.

Equação de Goodman (1899):

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{UTS}} = 1 \quad (2.4)$$

Equação de Gerber (1874):

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{UTS}}\right)^2 = 1 \quad (\sigma_m \geq 0) \quad (2.5)$$

Equação de Soderberg (1930):

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_y} = 1 \quad (2.6)$$

Equação de Smith-Watson-Topper (1960):

$$\sigma_{ar} = \sqrt{\sigma_{max} * \sigma_a} \quad (\sigma_{max} > 0) \quad (2.7)$$

Equação de Walker (1968):

$$\sigma_{ar} = \sigma_{max}^{1-\gamma} * \sigma_a^\gamma \quad (2.8)$$

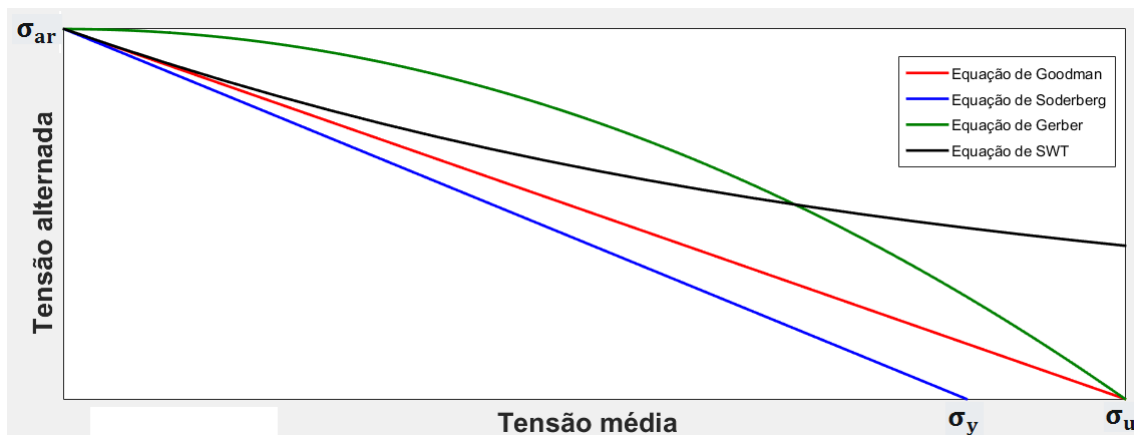


Figura 2.8 – Diagrama de fadiga mostrando vários critérios de falha. Pontos acima da curva do critério indicam falha.

Observando a Fig. 2.8, nota-se que o critério de Soderberg é o mais conservador. Os critérios Goodman e Soderberg são representados por retas, enquanto o de Gerber é representado por uma parábola. É importante observar que diferentemente dos outros critérios apresentados, o SWT não inclui propriedade do material em sua formulação. A equação de Walker é dependente de uma constante material γ que é obtida por meio de ensaios de fadiga realizados em mais de uma tensão média. Quando γ é igual a 0.5 a equação de Walker se iguala a equação de SWT.

Dowling *et al.* (2009) analisou a capacidade dessas equações em representar dados experimentais de fadiga em diversos aços, ligas de alumínio e uma liga de titânio. No trabalho, ele conclui que a equação de Goodman é altamente imprecisa quando utilizada para estimar vida. A equação de SWT fornece bons resultados na maioria dos casos, principalmente para ligas de alumínio. Quando se possui dados necessários para obter a constante γ , a equação de Walker deve ser preferencialmente utilizada, pois produz melhores resultados.

2.1.7 Descontinuidades geométricas

A presença de descontinuidades geométricas como entalhes, furos, *fillets*, rasgos de chaveta, entre outras, reduzem a resistência à fadiga de um componente. Essas descontinuidades atuam como concentradores de tensão, induzindo o surgimento de trincas por fadiga nessas localidades. Muitas vezes, por praticidade, para avaliar a resistência de um material na presença de uma descontinuidade geométrica, testes em corpos de prova com entalhe são realizados.

Em se tratando de resistência a fadiga na presença de concentradores de tensão, o conceito de fator concentrador de tensão K_t é de extrema importância. O K_t é definido como sendo a razão entre a tensão de pico na raiz do entalhe (σ) e a tensão nominal (S). Esse conceito pode ser utilizado para caracterizar a severidade de um entalhe.

$$K_t = \frac{\sigma}{S} \quad (2.9)$$

Porém, o comportamento à fadiga de um componente entalhado não pode ser definido apenas com base no valor de K_t , ou seja, no valor da tensão σ máxima na raiz do entalhe. Em geral, quando se faz uma análise baseada somente na tensão de pico obtém-se um valor de resistência à fadiga inferior ao que se obtém experimentalmente. Um componente entalhado

submetido a um determinado carregamento apresenta uma distribuição não uniforme das tensões (gradiente). A tensão é máxima na raiz do entalhe e seu valor vai diminuindo à medida que se vai afastando desse ponto (Fig. 2.9). Fundamentados nessa explicação, muitos pesquisadores argumentam que em componentes entalhados a análise das tensões deve ser realizada em um volume crítico ou a uma dada distância da raiz do entalhe.

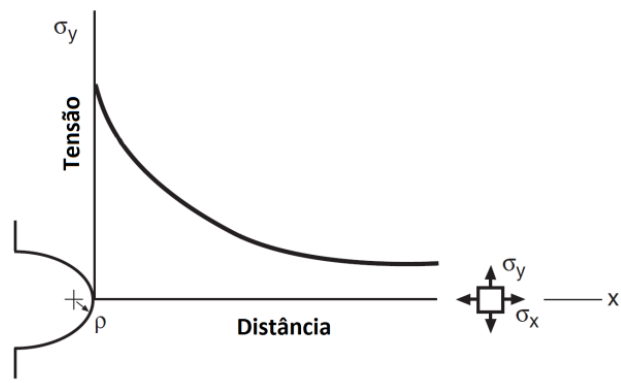


Figura 2.9 – Distribuição de tensões na ponta do entalhe em um componente submetido a carregamento na direção Y (DOWLING, 2013 - modificado).

Outro conceito importante é o fator de concentração de tensão à fadiga, K_f . Ele é definido como sendo a razão entre a resistência à fadiga do espécimen plano (σ_{ar}) e a resistência à fadiga do espécime com entalhe (S_{ar}).

$$K_f = \frac{\sigma_{ar}}{S_{ar}} \quad (2.10)$$

Para entalhes não agudos os valores de K_f e K_t são próximos. Entretanto, para entalhes mais agudos esses mesmos valores são bem discrepantes, o valor de K_f é consideravelmente inferior comparativamente ao valor de K_t (Fig. 2.10). Isso ocorre, pois o gradiente de tensão é maior em entalhes mais agudos.

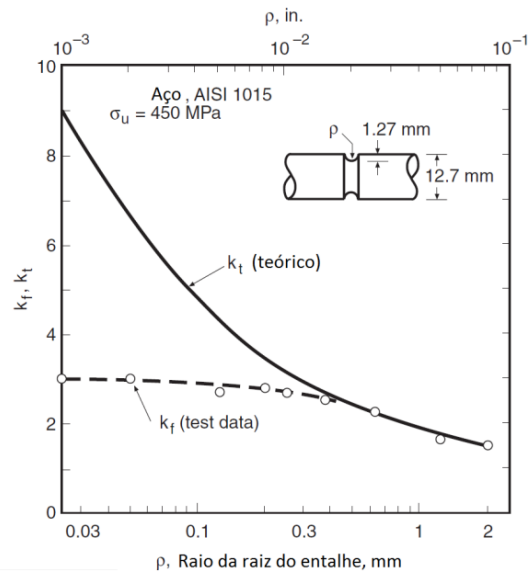


Figura 2.10 - K_f e K_t para entalhes de diferentes raios – Aço AISI 1015 (DOWLING, 2013 - modificado).

Relacionando os valores de K_f e K_t consegue-se avaliar a sensibilidade ao entalhe de um material, por meio da expressão abaixo:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (2.11)$$

Analisando essa expressão nota-se que quando $K_f = K_t$ o valor da sensibilidade ao entalhe é igual ao valor unitário, ou seja, o entalhe apresenta seu máximo efeito possível. O valor de q é inferior à unidade se $K_f < K_t$, apresentando seu menor valor $q = 0$, quando $K_f = 1$.

Algumas fórmulas empíricas foram desenvolvidas para estimar o valor de K_f . Abaixo são apresentadas algumas delas:

Equação de Neuber (1958):

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{\beta}{\rho}}} \quad (2.12)$$

Equação de Peterson (1959):

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}} \quad (2.13)$$

Equação de Heywood (1947):

$$K_f = \frac{K_t}{1 + 2\sqrt{\frac{\varphi}{\rho}}} \quad (2.14)$$

Nas expressões apresentadas β , α e φ são constantes materiais e ρ é o raio da raiz do entalhe. Assim, para um valor fixo de K_t , o fator de concentração de tensão à fadiga é função apenas de ρ . As constantes materiais foram obtidas de forma empírica, buscando o melhor *fit* dos dados experimentais.

2.2 Mecânica da fratura

A mecânica da fratura estuda o comportamento de materiais contendo trincas quando submetidos a carregamentos estáticos ou dinâmicos. A mecânica da fratura é um campo de estudo de suma importância na engenharia, visto que, trincas e defeitos que se comportam como tal são comumente encontrados em componentes mecânicos. Assim, a mecânica da fratura oferece ferramentas para a correta análise acerca do processo de falha desses componentes.

O estudo da mecânica da fratura se desenvolveu entre as décadas de 40 e 50 do século passado. Muitos acidentes ocorreram, nesse período, devido à falha estrutural (fratura) inesperada de pontes, navios e aviões. Naquele tempo, os projetos de engenharia eram basicamente baseados nos conhecimentos que se tinha acerca da resistência dos materiais em tensão, compressão e flexão. Assim, não se possuía informação da resistência à fratura de materiais contendo trincas, o que gerou erro de projeto e conseqüentemente a falha de muitas estruturas mecânicas. Esse cenário propiciou o desenvolvimento da mecânica da fratura.

O campo de estudo da mecânica da fratura pode ser dividido em duas áreas de estudo, a Mecânica da Fratura Linear e Elástica (MFLE) e a Mecânica da Fratura Elasto-Plástica. Nessa pequena revisão bibliográfica será abordada apenas a MFLE, pois apenas seus conceitos serão utilizados nesse trabalho.

2.2.1 Mecânica da Fratura Linear Elástica (MFLE)

A teoria da mecânica da fratura linear elástica foi desenvolvida por Irwin (1957) baseado no trabalho de Griffith (1920) e Orowan (1944). A MFLE lida com a análise de componentes elásticos contendo trincas. Para tanto, considera que os materiais possuem comportamento elástico com exceção de uma pequena zona na ponta da trinca. A teoria utiliza como base o conceito do fator intensidade de tensão K que é obtido por meio da análise elástica da distribuição das tensões na ponta da trinca.

Em um sólido uma trinca pode se propagar em três diferentes modos. No Modo I a carga tende a abrir a trinca, no Modo II tende a deslizar a trinca no plano (cisalhamento no plano) e no Modo III tende a deslizar a trinca fora do plano (cisalhamento fora do plano). A maioria dos problemas do interesse da engenharia envolvem trincas em Modo I. Dessa forma, essa revisão será focada nesse modo.

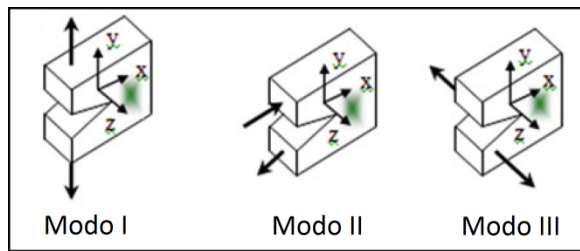


Figura 2.11 – Modos de carregamentos (PEREZ, 2017 - modificado).

Na MFLE as tensões na ponta de uma trinca idealmente aguda em um material linear-elástico e isotrópico podem ser descritas em um sistema de coordenadas polares segundo as equações abaixo (para carregamento Modo I). Nessas equações, os termos de ordem superior foram omitidos por possuírem magnitude insignificante.

$$\sigma_x = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[1 - \text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) \text{sen}\left(\frac{3\theta}{2}\right)\right] + \dots \quad (2.15)$$

$$\sigma_y = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[1 + \text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) \text{sen}\left(\frac{3\theta}{2}\right)\right] + \dots \quad (2.16)$$

$$\sigma_z = 0 \text{ (estado plano de tensão)} \quad (2.17)$$

$$\sigma_z = \nu(\sigma_x + \sigma_y) \text{ (estado plano de deformação; } \varepsilon_z = 0) \quad (2.18)$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \operatorname{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) \cos\left(\frac{3\theta}{2}\right) + \dots \quad (2.19)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zx} = 0 \quad (2.20)$$

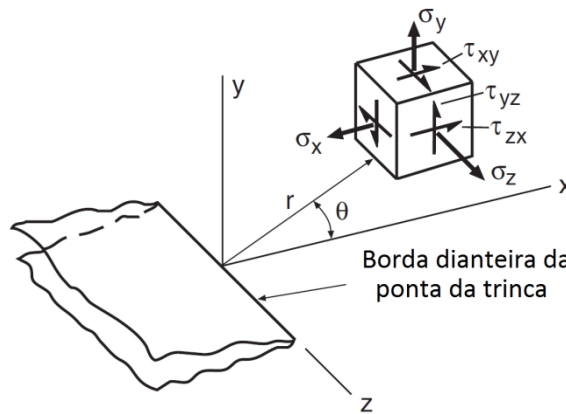


Figura 2.12 – Sistema de coordenadas polar adotado para descrever as tensões nas equações acima (DOWLING, 2013 - modificado).

Pode-se notar que as tensões representadas pelas equações acima são proporcionais a K_I , os outros fatores somente representam a variação em função de r e θ . Portanto, a magnitude do campo de tensões ao redor da ponta da trinca pode ser caracterizada pelo valor de K_I . Esse valor denominado fator intensidade de tensão é de suma importância na MFLE, pois representa a severidade da trinca. K_I pode ser expresso da seguinte forma:

$$K_I = FS\sqrt{\pi a} \quad (2.21)$$

Nessa equação F é um fator geométrico, relacionado com a geometria do componente onde a trinca esta situada. O tamanho da trinca é representado por a e S é a tensão remotamente aplicada.

As equações Eq. 2.15, Eq. 2.16 e Eq. 2.19 possuem apenas um termo de uma expressão em série, portanto são apenas válidas quando $r \ll a$. Outra observação importante é quanto a singularidade matemática obtida quando r tende a zero nessas equações. Nesse caso, os valores das tensões tendem ao infinito na ponta da trinca. Tal fato não permite a análise nesse ponto.

A MFLE é utilizada para estimar o campo de tensões na ponta da trinca, apesar de existir uma zona plástica nessa região. Entretanto, os resultados dessa análise são válidos desde que essa zona plástica seja pequena comparativamente a zona elástica. Se isso ocorrer, haverá uma região chamada de zona de dominância de K onde as equações elásticas do campo de tensão são válidas (Fig. 2.13-a). Outra exigência para que a MFLE funcione é de que o tamanho da zona plástica seja pequeno em relação às distâncias da ponta da trinca até as fronteiras do componente, distâncias a , b e h na Fig. 2.13-b (no caso de uma placa plana).

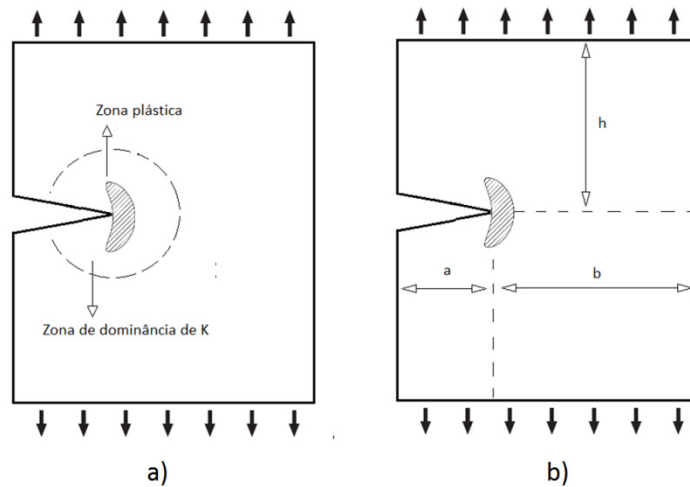


Figura 2.13 – a) Zona plástica e zona de dominância de K em um componente contendo uma trinca. b) Distâncias da ponta da trinca às fronteiras do componente.

2.2.2 Propagação de trincas por fadiga

Como discutido acima, uma trinca pode reduzir significativamente a resistência de um componente mecânico. Entretanto, embora aconteça, é incomum uma trinca de tamanho crítico ser encontrada inicialmente em um componente. É mais comum que essa trinca cresça a partir de uma pequena descontinuidade geométrica no material e se propague até a falha por fratura. Na maioria das vezes esse crescimento pode ser atribuído a cargas cíclicas. Analogamente ao caso estático a seguinte relação é válida:

$$\Delta K = F \Delta S \sqrt{\pi a} \quad (2.22)$$

O comportamento do crescimento de uma trinca em um material pode ser descrito pela relação entre a taxa de crescimento $\frac{da}{dN}$ e o valor de ΔK . Quando estes dados são representados em um gráfico log-log (Fig. 2.14) pode-se dividir o comportamento de crescimento em três estágios. No primeiro a taxa de crescimento é baixa, mas sofre grandes variações com

pequenas variações de ΔK . No segundo, definida por uma reta no gráfico, a taxa de crescimento pode ser representada pela equação de Paris (PARIS; ERDOGAN, 1963):

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (2.23)$$

onde a é o tamanho da trinca, N é o número de ciclos, C e m são constantes materiais. O terceiro e último estágio acontece anteriormente a falha e é definido por um crescimento rápido e instável da trinca. Analisando o gráfico da Fig. 2.14 pode-se notar que o valor inferior de ΔK é denominado ΔK_{th} . Para valores de ΔK iguais ou inferiores a ΔK_{th} considera-se que o crescimento da trinca é nulo.

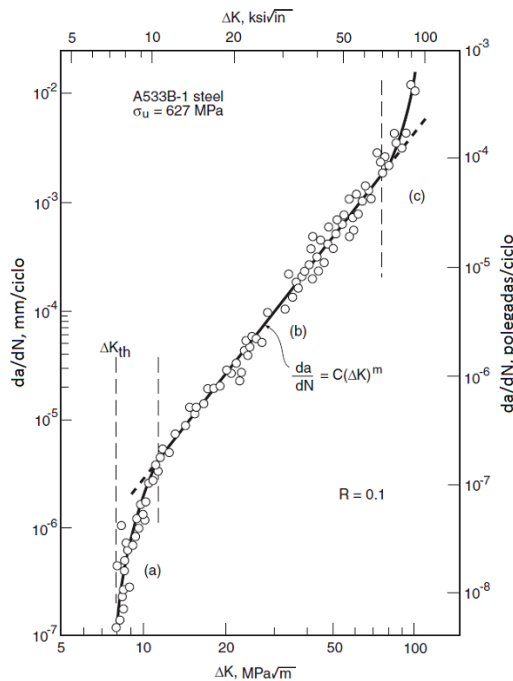


Figura 2.14 – Taxas de crescimento de trinca por fadiga em um aço. Três diferentes regiões são indicadas: a) Crescimento lento próximo ao limiar ΔK_{th} . b) Zona intermediária definida pela equação de Paris. c) Crescimento rápido e instável anterior a fratura (DOWLING, 2013 - modificado).

2.2.3 Trincas curtas

A MFLE é capaz de modelar com sucesso o comportamento de trincas longas em fadiga, como discutido acima. Porém, o mesmo não ocorre para trincas curtas, pois estas interagem com a microestrutura do material, de tal modo que seu comportamento não pode ser descrito pela MFLE. Em metais, trincas curtas tendem a crescer mais rapidamente do que as estimativas fornecidas pela abordagem tradicional $\frac{da}{dN}$ vs. ΔK . Essas trincas crescem a taxas consideráveis mesmo quando ΔK é inferior ao valor de ΔK_{th} obtido para trincas longas. Dois

dos primeiros pesquisadores a analisarem o comportamento de trincas curtas foram Kitagawa e Takahashi (1976) que na época propuseram o hoje famoso diagrama de Kitagawa-Takahashi. Esses pesquisadores mostraram que os dados experimentais de fadiga podem ser aproximados por duas linhas, uma representando o limite de resistência do corpo de prova e outra representando as previsões segundo a MFLE, utilizando como base ΔK_{th} .

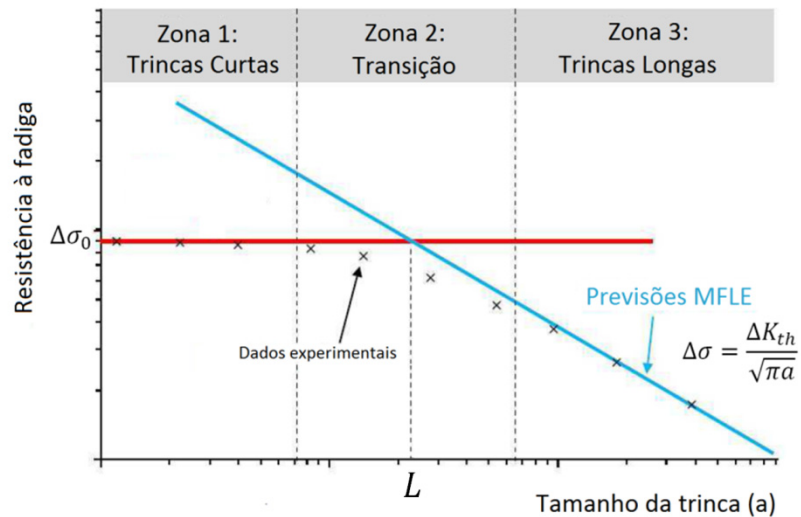


Figura 2.15 - Diagrama representativo tipo Kitagawa-Takahashi no limite de fadiga (PESSARD; BELLETT; MOREL, 2013 - modificado).

Como demonstrado Fig. 2.15, o diagrama de Kitagawa-Takahashi pode ser dividido em três zonas:

- Zona 1: As trincas são classificadas como trincas curtas. A resistência à fadiga é controlada por mecanismos de iniciação do dano. Nessa zona, o fenômeno de fadiga pode ser modelado por critérios de fadiga multiaxial.
- Zona 2: Zona de transição entre dois diferentes mecanismos de dano. Nessa zona nenhum dos mecanismos é dominante.
- Zona 3: A trinca atinge um determinado tamanho suficiente para que a zona de processo à frente da ponta da trinca englobe vários grãos do material. A MFLE é capaz de modelar corretamente o comportamento à fadiga nessa zona.

O tamanho da trinca L que define o ponto a partir do qual as previsões da MFLE excedem o limite de fadiga do corpo de prova é definido pela intersecção das duas linhas no gráfico.

Esse valor de comprimento de trinca é conhecido como tamanho característico do material e foi previamente definido por El Haddad *et al.* (1979):

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta \sigma_0} \right)^2 \quad (2.24)$$

2.3 Fadiga multiaxial

Pás de turbinas, virabrequins, fuselagem de aeronaves, suspensão veicular são alguns exemplos de componentes que são submetidas a carregamentos cíclicos multiaxiais que conseqüentemente induzem tensões multiaxiais no material. Mesmo componentes submetidos a carregamentos uniaxiais podem apresentar estado de tensão multiaxial devido a alguma descontinuidade geométrica contida no mesmo. Assim, uma análise simplificada utilizando uma abordagem uniaxial pode gerar resultados imprecisos. Para esses casos uma análise multiaxial é recomendada.

Nas últimas décadas, vários modelos de dano de fadiga multiaxial foram propostos, porém muitos deles são limitados a algumas condições de carregamento e a alguns materiais específicos. Alguns deles não são capazes de prever a orientação inicial de crescimento da trinca e outros se mostram ineficazes em avaliar a não proporcionalidade dos carregamentos. Assim, para uma análise é muito importante selecionar corretamente o modelo mais adequado, visto que, não existe um modelo universalmente aceito.

Um dos primeiros estudos relacionados à fadiga multiaxial é atribuído a Lanza (1886). Em seu trabalho, Lanza avaliou a resistência de eixos submetidos a carregamentos combinados de torção e flexão. Já no século XX, Gough e Pollard (1935), após realizarem vários testes em corpos de prova submetidos a cargas cíclicas axiais e torcionais combinadas, sugeriram uma fórmula empírica para prever a resistência multiaxial à fadiga. Sines (1955) e Crossland (1956) propuseram um critério baseado nos invariantes do tensor tensão. Findley (1959) foi o primeiro a propor um modelo baseado no conceito de plano crítico. Esses modelos consideram que as trincas originam-se em determinados planos materiais, onde as componentes de tensão e/ou deformação são consideradas críticas. Vários outros modelos baseados em plano crítico foram propostos ao longo dos anos, vale a pena destacar os

modelos de Smith-Watson-Topper¹(1970), Brown-Miller (1973), Matake (1977), McDiarmid (1987), Fatemi-Socie (1988) e Susmel-Lazzarin (2002).

Modelos de fadiga de plano crítico baseiam-se em observações experimentais que indicam que a nucleação e o crescimento inicial das trincas ocorrem em determinados planos materiais, onde um parâmetro de dano por fadiga é considerado máximo. Esse parâmetro é variável de modelo para modelo, mais é baseado na análise das tensões e/ou deformações nos planos materiais. Esses modelos são capazes de prever não só vida em fadiga como também os planos de iniciação das trincas. Neste trabalho optou-se por utilizar o modelo de plano crítico de SWT, no item 4.2 serão expostos os motivos que levaram a essa escolha.

2.3.1 Tensões relativas a um plano material

Considere um ponto material O da Fig. 2.16 pertencente a um corpo material submetido a carregamentos multiaxiais. Esse ponto é o centro do sistema de coordenadas O_{xyz} . A orientação do plano material Δ que possui vetor unitário normal $\mathbf{n}(n_x, n_y, n_z)$, é definida pelos ângulos ϕ e θ . O ângulo ϕ é definido como sendo o ângulo entre a projeção do vetor unitário n no plano $x - y$ e o eixo x . Já θ é o ângulo ente o vetor n e o eixo z .

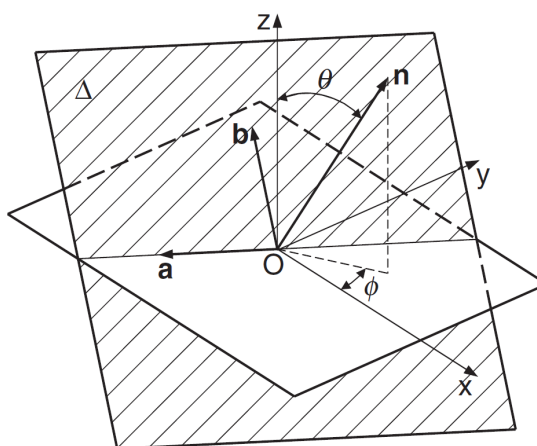


Figura 2.16 – Definição dos ângulos ϕ e θ e dos vetores unitários que definem um plano genérico material Δ (SUSMEL, 2009).

¹ Esse modelo foi originalmente desenvolvido para avaliar o efeito da tensão média em carregamentos uniaxiais. Porém, também é aplicado em análises multiaxiais utilizando o conceito de plano crítico (SOCIE, 1987).

No caso mais geral, o estado de tensão no ponto O pode ser definido como sendo:

$$\sigma(t) = \begin{bmatrix} \sigma_x(t) & \tau_{xy}(t) & \tau_{xz}(t) \\ \tau_{xy}(t) & \sigma_y(t) & \tau_{yz}(t) \\ \tau_{xz}(t) & \tau_{yz}(t) & \sigma_z(t) \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

Com o intuito de facilitar as futuras análises, pode-se adotar um novo sistema de coordenadas O_{abn} , onde o eixo n é paralelo ao vetor unitário \mathbf{n} , e os eixos a e b são paralelos ao plano Δ . Assim, as seguintes relações são válidas:

$$\begin{pmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \text{sen}(\theta) \cos(\phi) \\ \text{sen}(\theta) \text{sen}(\phi) \\ \cos(\theta) \end{pmatrix} \quad (2.26)$$

$$\begin{pmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\text{sen}(\phi) \\ \cos(\phi) \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.27)$$

$$\begin{pmatrix} b_x \\ b_y \\ b_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\cos(\theta) \cos(\phi) \\ -\cos(\theta) \text{sen}(\phi) \\ \text{sen}(\theta) \end{pmatrix} \quad (2.28)$$

Segundo o teorema de Cauchy, o vetor tensão total $t(t)$ relacionado a um plano material com vetor unitário normal n , pode ser escrito como:

$$\begin{pmatrix} t_x(t) \\ t_y(t) \\ t_z(t) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_x(t) & \tau_{xy}(t) & \tau_{xz}(t) \\ \tau_{xy}(t) & \sigma_y(t) & \tau_{yz}(t) \\ \tau_{xz}(t) & \tau_{yz}(t) & \sigma_z(t) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{pmatrix} \quad (2.29)$$

Utilizando a expressão acima é trivial decompor o vetor total $t(t)$ na componente normal $\sigma_n(t)$ e nas componentes cisalhantes τ_{na} e τ_{nb} ao plano:

$$\sigma_n(t) = t_x(t)n_x + t_y(t)n_y + t_z(t)n_z \quad (2.30)$$

$$\tau_{na}(t) = t_x(t)a_x + t_y(t)a_y + t_z(t)a_z \quad (2.31)$$

$$\tau_{nb}(t) = t_x(t)b_x + t_y(t)b_y + t_z(t)b_z \quad (2.32)$$

$$\tau_n(t) = \sqrt{\tau_{na}^2 + \tau_{nb}^2} \quad (2.33)$$

2.3.2 Modelo de Smith-Watson Topper (SWT)

O modelo de SWT foi concebido para materiais onde as trincas crescem predominantemente em planos, onde as deformações ou tensões são máximas. Nesses materiais, as trincas por fadiga nucleiam-se devido às tensões de cisalhamento, porém o crescimento inicial se dá em planos perpendiculares a máxima tensão e deformação principais (SOCIE; MARQUIS, 2000).

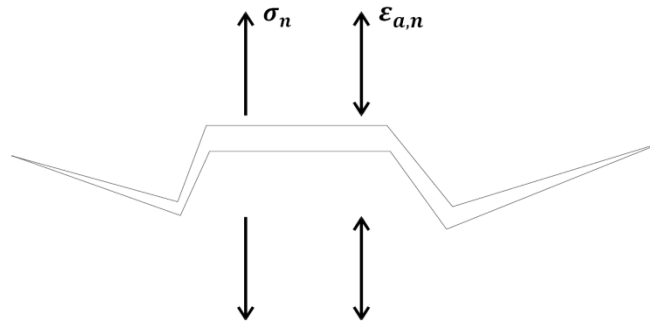


Figura 2.17 - Parâmetros do modelo de SWT (SOCIE; MARQUIS, 2000 - modificado).

A equação do modelo:

$$\sigma_{n,max} * \epsilon_{a,n} = f(N_f) \quad (2.34)$$

Na Eq. 2.34, $\sigma_{n,max}$ é a máxima tensão normal definida no plano onde a amplitude de deformação $\epsilon_{a,n}$ é máxima. $f(N_f)$ é uma função da vida que deve ser calibrada por meio de ensaios experimentais.

Na análise de fadiga de alto ciclo pode-se assumir que as tensões são elásticas. Assim, a seguinte relação é válida:

$$\epsilon_{a,n} = \frac{\sigma_{a,n}}{E} \quad (2.35)$$

Substituindo a Eq. 2.35 na Eq. 2.34:

$$\sigma_{n,max} * \frac{\sigma_{a,n}}{E} = f(N_f) \quad (2.36)$$

Calibrando o modelo por meio de uma curva S-N produzida em tração-compressão ($R = -1$), obtêm-se:

$$\sqrt{\sigma_{a,n} * \sigma_{n,max}} = A * N_f^b \quad (2.37)$$

onde o termo do lado direito da igualdade representa a equação S-N do material. Nessa equação, o plano crítico é o plano onde o valor do parâmetro $\sqrt{\sigma_{a,n} * \sigma_{n,max}}$ é máximo (CHU, 1995).

2.4 Teoria da Distância Crítica (TDC)

2.4.1 Introdução

Análises de fadiga em componentes contendo descontinuidades geométricas não podem ser realizadas baseadas somente na máxima tensão local. O processo de fadiga se desenvolve em um volume material e não pode ser caracterizado apenas pela tensão em um dado ponto. Esse processo é dependente da distribuição de tensões nesse volume que por sua vez é dependente do carregamento e da geometria do componente. Muitas vezes, as descontinuidades geométricas induzem estados multiaxiais de tensão associados a altos gradientes, tornando a análise de fadiga mais complexa.

A Teoria da Distância Crítica é baseada em conceitos da Mecânica da Fratura Linear e Elástica (MFLE) e propicia uma abordagem não local do problema de fadiga. De acordo com essa teoria, o processo de dano por fadiga é dependente do campo de tensões linear-elástico ao redor do concentrador de tensões. Nessa abordagem, uma tensão efetiva (σ_{ef}), característica desse campo de tensões, é comparada com propriedades de resistência do material para prever falha. Essa tensão efetiva pode ser estimada a uma certa distância crítica do ponto de máxima tensão (Método do Ponto – MP) ou por meio da média das tensões ao longo de uma linha (Método da Linha – ML), área (Método da Área – MA) ou volume (Método do Volume – MV). Em se tratando de análise de fadiga, se o valor da tensão efetiva for igual ao limite de fadiga do material, então o componente estará na condição de limite de fadiga.

Neuber (1936, 1958) foi possivelmente o primeiro a utilizar conceitos da TDC para prever a resistência à fadiga de componentes metálicos contendo entalhes. Em seu trabalho, argumentou que uma tensão efetiva representativa do dano deveria ser utilizada na análise de fadiga. Em particular, sugeriu que um componente entalhado está na condição de limite de fadiga quando a média das tensões sobre uma linha de comprimento da ordem do tamanho dos “cristais do material” for igual ao limite de fadiga do material. Mais tarde, Peterson

(1959) sugeriu uma metodologia simplificada para aplicar as ideias de Neuber. Em vez de definir a tensão efetiva como sendo uma média das tensões ao longo de uma linha, Peterson sugeriu que essa tensão efetiva fosse calculada a uma certa distância do ponto de máxima tensão. Em seus trabalhos, Neuber e Peterson formularam respectivamente conceitos relativos ao que conhecemos hoje como ML e MP.

No item 2.1.7 foram apresentadas duas equações (Eq. 2.12 e Eq. 2.13) propostas por Neuber e Peterson para estimar o valor de concentração de tensão à fadiga K_f . Nessas equações, as constantes materiais α e β estão relacionados com o conceito de distância crítica. Ambos os pesquisadores especularam que os valores dessas constantes estariam relacionados com o tamanho dos grãos do material. Porém, devido às dificuldades associadas à medição desses grãos, optaram por obter esses valores empiricamente por meio de ajustes estatísticos de dados experimentais.

Os trabalhos de Neuber e Peterson foram muito utilizados na década de 1960 em análises de fadiga (TAYLOR, 2007). Nessa mesma década, o MP e ML foram empregados para a previsão de fratura frágil, utilizando o espaçamento atômico do material como distância crítica (MCCLINTOCK & IRWIN, 1965; NOVOZHILOV, 1969). Em 1974, Whitney e Nuismer (1974) desenvolveram teorias idênticas ao MP e ML para prever a resistência estática de compósitos laminados e foram os primeiros a relacionar esse métodos a MFLE, relacionando a distância crítica à tenacidade a fratura K_c . Posteriormente, Tanaka (1983) relacionou a distância crítica ao fator de intensidade de tensão limiar Δk_{th} em análises de fadiga, mais não apresentou validação experimental. Sem saber das contribuições de Tanaka, os pesquisadores Lazzarin *et al.* (1997), Taylor (1999) e Taylor e Wang (2000) desenvolveram sob a mesma base teórica a TDC e a validaram experimentalmente. A utilização da TDC combinada com critérios de fadiga multiaxiais permitiram análises mais complexas. Susmel & Taylor (2007, 2008, 2012); Susmel (2008) utilizaram a TDC conjuntamente com o Método da Curva de Wöhler Modificada para prever vida em fadiga de corpos de prova contendo descontinuidades geométricas.

2.4.2 Formalizações da TDC

A TDC pode ser formalizada em quatro diferentes métodos, dependendo do domínio de integração escolhido para estimar a tensão efetiva, sendo: métodos do ponto (MP), linha (ML), área (MA) e volume (MV). Abaixo, esses métodos serão apresentados. Para

exemplificar as explicações serão utilizados componentes entalhados onde bons resultados de previsão do limite de fadiga são obtidos analisando a distribuição da máxima tensão principal ao longo do plano bissector do entalhe (LIVIERI & TOVO, 2004; SUSMEL, 2008; TAYLOR, 1999).

- Método do Ponto (MP)

Nesse método a tensão efetiva $\Delta\sigma_{ef}$ é estimada em um ponto a uma dada distância da raiz do entalhe. Um componente está no limite de fadiga se (TANAKA, 1983; TAYLOR, 1999):

$$\Delta\sigma_{ef} = \Delta\sigma_1 \left(\theta = 0, r = \frac{L}{2} \right) = \Delta\sigma_0 \quad (2.38)$$

onde $\Delta\sigma_1$ se refere ao intervalo da máxima tensão principal e L é a distância característica do material (Eq. 2.24). O sistema de coordenadas utilizado é representado na Fig. 2.18. Assim, segundo o MP um componente entalhado está na condição de limite de fadiga se o intervalo da máxima tensão principal $\Delta\sigma_1$, avaliada a uma distância $\frac{L}{2}$ a partir da raiz do entalhe ao longo do plano bissector, for igual ao limite de fadiga do material $\Delta\sigma_0$.

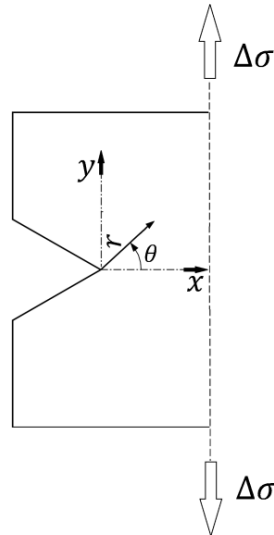


Figura 2.18 – Corpo entalhado submetido a carregamento cíclico uniaxial.

- Método da Linha (ML)

Diferentemente do MP que determina $\Delta\sigma_{ef}$ em um ponto, o ML faz uma média das tensões sobre uma linha para estimar $\Delta\sigma_{ef}$. De acordo com esse método, um componente está no limite de fadiga se (LAZZARIN et al., 1997; TANAKA, 1983; TAYLOR, 1999):

$$\Delta\sigma_{ef} = \frac{1}{2L} \int_0^{2L} \Delta\sigma_1(\theta = 0, r) dr = \Delta\sigma_0 \quad (2.39)$$

- Método da Área (MA).

Taylor (1999) baseado no trabalho de Sheppard (1991) propôs que $\Delta\sigma_{ef}$ também pode ser estimado fazendo uma média das tensões em uma área definida por uma semicircunferência centrada na raiz do entalhe:

$$\sigma_{ef} = \frac{1}{A} \int \Delta\sigma_1(\theta, r) dA \quad (2.40)$$

O raio crítico r_c dessa semicircunferência associado ao limite de fadiga é igual a $1.32 L$ (BELLETT et al., 2005).

- Método do volume (MV)

Bellett *et al.* (2005) propuseram que a tensão efetiva fosse estimada em um volume definido por uma semi-esfera, centrada na raiz do entalhe. Assim, a tensão efetiva pode ser definida como:

$$\sigma_{ef} = \frac{1}{V} \int \Delta\sigma_1(\phi, \theta, r) dV \quad (2.41)$$

O raio crítico r_c dessa semi-esfera associado ao limite de fadiga é igual a $1.54 L$ (BELLETT et al., 2005).

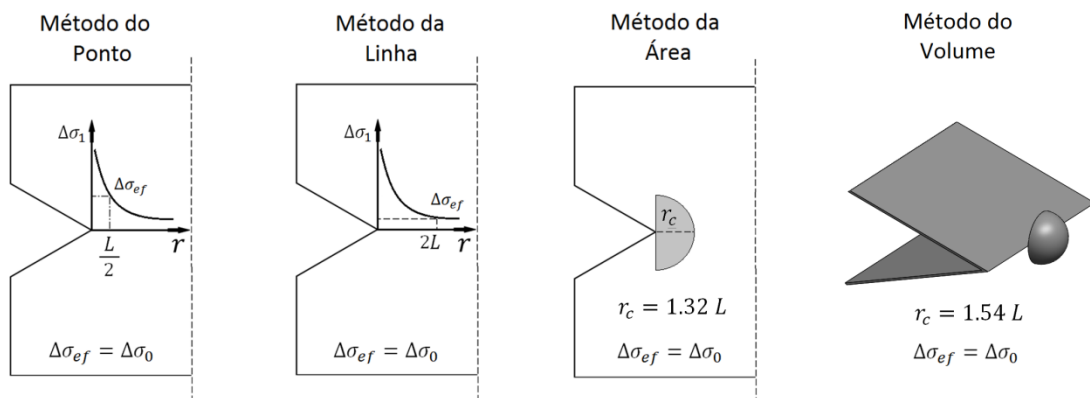


Figura 2.19 – Formalização da TDC – MP, ML, MA e MV.

2.4.3 Previsão de vida em fadiga utilizando a TDC – calibração da relação $L(N_f)$

Uma reformulação da TDC foi apresentada por Susmel e Taylor (2007) com o intuito de torná-la aplicável para análises de previsão de vida em componentes contendo descontinuidades geométricas. Essa extensão da TDC tem como base principal a ideia de que a distância crítica L varia com o número de ciclos para a falha N_f . Para o caso estático, a distancia crítica pode ser definida pela Eq.2.42 e no caso dinâmico no limite de fadiga pela Eq. 2.43.

$$L(N_s) = L_s = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{IC}}{\sigma_{UTS}} \right)^2 \quad (2.42)$$

$$L(N_0) = L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\sigma_0} \right)^2 \quad (2.43)$$

assim, para valores intermediários entre o caso estático e de limite de fadiga, Susmel e Taylor propuseram que existiria uma função que descreveria a variação da distância crítica. Sabendo que a relação S-N é descrita por uma função de potência, assumiram que essa função também poderia ser representada dessa forma:

$$L(N_f) = A * N_f^B \quad (2.44)$$

As constantes A e B acima são diferentes para cada material e razão de carregamento R . Susmel e Taylor (2007) sugeriram duas metodologias para calibração dessas constantes:

- Metodologia de calibração baseada nas propriedades estáticas e do limite de fadiga do material;
- Metodologia de calibração utilizando duas curvas S-N. Uma curva produzida com CP's planos e outra curva produzida com CP's entalhados.

Tendo como base o trabalho de Susmel e Taylor, Yamashita *et al.* (2010) propôs uma terceira metodologia de calibração:

- Metodologia de calibração utilizando duas curvas S-N produzidas com dois tipos de CP's entalhados diferentes.

A seguir serão descritas com mais detalhes as três metodologias de calibração

apresentadas acima.

2.4.3.1 Metodologia de calibração baseada nas propriedades estáticas e do limite de fadiga do material

Nesse caso, são necessárias propriedades materiais determinadas no regime estático e dinâmico, K_{IC} , ΔK_{th} , $\Delta\sigma_0$ e σ_{UTS} . Para o cálculo das constantes considere a curva de *Wöller* para um determinado material. Essa curva pode ser simplificada por três retas como apresentado na Fig 2.20. Nessa figura, σ_0 representa o limite de resistência à fadiga e σ_s está relacionada com a razão de carregamento R e com o limite de resistência a tração σ_{UTS} :

$$\sigma_s = \frac{(1 - R)}{2} * \sigma_{UTS} \quad (2.45)$$

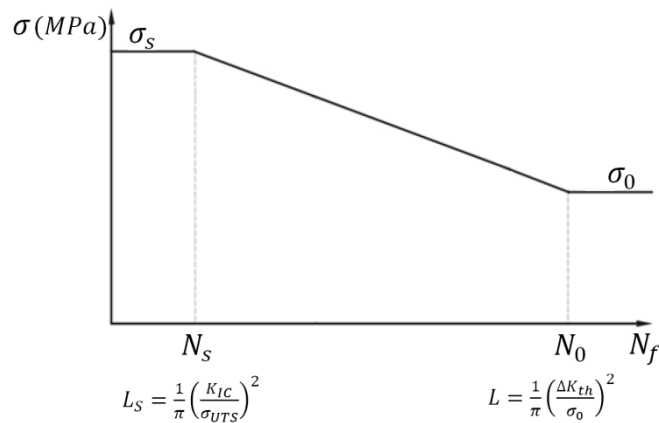


Figura 2.20 - Curva de *Wöller* (escala logarítmica) simplificada por três retas e as distâncias críticas L_s referente a caso estático e L referente ao limite de fadiga.

A partir dos valores de σ_s e σ_0 pode-se determinar N_s e N_0 . Assim, utilizando as Eq. 2.46 e Eq. 2.47 é possível facilmente obter os valores das constantes A e B.

$$A = L * N_0^{-B} \quad (2.46)$$

$$B = - \frac{\log\left(\frac{L_s}{L}\right)}{\log\left(\frac{N_0}{N_s}\right)} \quad (2.47)$$

O procedimento descrito acima requer que os valores de N_s e N_0 sejam definidos com um bom nível de precisão. Infelizmente, de um ponto de vista prático, sabe-se que a abordagem baseada em tensão não descreve corretamente o comportamento em fadiga do material no

regime de baixo ciclo, resultando em uma estimativa imprecisa do valor de N_s e consequentemente das constantes A e B (SUSMEL; TAYLOR, 2007).

2.4.3.2 Metodologia de calibração utilizando duas curvas S-N. Uma curva produzida com CP's planos e outra curva produzida com CP's entalhados.

Para esse método de calibração são necessárias duas curvas S-N produzidas sob uma mesma razão de carregamento. Uma curva de um espécime entalhado e outra plano. Com essas duas curvas determina-se para um valor fixo de vida $N_f = N_i$ a tensão $\sigma_{i,ent}$ associada ao espécime entalhado (Fig. 2.21-a). Por meio de um método numérico, por exemplo MEF, determina-se a distribuição da máxima tensão principal ao longo do plano bissector do entalhe quando uma tensão igual a $\sigma_{i,ent}$ é aplicada (Fig. 2.21-b). Utilizando o método do ponto, por exemplo, busca-se a distância $L_i(N_f)/2$ a partir da raiz do entalhe onde a máxima tensão principal é igual a tensão σ_i capaz de gerar falha com N_i ciclos no componente sem entalhe. Repetindo o procedimento descrito acima para diferentes valores de N_f é possível calcular os valores das constantes A e B da Eq. 2.44.

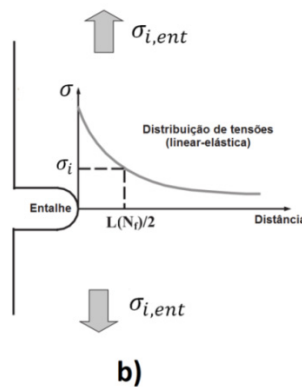
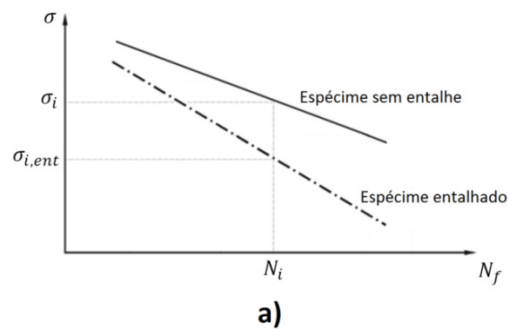


Figura 2.21 – a) Curvas de calibração (escala logarítmica). b) Distribuição linear elástica das tensões ao longo do plano bissector do entalhe.

2.4.3.3 Metodologia de calibração utilizando duas curvas S-N produzidas com dois tipos de CP's entalhados diferentes.

Nesse método de calibração são utilizadas duas curvas S-N produzidas sob uma mesma razão de carregamento. Uma curva de CP's entalhados com raio na raiz do entalhe $\rho = \rho_1$ e outra curva de CP's também entalhados mais com $\rho = \rho_2$. Com essas duas curvas determina-se para um valor fixo de vida $N_f = N_i$ as tensões $\sigma_{i,\rho=\rho_1}$ e $\sigma_{i,\rho=\rho_2}$ (Fig. 2.22-a). Por meio de um método numérico, por exemplo MEF, determina-se a distribuição da máxima tensão principal ao longo do plano bissector dos entalhes $\rho = \rho_1$ e $\rho = \rho_2$ quando tensões iguais a $\sigma_{i,\rho=\rho_1}$ e $\sigma_{i,\rho=\rho_2}$ são aplicadas (Fig. 2.22-b). A Fig. 2.22-c apresenta essa distribuição de tensões, nos dois CP's entalhados, “plotadas” no mesmo gráfico. Segundo Yamashita *et al.* (2010) a distância L_1 onde a área S_1 se torna igual a área S_0 é definida como sendo a distância crítica associada a vida N_i (Fig. 2.22-c). Ou seja, a distância crítica L_1 é a distância na qual a média das máximas tensões principais em dois CP's com entalhes diferentes, tomada ao longo do plano bissector a partir da raiz do entalhe, se igualam. A equação abaixo representa o raciocínio acima.

$$\sigma_{DC} = \frac{1}{L_1} \int_0^{L_1} \sigma_{max,p}(x, \rho = \rho_1) dx = \frac{1}{L_1} \int_0^{L_1} \sigma_{max,p}(x, \rho = \rho_2) dx \quad (2.48)$$

onde σ_{DC} é a tensão associada a distância crítica L_1 . Analisando a equação acima, observa-se que esse método utilizado para calcular a média das tensões é análogo ao método da linha representada pela Eq. 2.39. Yamashita *et al.* (2010) utilizou o procedimento descrito acima para calibrar a relação $L(N_f)$ e com essa relação, realizou previsões de vida em fadiga em CP's entalhados de Ti-6Al-4V.

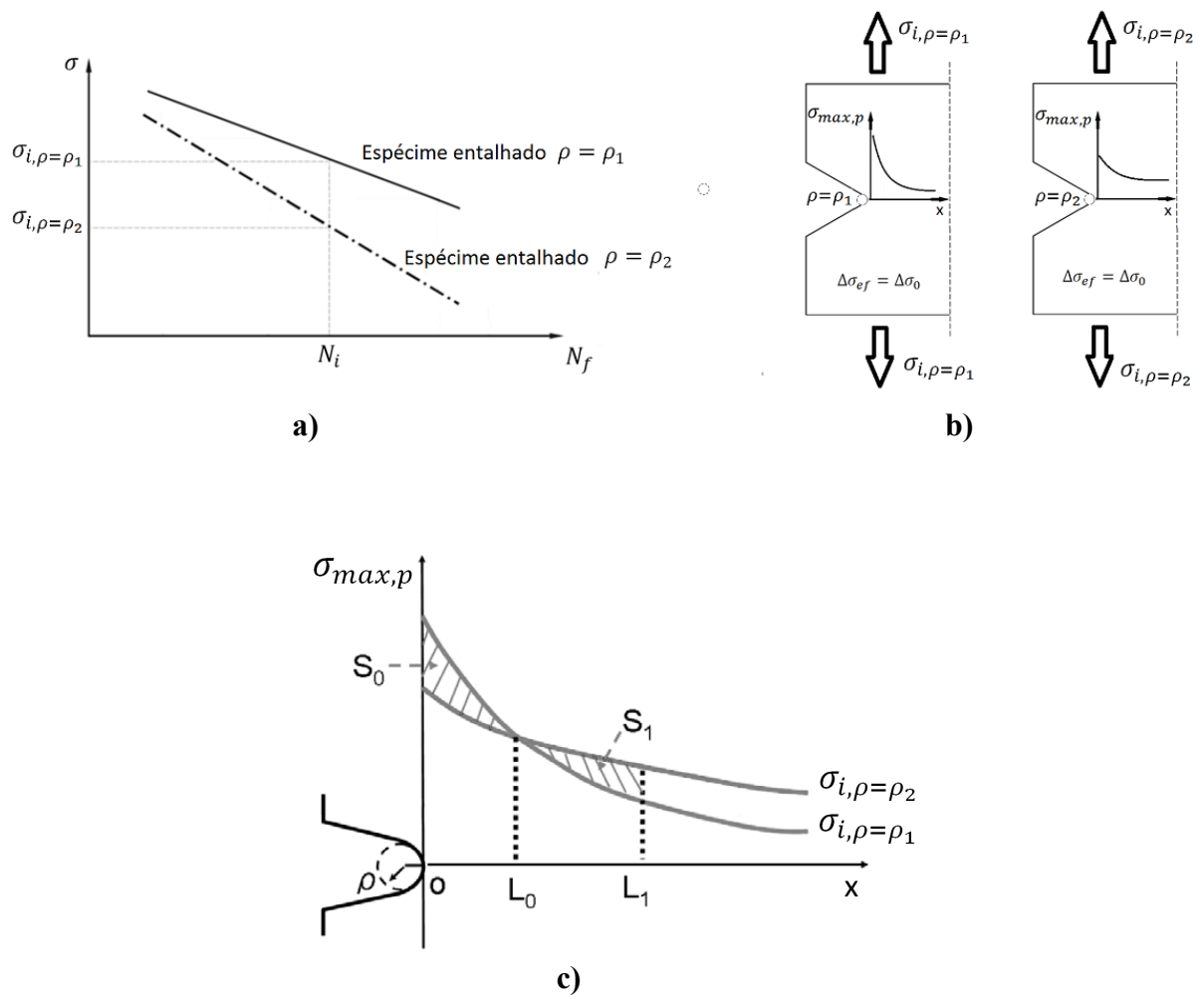


Figura 2.22 – Metodologia para calibração da distância crítica (Figura 2.22-c (YAMASHITA et al., 2010 - modificado)).

CAPÍTULO III

METODOLOGIA

3.1 Metodologia experimental

3.1.1 Corpos de prova

Todos os corpos de prova utilizados nos ensaios de fadiga foram produzidos utilizando fios retirados da camada 3 do cabo CAL 900 MCM da marca Nexans. Esse cabo possui 37 fios de alumínio liga 6201-T81 com diâmetro nominal de 3.96 mm cada, divididos em 4 camadas. Essa liga recebe um tratamento térmico de solubilização antes do processo de trefilação que confere ao material um significativo aumento da resistência à corrosão intra-granular. A Tabela 1 apresenta a composição química dessa liga segundo a norma da ASTM (2015) e a Tab. 2 as propriedades mecânicas.

Tabela 1 – Composição química da liga de alumínio 6201-T81 (ASTM, 2015)

AA 6201-T81	Al %	Cu %	Fe %	Si %	Mn %	Mg %	Zn %	Cr %	B %	Outros elementos (individual) %	Outros elementos (total) %
	97.28-98.9	≤ 0.1	≤ 0.5	0.5-0.9	≤ 0.03	0.6-0.9	≤ 0.1	≤ 0.03	≤ 0.06	≤ 0.03	≤ 0.1

Tabela 2 – Propriedades mecânicas da liga de alumínio 6201-T81

AA 6201-T81	Módulo de elasticidade (GPa)	Tensão de ruptura mínima (MPa)	Limite de escoamento (MPa)	Dureza Brinell (HB)	Alongamento mínimo em 250 mm (%)
	69	303-317	310	85	3

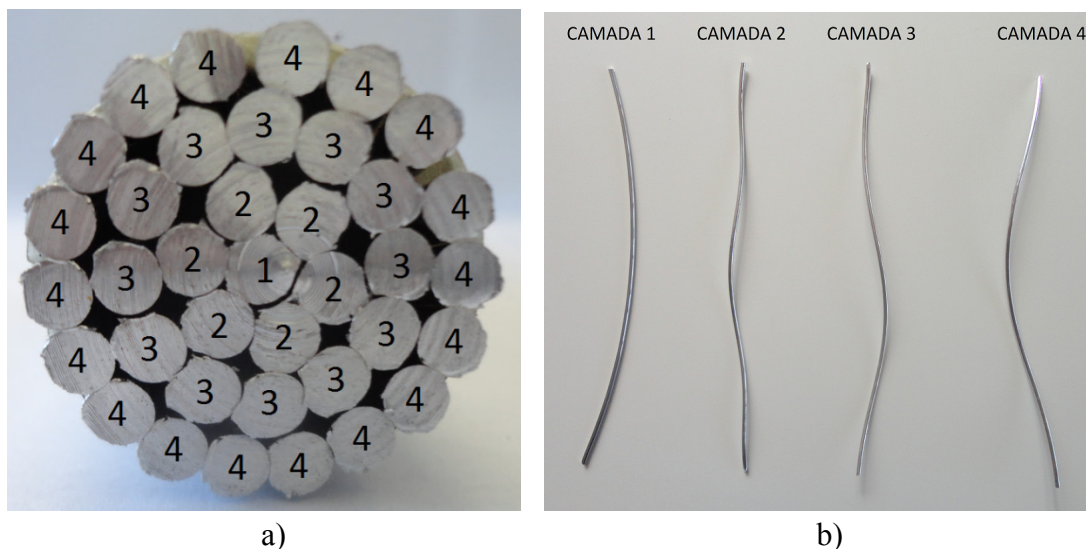


Figura 3.1 – a) Camadas do cabo CAL 900. b) Fios retirados das diversas camadas do cabo CAL 900.

Devido ao processo de encordoamento os fios são torcidos helicoidalmente para dar forma ao cabo, assim, como pode ser observado na Fig. 3.1 os fios quando retirados do cabo não estão esticados. Para confeccionar os corpos de prova primeiramente esticou-se os fios em uma máquina servo-hidráulica a uma taxa de $1\text{ mm}/\text{min}$ até que a força atingisse 3850 N , equivalente a 312 MPa . O procedimento de esticamento foi padronizado de modo que todos os fios fossem submetidos ao mesmo processo. Inevitavelmente, no esticamento é necessário aplicar uma carga superior ao limite de escoamento do material. Assim, tensões residuais são inseridas nesse processo. No entanto, essa foi a solução adotada visto a necessidade de esticar os fios para confecção dos corpos de prova. Mesmo que obtivéssemos os fios diretamente com o fabricante, antes mesmo que esses fossem encordoados, necessitaríamos esticá-los, pois na saída da última fieira da trefilação o fio não se encontra completamente esticado.

Abaixo serão apresentados os corpos de prova (CP's) utilizados nesse trabalho. Os CP's planos e com furo não passante foram confeccionados pelo doutorando Jesús Mauricio González Martínez. Assim, a metodologia de usinagem e aferição das medidas relatadas abaixo, referentes a esses dois tipos e CP's, não foi executada pelo autor.

3.1.1.1 Corpos de prova sem concentrador de tensões (plano)

Para obter a curva S-N da liga 6201-T81 os fios de alumínio da terceira camada do cabo CAL 900 MCM foram usinados em um torno CNC, conforme desenho apresentado na Fig. 3.2. As dimensões foram definidas com base na norma ASTM E466 (2002). No entanto, pelo diâmetro do fio ser muito pequeno (3.96 mm) não foi possível utilizar o diâmetro da seção de

teste recomendado pela norma (5.08 *mm* a 25.4 *mm*). As relações de proporcionalidade entre as outras dimensões do corpo de prova foram respeitadas a não ser pelo comprimento da seção de teste que, para facilitar o processo de usinagem, possui dimensão superior à recomendada pela norma. A norma também faz recomendações quanto à rugosidade superficial que deve ser inferior a 0.2 μm . Esse limite de rugosidade foi atingido após o lixamento dos espécimes com lixas de diferentes granulometrias. Todos os corpos de prova, depois de usinados, tiveram suas dimensões aferidas por meio da utilização de um micrômetro. A rugosidade também foi aferida por meio de um Microscópio Confocal Laser.

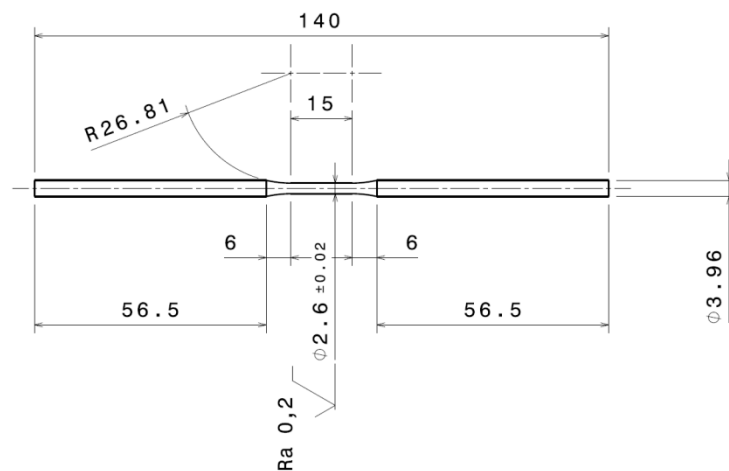


Figura 3.2 – Dimensões do corpo de prova plano (imagem cedida pelo doutorando Jesús Mauricio González Martínez).

3.1.1.2 Corpos de prova entalhados

Corpos de prova entalhados com três diferentes raios na raiz do entalhe (0.8 *mm*, 0.17 *mm* e 0.027 *mm*) foram produzidos. A Fig. 3.2 apresenta as dimensões desses corpos de prova. A norma ASTM E466 (2002) não indica as dimensões de corpos entalhados para ensaio de fadiga, devido à natureza específica desse tipo de ensaio. Os entalhes foram produzidos em torno CNC, utilizando insertos comerciais. Após a usinagem as dimensões da profundidade, ângulo e raio na raiz do entalhe foram verificadas, utilizando um Microscópio Confocal Laser.

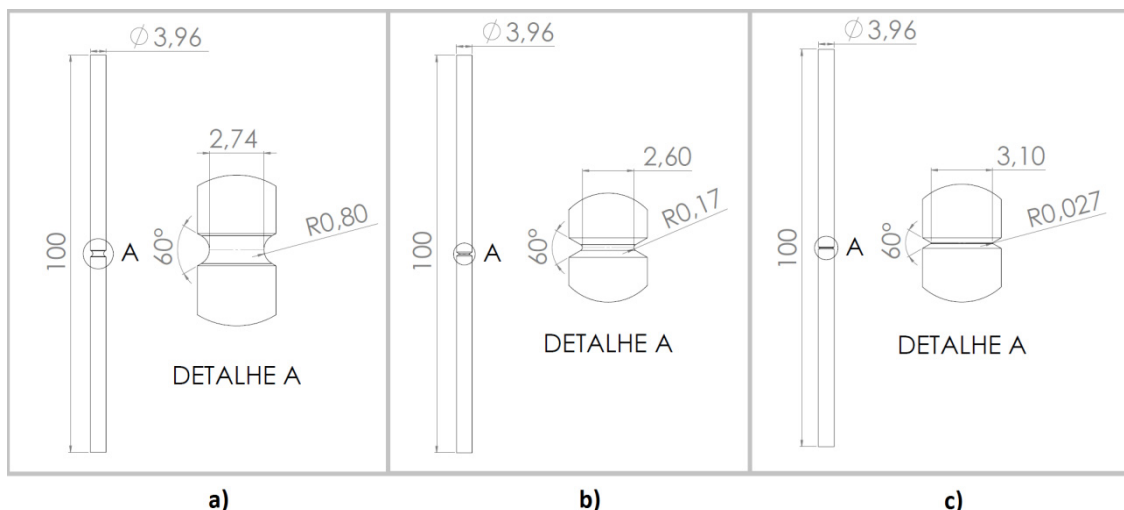


Figura 3.3 – Dimensões em mm dos três tipos de corpos de prova entalhados produzidos. a) Entalhe com raio de 0.8 mm. b) Entalhe com raio de 0.17. c) Entalhe com raio de 0.027 mm.

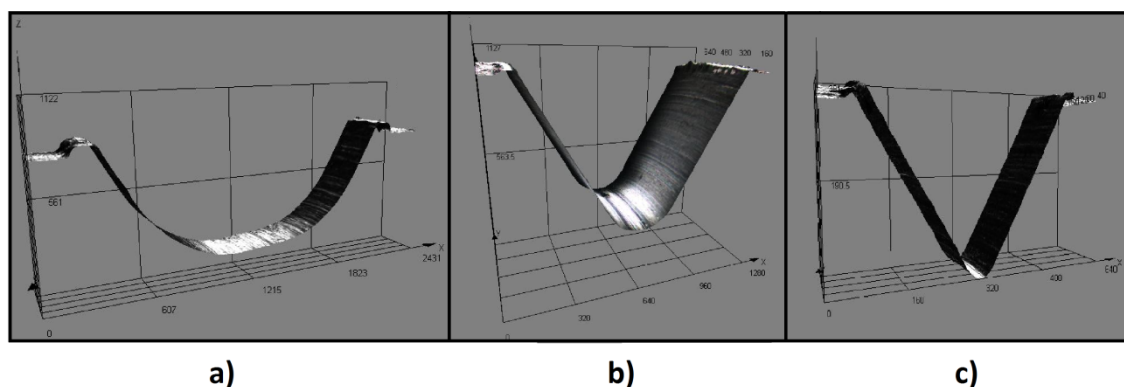


Figura 3.4 – Imagens dos corpos de prova obtidas por meio de microscópio confocal laser. a) Entalhe com raio de 0.8 mm. b) Entalhe com raio de 0.17 mm. c) Entalhe com raio de 0.027 mm.

3.1.1.3 Corpos de prova com furos.

Dois diferentes tipos de corpos de prova com furo foram produzidos. Um com furo passante de 0.7 mm de diâmetro e outro com um furo não passante segundo as dimensões da Figura 3.5. O furo não passante foi introduzido no centro de corpos de prova com dimensões representadas na Figura 3.2. A Figura 3.5-b apresenta as dimensões do furo. Após o processo de usinagem, as dimensões dos furos dos corpos de prova foram aferidas por meio de um Microscópio Confocal Laser.

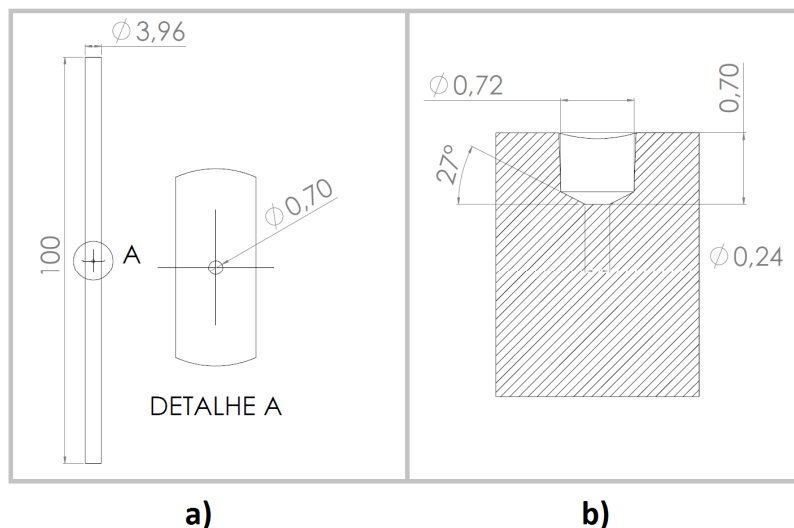


Figura 3.5 - Dimensões em mm dos dois tipos de corpos de prova com furos produzidos. a) Corpo de prova com furo passante de 0.7 mm. b) Dimensões do furo inserido no centro de corpos de prova com dimensões iguais às representadas na Figura 3.2.

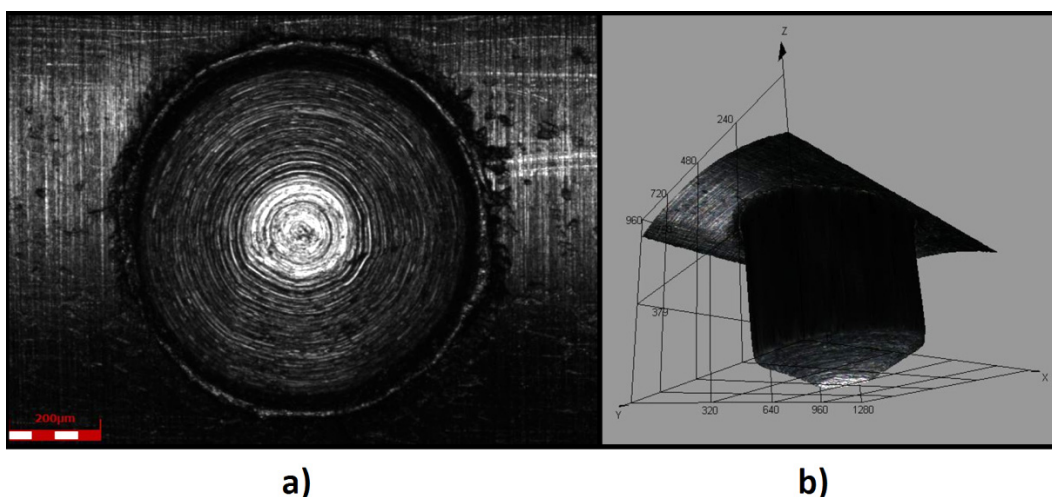


Figura 3.6 - Imagens do furo não passante obtidas por meio de Microscópio Confocal Laser. a) Imagem superior 2D do furo. b) Imagem 3D do furo (imagens cedidas pelo doutorando Jesús Mauricio González Martínez).

3.2 Ensaios de fadiga

Os ensaios uniaxiais de fadiga foram realizados no Laboratório de Ensaios Mecânicos do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília. Para tanto, foram utilizados dois equipamentos de ensaio servo-hidráulicos da marca MTS, um de modelo Landmark e outro equipamento projetado para ensaios em fios especialmente desenvolvida sob encomenda. Todos os ensaios foram conduzidos em razão de carregamento $R = -1$ e em frequências que variaram de 10 a 40 Hz. A Tabela 3 apresenta a quantidade de ensaios realizados, assim como a quantidade de níveis de tensão e o percentual de replicação referente a cada tipo de CP. A norma ASTM E769 (2012) define o percentual de replicação como:

$$\% \text{ replicação} = 100 * \left(1 - \frac{\text{níveis de tensão}}{\text{número de CP's testados}} \right) \quad (3.1)$$

Essa mesma norma recomenda a quantidade mínima de CP's necessária para produzir curvas S-N de acordo com o tipo de ensaio que se quer realizar. A Tabela 4 apresenta essas quantidades, assim como o percentual de replicação mínimo associado a cada tipo de ensaio.

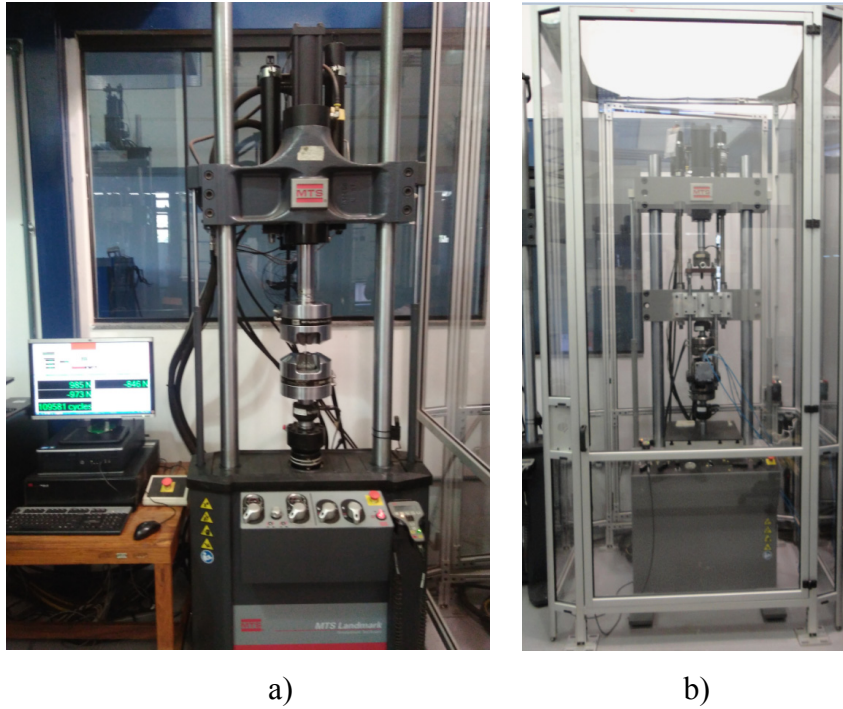


Figura 3.7 – Equipamentos servo-hidráulicos utilizados nos ensaios de fadiga. a) Equipamento MTS Landmark. b) Equipamento MTS para ensaios de fios.

Tabela 3 – Números de ensaios realizados (com falha) para obter cada curva S-N

Tipo do CP	Nº de ensaios	Níveis de tensão	Percentual de replicação (%)
Entalhado raio 0.8 mm	9	3	73
Entalhado raio 0.17 mm	15	4	66.7
Entalhado raio 0.027 mm	17	4	76.5
Furo passante 0.7 mm	15	5	66.7
Furo não passante	9	3	66.7
Plano	9	3	66.7

Tabela 4 – Número de ensaios mínimos e percentual de replicação para cada tipo de ensaio, segundo a norma ASTM E769 (2012)

Tipo de ensaio	Quantidade mínima de CP's	Percentual de replicação mínimo (%)
Preliminares e exploratórios (pesquisa e desenvolvimento)	6-12	17
Pesquisa e desenvolvimento de componentes e espécimes	6-12	33
Dados admissíveis para projeto	12-24	50
Dados de confiabilidade	12-24	75

Relacionando as Tabelas 3 e 4 podemos classificar segundo a norma ASTM E769 (2012) os dados produzidos (Tabela 5).

Tabela 5 – Classificação quanto ao tipo do ensaio dos dados produzidos segundo a norma ASTM E769 (2012)

Tipo do CP	Tipo do ensaio
Entalhado raio 0.8 <i>mm</i>	Pesquisa e desenvolvimento de componentes e espécimes
Entalhado raio 0.17 <i>mm</i>	Dados admissíveis para projeto
Entalhado raio 0.027 <i>mm</i>	Dados admissíveis para projeto
Furo passante 0.7 <i>mm</i>	Dados admissíveis para projeto
Furo não passante	Pesquisa e desenvolvimento de componentes e espécimes
Plano	Pesquisa e desenvolvimento de componentes e espécimes

Não foi objetivo desse trabalho produzir curvas S-N para projeto ou para pesquisa e desenvolvimento de componentes e espécimes. As curvas produzidas foram utilizadas para calibrar e validar uma metodologia numérica de previsão de vida em fadiga de espécimes contendo descontinuidades geométricas. Assim, a tabela acima tem o intuito apenas de informar ao leitor como as curvas produzidas são classificadas conforme norma ASTM que rege a execução de ensaios de fadiga uniaxiais de amplitude constante em metais.

A partir dos dados dos ensaios experimentais curvas S-N foram produzidas para cada tipo de corpo de prova descrito no item 3.1.1. As análises estatísticas e as equações S-N

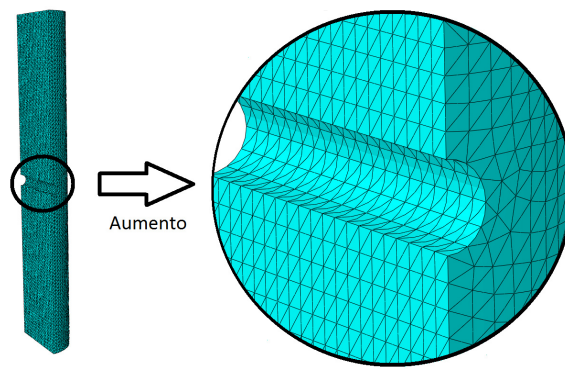
linearizadas foram realizadas e obtidas conforme a norma ASTM E769 (2012). Dessa forma, os parâmetros da equação de Basquin, bem como os limites do intervalo de confiança foram determinados.

3.3 Metodologia Numérica

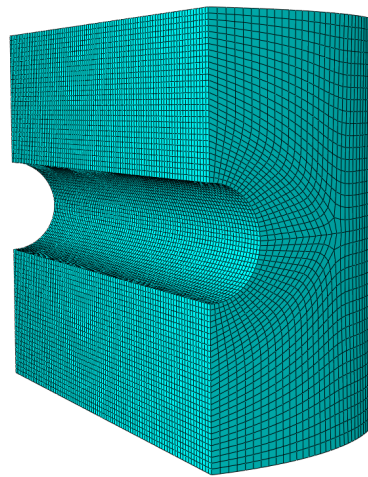
3.3.1 Simulações via Método dos Elementos Finitos (MEF)

Tanto para a calibração da relação $L(N)$ quanto para a previsão de vida utilizando a TDC é necessário a distribuição das tensões ao redor do concentrador de tensão. Para isso, foi utilizado o software de elementos finitos Abaqus. Assim, simulações linear-elásticas foram realizadas para determinar a distribuição de tensões nos CP's entalhados e com furos. Abaixo, será descrita a metodologia adotada nessas simulações.

Primeiramente, os corpos de prova foram modelados na forma 3D no próprio software Abaqus. Condições de simetria foram utilizadas para evitar a modelagem completa tanto dos CP's com furo quanto dos entalhados, economizando precioso tempo computacional. Uma técnica de submodelo foi utilizada com o intuito de discretizar melhor a malha, somente na região ao redor dos concentradores de tensão. Essa técnica exige a criação de um modelo global e um submodelo. As condições de contorno são aplicadas no modelo global que é solucionado com uma malha mais grosseira. Em seguida, a área de interesse, no nosso caso a área ao redor da descontinuidade geométrica, é “cortada” do modelo global criando um submodelo. Nesse submodelo a malha é refinada de modo a fornecer resultados mais precisos do campo das tensões. Como condição de contorno os submodelos podem utilizar os resultados nodais do campo de deslocamento do modelo global (*noded-based submodeling*) ou o resultado do campo das tensões nos elementos (*surface-based submodeling*). Nas simulações deste trabalho foi utilizado o *noded-based submodeling*, pois este tipo de técnica é em geral menos sensível a densidade da malha do modelo global. Para exemplificar, a Figura 3.8 apresenta o modelo global e o submodelo com as respectivas malhas utilizadas na simulação do CP com furo passante de 0.7 mm.



a)



b)

Figura 3.8 – Modelos e malhas utilizados na simulação do CP com furo passante de 0.7 mm . a) Modelo global. b) Submodelo.

Nos modelos globais das simulações foram utilizados elementos tetraédricos quadráticos de 10 nós com integração completa. Esse elemento de denominação C3D10 no software Abaqus é classificado como sendo um elemento de propósito geral, devido a sua grande versatilidade. Para os submodelos foram utilizadas malhas estruturadas compostas por elementos hexaédricos lineares de 8 nós com integração reduzida de denominação C3D8R.

Simulações preliminares foram realizadas utilizando elementos hexaédricos lineares com integração completa e elementos hexaédricos quadráticos de 20 nós utilizando integração completa e reduzida, a fim de comparar os resultados. Comparativamente, não houve variação significativa no campo das tensões calculadas, entretanto o tempo de simulação variou bastante. Assim, foi selecionado o elemento C3D8R, pois as simulações realizadas com este elemento demandaram menor tempo computacional.

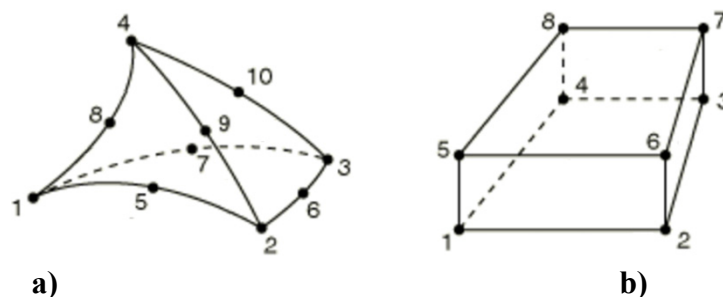


Figura 3.9 – a) Elemento C3D10. b) Elemento C3D8R. (ABAQUS, 2013 - modificado).

3.3.2 Calibração da relação $L(N_f)$

No item 2.4.3 foram apresentadas três metodologias diferentes para calibração da relação $L(N_f) = A * N_f^B$. Apenas para lembrar, as três metodologias são:

1. Metodologia de calibração baseada nas propriedades estáticas e de fadiga do material;
2. Metodologia de calibração utilizando duas curvas S-N. Uma curva produzida com CP's planos e outra curva produzida com CP's entalhados;
3. Metodologia de calibração utilizando duas curvas S-N produzidas com dois tipos de CP's entalhados diferentes.

A primeira metodologia apresentada não será utilizada neste trabalho, visto que não produz bons resultados quanto à previsão de vida (CUTRIM, 2013; SUSMEL & TAYLOR, 2007). A segunda metodologia será utilizada tal como foi proposta por Susmel e Taylor (2007). A terceira metodologia também será utilizada para efeito de comparação dos resultados, porém, algumas modificações na metodologia original proposta por Yamashita *et al.*(2010) serão empregadas.

3.3.2.1 Metodologia de calibração utilizando duas curvas S-N. Uma curva produzida com CP's planos e outra curva produzida com CP's entalhados.

Essa é a metodologia mais comumente empregada na literatura. Como dito anteriormente, foi desenvolvida por Susmel e Taylor (2007). Para calibração utilizou-se a curva S-N produzida com CP's entalhados com raio de 0.027 mm e outra curva S-N produzida com

CP's planos. A curva S-N do CP com entalhe de 0.027 mm foi selecionada, pois segundo Susmel e Taylor (2007) entalhes mais agudos dever ser utilizados, preferencialmente, no processo de calibração da relação $L(N_f)$. Foram utilizados os métodos do ponto, método da linha e duas variações do método do volume para calibração. Assim, quatro equações do tipo $L(N_f) = A * N_f^B$ foram obtidas, uma para cada método utilizado. Abaixo, será descrito como cada um desses métodos foi utilizado na calibração da relação $L(N_f)$.

- Método do ponto (MP) e da linha (ML)

Por meio das simulações utilizando o software Abaqus os valores da máxima tensão principal são determinados ao longo do plano bissector do entalhe de 0.027 mm quando uma tensão de 1 MPa é aplicada. Essas tensões associadas às distâncias dos nós à raiz do entalhe são extraídas do programa. Posteriormente, é utilizado o software MatLab para fazer uma ajuste desses dados por meio de uma função do tipo:

$$f(x) = \frac{p_1 * x^5 + p_2 * x^4 + p_3 * x^3 + p_4 * x^2 + p_5 * x + p_6}{x + q_1} \quad (102)$$

Essa função foi utilizada, pois conseguiu representar adequadamente os dados fornecidos pelo programa Abaqus, como pode ser observado na Fig. 3.10. Como as simulações são elásticas, para saber a distribuição de tensões ao longo do plano bissector do entalhe quando uma tensão diferente de 1 MPa é aplicada, basta multiplicar a função obtida no ajuste pelo valor da nova tensão.

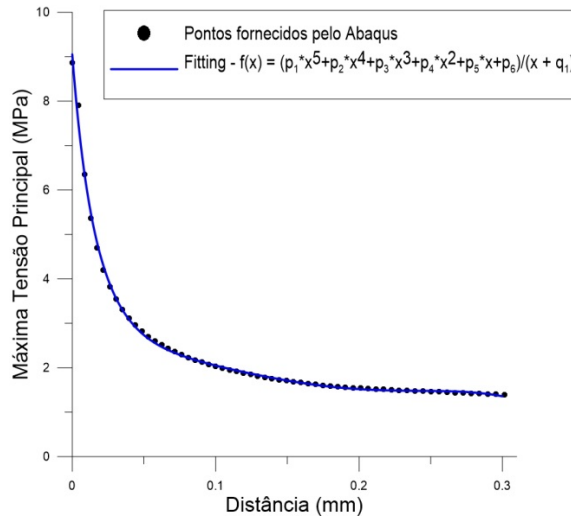


Figura 3.10 – Ajuste dos dados gerados pela simulação no Abaqus do CP com entalhe de 0.027 mm.

Um código foi desenvolvido no programa MatLab para calibração das constantes A e B da relação $L(N_f) = A * N_f^B$, tanto para o MP como para o ML. Esse código foi desenvolvido baseado no raciocínio explanado no item 2.4.3.2. O organograma representado na Figura 3.11 resume de forma sucinta os dados de entrada e saída desse código.

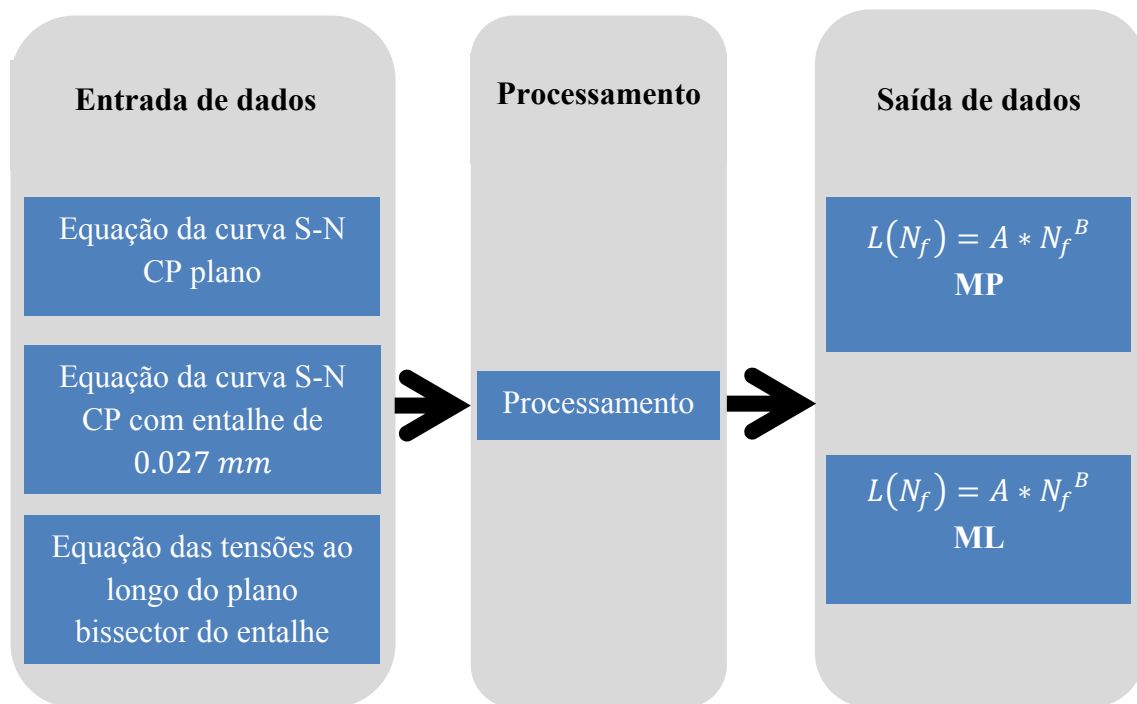


Figura 3.11 - Organograma explicativo do código MatLab utilizado (MP e ML – Calibração utilizando uma curva S-N produzida com CP's planos e outra curva produzida com CP's entalhados).

- Métodos do volume

O processo de calibração utilizando o MV é análogo ao processo descrito no item 2.4.3.2, utilizando o MP. Porém, ao invés de analisar as tensões em um ponto, analisa-se o parâmetro de SWT em volumes.

Utilizando o software Abaqus, o tensor tensão associado a cada nó da simulação do entalhe de 0.027 mm é determinado. Esses dados são extraídos do software, conjuntamente com as coordenadas (x, y, z) associadas a cada nó. Posteriormente, eles são inseridos em um código Matlab. Para definir o volume material a ser analisado, foi utilizada uma esfera centrada no ponto onde o valor do parâmetro SWT é máximo, ou seja, na raiz do entalhe. Duas metodologias para computar o parâmetro de SWT nesses volumes foram utilizadas. Metodologias similares as que serão apresentadas a seguir, foram utilizadas por Naboulsi e Mall (2003), para investigar a iniciação de trincas em fadiga por *fretting*.

1. MV_1 - Tensor tensão médio \longrightarrow Parâmetro SWT

Nessa metodologia, primeiramente é computado um valor do tensor tensão médio associado ao volume definido pela esfera de raio R . Esse tensor é obtido somando componente por componente dos tensores tensão associados aos nós inseridos na esfera. Depois o tensor tensão obtido é dividido pelo número de nós. Posteriormente, uma análise de plano crítico é realizada para determinar o valor do parâmetro $\sqrt{\sigma_{a,n} * \sigma_{n,max}}$ associado a esse tensor tensão médio.

2. MV_2 - Parâmetros SWT \longrightarrow Média

Diferentemente da metodologia anterior, primeiramente é computado o valor do parâmetro de SWT associado ao tensor tensão de cada nó contido no interior da esfera. Depois, é computada uma média desses valores, ou seja, os valores dos parâmetros de SWT são somados e então divididos pelo número de nós contidos na esfera.

Assim, duas relações $L(N_f)$ são obtidas, uma para cada metodologia apresentada. No caso dos métodos do volume a distância L representa o raio da esfera no interior da qual as tensões são avaliadas. Todas análises descritas acima, foram realizadas por meio de um código Matlab. A Fig. 3.13 apresenta um organograma com os dados de entrada e saída desse código.

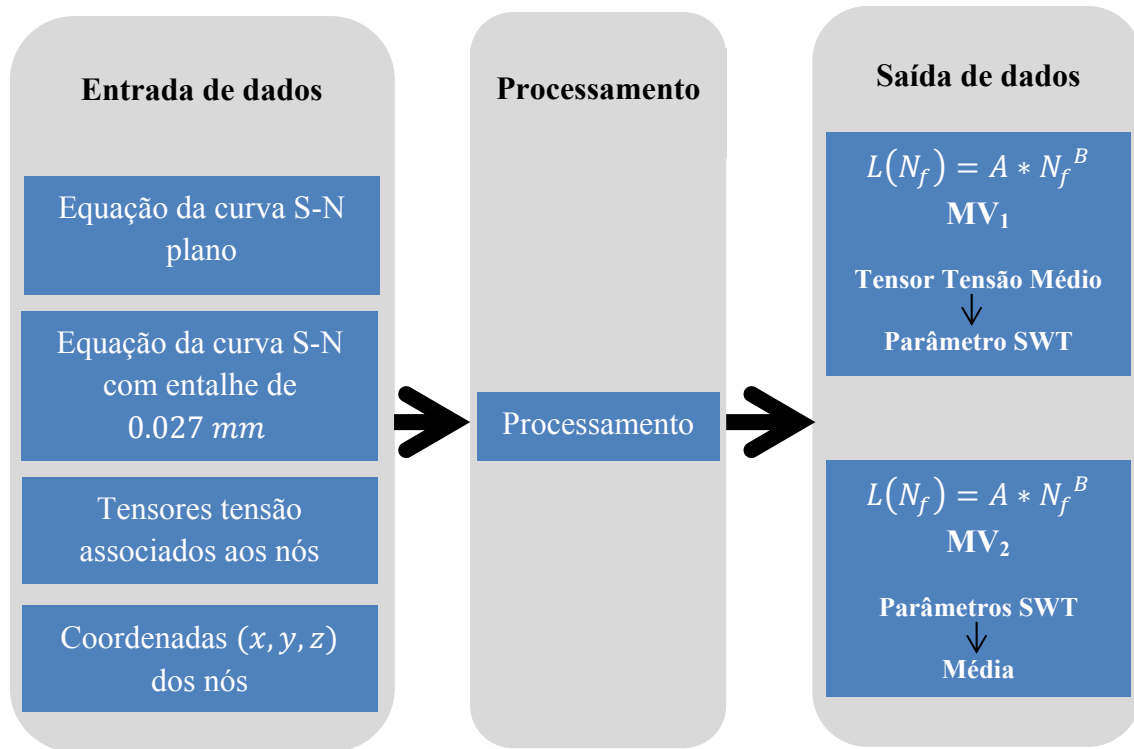


Figura 3.13 - Organograma explicativo do código MatLab utilizado (MV_1 e MV_2 – Calibração utilizando uma curva S-N produzida com CP's planos e outra curva produzida com CP's entalhados).

3.3.2.2 Metodologia de calibração utilizando duas curvas S-N produzidas com dois tipos de CP's entalhados diferentes.

Essa metodologia foi apresentada e utilizada por Yamashita *et al.* (2010) para prever vida em fadiga de CP's de Ti-6Al-4V, contendo pequenos entalhes. Para calibrar e validar a metodologia proposta Yoichi *et al.* utilizaram quatro curvas S-N produzidas com CP's com entalhes diferentes. Para calibração foram utilizadas a curva do entalhe mais agudo (maior K_t) e a curva do entalhe mais suave (menor K_t). Assim, os CP's com valores de K_t intermediários foram utilizados para validação. Neste trabalho pretende-se prever vida em fadiga de fios contendo não somente entalhes mais também furos. Assim, para a calibração da relação $L(N)$ optou-se por utilizar a curva S-N do CP com raio de 0.027 mm e a curva do CP com furo passante de 0.7 mm . Essas curvas foram selecionadas para calibração, pois seus CP's apresentam respectivamente o maior e o menor valor de K_t associados. Portanto, as outras curvas relativas aos outros CP's apresentam valores de K_t intermediário e serão utilizadas para validar a metodologia.

Para calibração foram utilizados o método do ponto e duas variações do método do volume. Dessa forma, três equações do tipo $L(N_f) = A * N_f^B$ foram obtidas, uma para cada

método utilizado. Abaixo, será descrito como cada um desses métodos foi utilizado na calibração da relação $L(N_f)$.

- Método do ponto (MP)

Para esse método é necessário determinar a distribuição da máxima tensão principal ao longo de um determinado caminho, tanto para o CP com entalhe de 0.027 mm , como para o CP com furo passante de 0.7 mm . No caso do CP entalhado, foi adotada a mesma metodologia explanada no item 3.3.2.1(Método do ponto (MP) e da linha (ML)). Ou seja, por meio do software Abaqus foi analisada a distribuição da máxima tensão principal ao longo do plano bissector do entalhe. No caso do CP com furo passante, o caminho escolhido para analisar as tensões está representado na Fig. 3.14. Esse caminho está contido em um plano perpendicular à aplicação da carga. O ponto 1 representado nessa figura define o início desse caminho, sendo o ponto onde o valor da máxima tensão principal é maior entre todos os pontos. A direção do caminho no plano foi estabelecida analisando a direção de mínimo potencial de crescimento da trinca definida por Bellett *et al.* (2005) como sendo a direção onde o gradiente de tensão é máximo. Para Bellett, as tensões ao longo do caminho de mínimo potencial de crescimento estabelecem se uma trinca irá ou não crescer nesse plano. Assim, para definir esse caminho a distribuição da máxima tensão principal foi analisada por meio de *isosurfaces* (modo de visualização que permite analisar as superfícies do sólido submetidas às mesmas tensões). Como pode ser observado na Fig. 3.15, a direção do caminho selecionado cruza o maior número de *isosurfaces*, conseqüentemente, é a direção com maior gradiente de tensão. Se analisarmos a distribuição de tensões no plano bissector do entalhe onde é definido o caminho para a análise das tensões nos componentes entalhadas (Fig. 3.16), notamos que esse plano cruza as *isosurfaces* de maneira análoga ao caminho definido para o furo passante (Fig. 3.15).

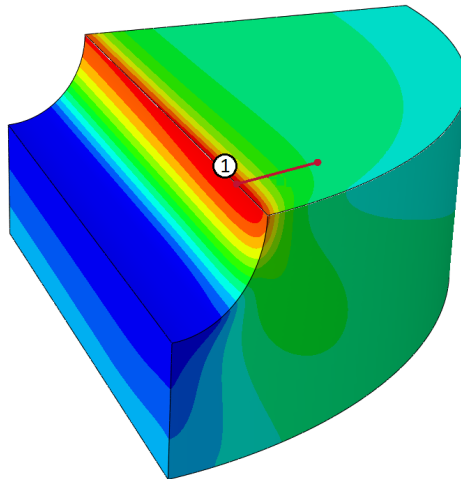


Figura 3.14 - Caminho adotado para analisar a distribuição das tensões no CP com furo passante de 0.7 mm .

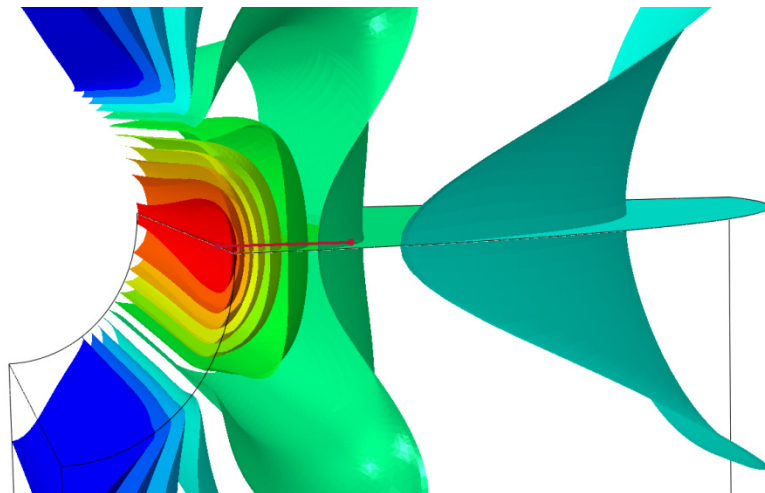


Figura 3.15 – Análise das *isosurfaces* relacionadas com a máxima tensão principal no CP com furo passante de 0.7 mm . A linha em vermelho representa o caminho adotado para a análise das tensões.

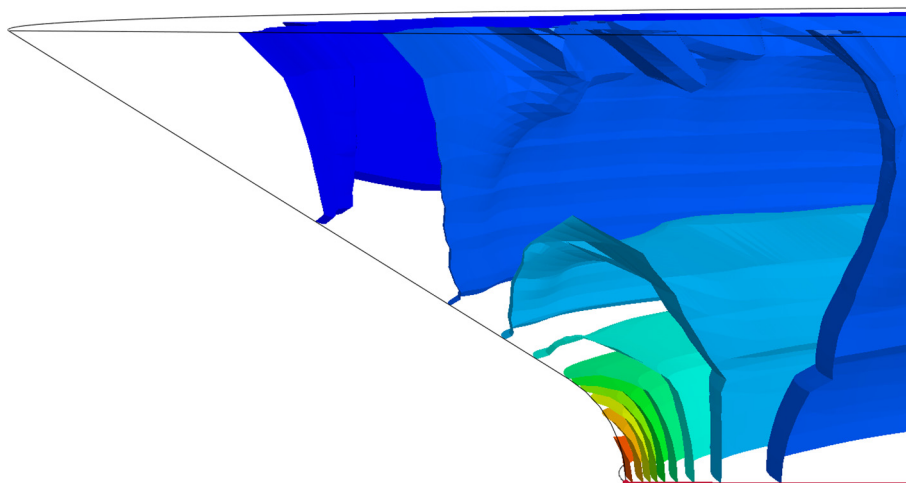


Figura 3.16 - Análise das *isosurfaces* relacionadas com a máxima tensão principal no CP com entalhe de 0.027 mm . A linha em vermelho representa o caminho adotado para a análise das tensões.

Com os caminhos definidos, extrai-se do software Abaqus os valores da máxima tensão principal ao longo desse caminho e os valores das coordenadas dos nós. Analogamente ao processo descrito no item 3.3.2.1 (item - Método do ponto (MP) e da linha (ML)), os dados são ajustados pro meio de uma curva de ajuste e posteriormente inseridos em um código MatLab. Esse código foi desenvolvido baseado no raciocínio explanado no item 2.4.3.3, mas em vez de utilizar o ML foi utilizado o MP. Na Fig. 3.17, é apresentado um organograma que resume os dados de entrada e saída desse código.

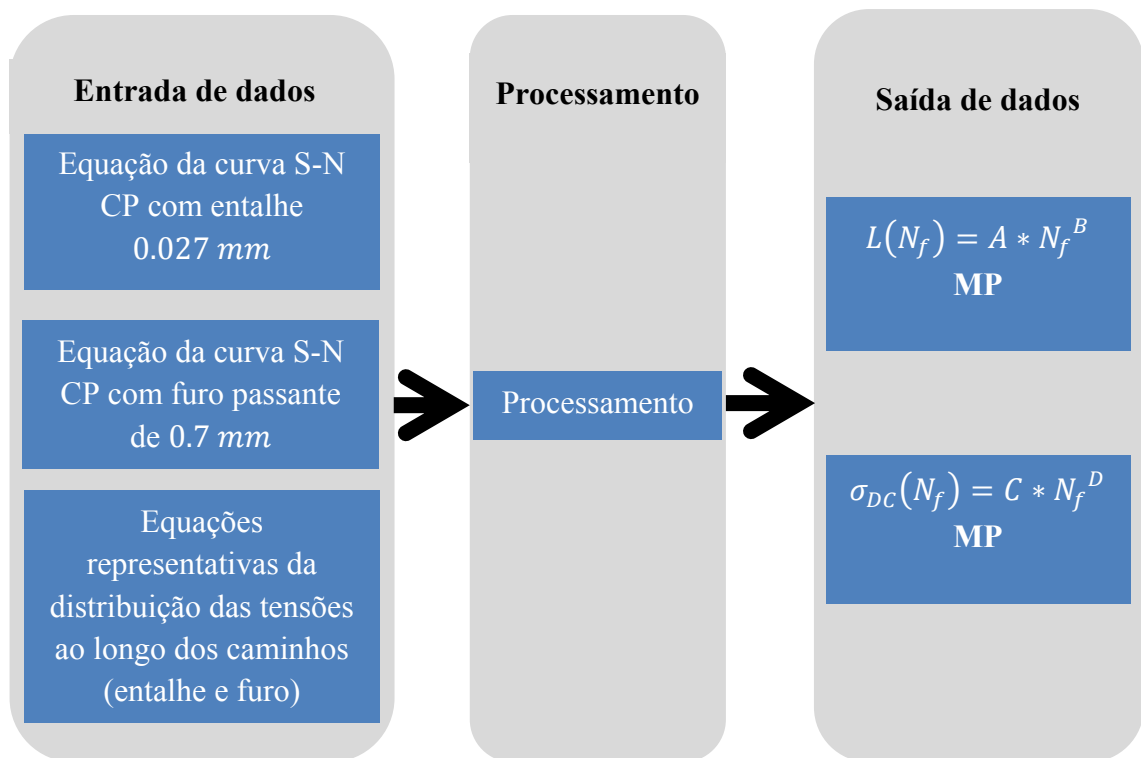


Figura 3.17 - Organograma explicativo do código MatLab utilizado (MP – Calibração utilizando duas curvas S-N produzidas com dois CP's entalhados diferentes).

A equação $\sigma_{DC}(N_f) = C * N_f^D$ apresentada no organograma acima é obtida relacionando a tensão σ_{DC} na distância crítica com a vida N_f . A posteriori, essa relação será utilizada no processo de previsão de vida.

- Métodos do volume

O processo de calibração utilizando o MV é análogo ao processo descrito no item 2.4.3.3. Contudo, ao invés de analisar a máxima tensão principal ao longo de um caminho é analisado o parâmetro SWT em volumes. Utilizando o software Abaqus, o tensor tensão associado a cada nó da simulação do CP com entalhe de 0.027 mm é determinado, assim como o tensor

tensão associado aos nós da simulação do CP com furo passante de 0.7 mm . Esses dados são extraídos do software, conjuntamente com as coordenadas (x, y, z) referentes aos nós. Para definir o volume material a ser analisado, foi utilizada uma esfera centrada no nó onde o valor do parâmetro de SWT é máximo. Assim como descrito no item 3.3.2.1 (Método do volume), foram utilizadas duas metodologias para computar o parâmetro SWT nesses volumes:

1. MV_1 - Tensor tensão médio \longrightarrow Parâmetro SWT
2. MV_2 - Parâmetros SWT \longrightarrow Média

Portanto, duas relações $L(N_f)$ são obtidas, uma para cada uma das metodologias. Lembrando que para os métodos do volume, L representa o raio da esfera. Também são obtidas duas equações $\sigma_{VC}(N_f)$ que relacionam a tensão σ_{VC} no volume crítico com a vida N_f . Mais uma vez, essas análises foram computadas utilizando um código MatLab. Na Fig. 3.18, é apresentado o organograma com os dados de entrada e saída desse código.

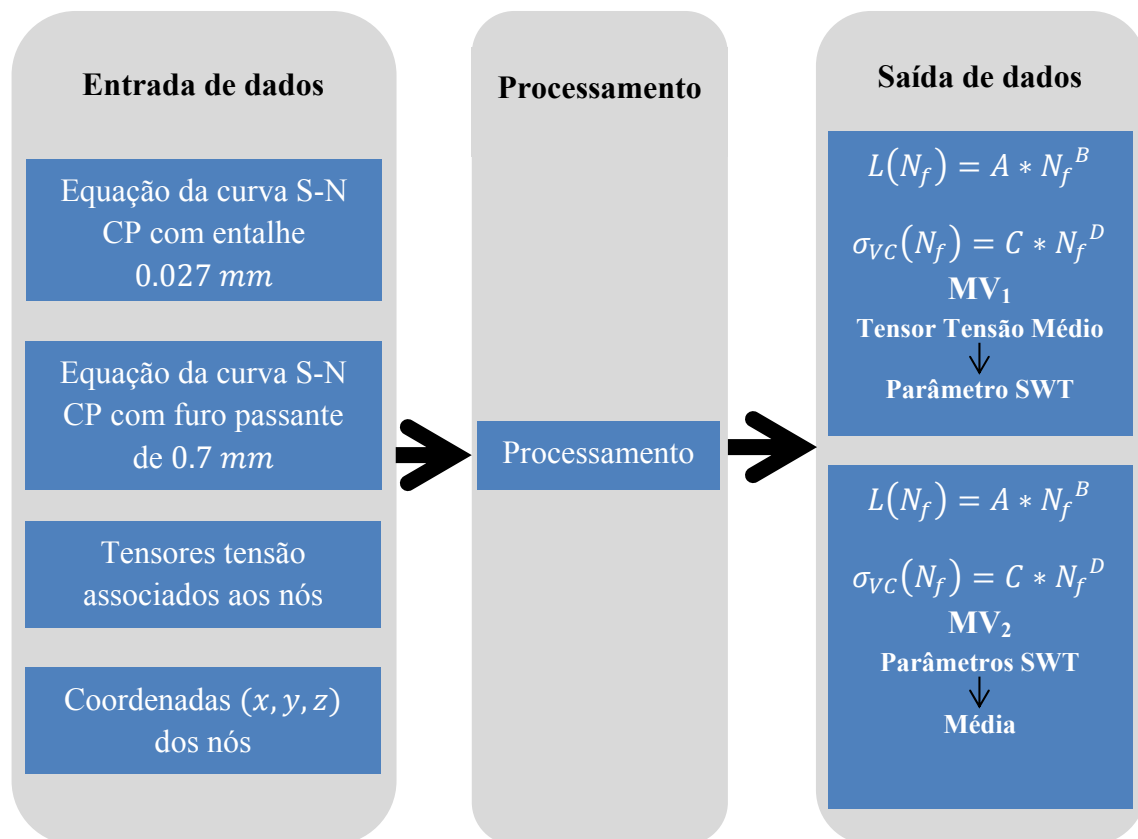


Figura 3.18 - Organograma explicativo do código MatLab utilizado (MV_1 e MV_2 – Calibração utilizando duas curvas S-N produzidas com dois CP's entalhados diferentes).

3.3.2.3 Resumo das metodologias de calibração

O organograma da Fig. 3.19 apresenta as duas metodologias de calibração utilizadas, assim como as equações obtidas.

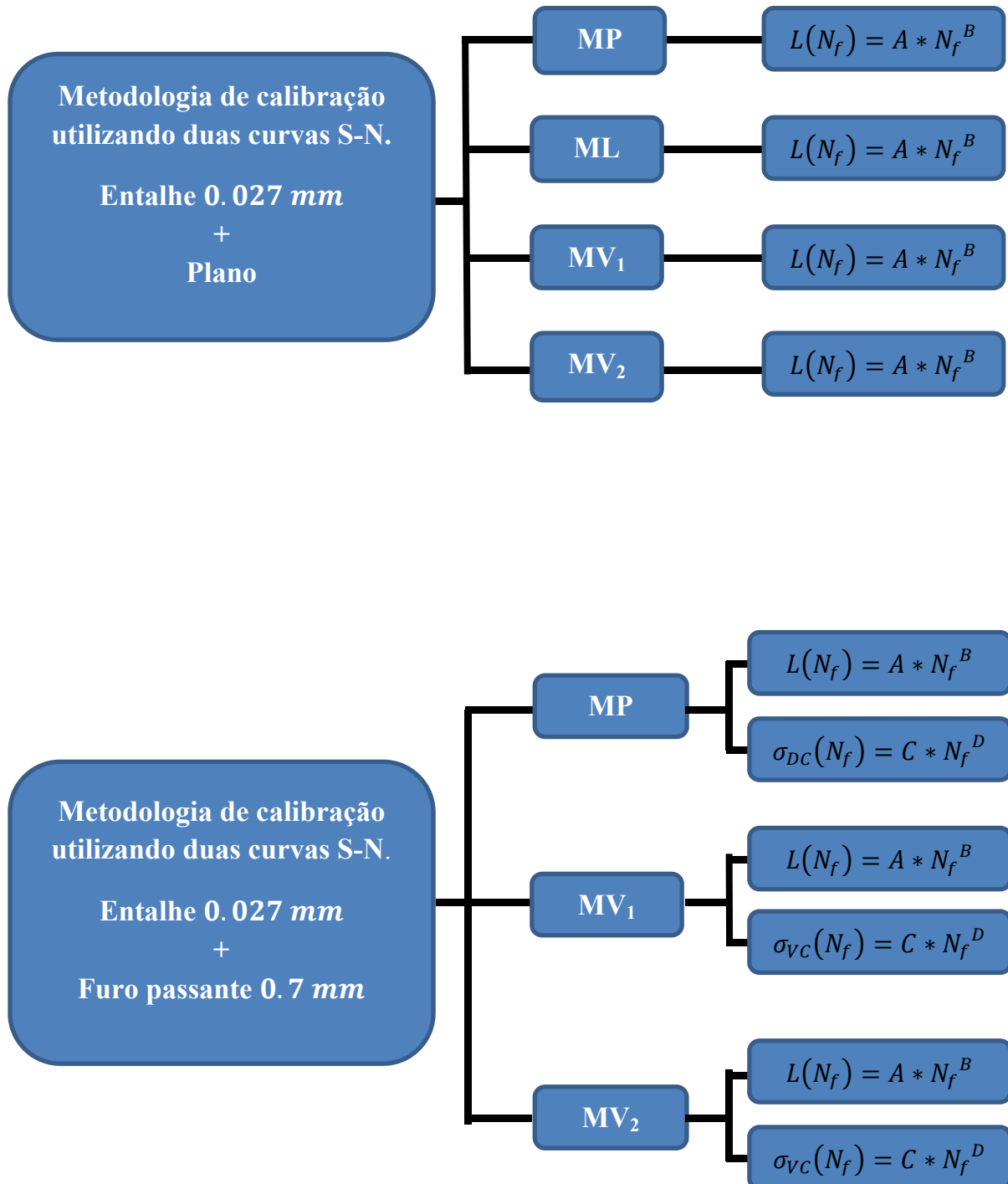


Figura 3.19 – Organograma representando as duas metodologias de calibração utilizadas neste trabalho.

3.3.3 Previsão de vida

Com as relações $L(N_f)$ calibradas e com as distribuições de tensão ao redor dos concentradores de tensão obtidas através do software Abaqus, é possível prever a vida em fadiga dos CP's. Lembrando que para o MP e ML as tensões nos CP's entalhados são analisadas ao longo do plano bissector do entalhe. No caso do CP com furo passante, as tensões são analisadas ao longo do caminho representado na Fig. 3.14. O caminho adotado no CP com furo não passante é apresentado na Fig. 3.20. Este caminho está contido em um plano perpendicular à aplicação da carga. O ponto 1 dessa figura define o início desse caminho, sendo o ponto onde o valor do parâmetro SWT é máximo. A direção do caminho foi definida de maneira análoga à direção do caminho no CP com furo passante, ou seja, baseada na análise das *isosurfaces* apresentadas na Fig. 3.22.

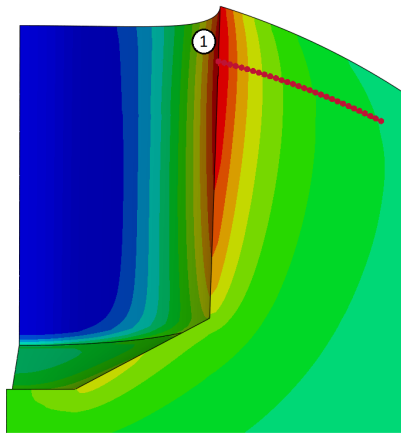


Figura 3.20 - Caminho adotado para analisar a distribuição das tensões no CP com furo não passante.

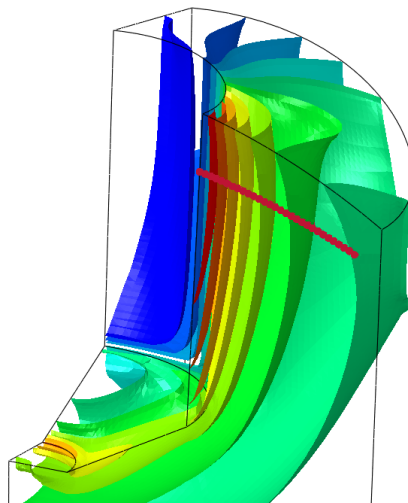


Figura 3.21 - Análise das *isosurfaces* relacionadas com a máxima tensão principal no CP com furo não passante. A linha em vermelho representa o caminho adotado para a análise das tensões.

Um processo iterativo é utilizado para fazer a previsão de vida em fadiga. O organograma representado na Fig. 3.22, exemplifica esse processo que foi automatizado por meio de um código MatLab.

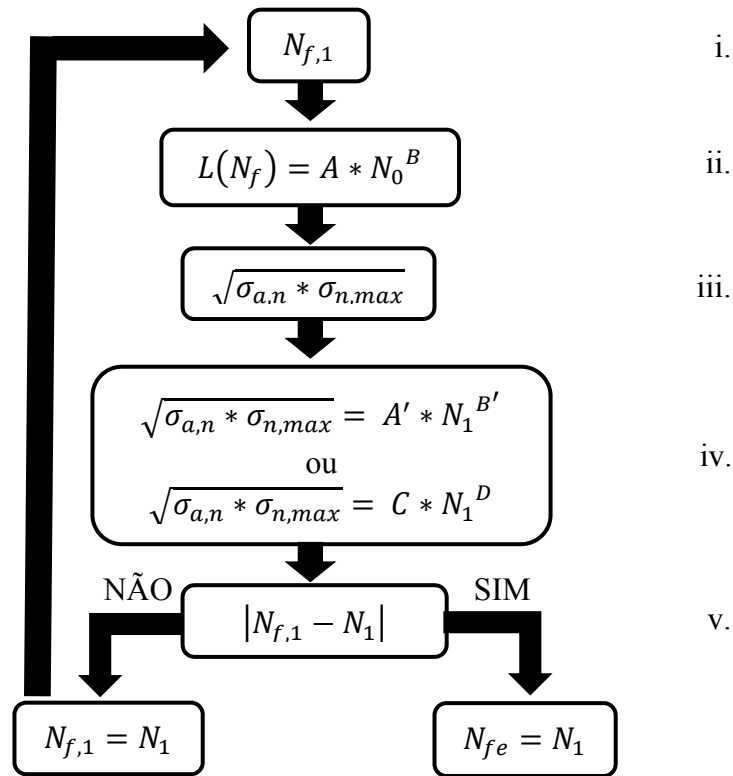


Figura 3.22 – Organograma representativo do processo iterativo utilizado para prever vida em fadiga.

- i. Inicialmente um valor de vida igual a $N_{f,1}$ é assumido;
- ii. Com esse valor $N_{f,1}$ e de posse da equação $L(N_f)$ a distância crítica L referente a essa vida é computada;
- iii. Utilizando os resultados das simulações de elementos finitos o valor do parâmetro de SWT é computado com base na distância L de acordo com o método (MP, ML ou MV) utilizado para obter a relação $L(N_f)$;
- iv. Caso a equação $L(N_f)$ tenha sido obtida segundo a metodologia descrita no item 3.3.2.1, é utilizada a equação S-N do CP plano, $\sigma = A' * N_1^{B'}$, para computar o valor da vida N_1 . Por outro lado, se a equação $L(N_f)$ tiver sido obtida segundo a metodologia descrita no item 3.3.2.2, é utilizada a equação $\sigma_{DC}(N_f) = C * N_1^D$ ou a equação $\sigma_{VC}(N_f) = C * N_1^D$ (dependendo se estiver utilizando o MP ou MV) obtidas

- durante o processo de calibração;
- v. O valor de $N_{f,1}$ é comparado ao valor de N_1 . Se o módulo da diferença entre esses dois valores for inferior a uma dada tolerância, o valor da previsão do número de ciclos $N_{fe} = N_1$. Entretanto, se o módulo da diferença for superior a tolerância adotada, considera-se $N_{f,1} = N_1$ e o processo é iniciado novamente. O processo é repetido até que a diferença entre os valores de $N_{f,1}$ e N_1 fique dentro da tolerância.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Análise de convergência

Na maioria das vezes, em simulações via MEF os valores das tensões obtidos estão associados ao refinamento da malha utilizada. Assim, para garantir a precisão dos dados gerados nessas simulações é fundamental verificar a convergência dos resultados. Para tanto, foram utilizados valores teóricos encontrados na literatura dos valores de K_t 's referentes às geometrias dos CP's. Esses valores foram comparados com os valores dos K_t 's obtidos nas simulações. As equações utilizadas para calcular os K_t 's teóricos dos CP's entalhados foram retiradas do *Guide du dessinateur les concentrations de contraintes* (FAURIE; MONNIER; NIKU-LARI, 1992). E as equações para o furo passante do livro *Formulas for stress, strain, and structural matrices* (PILKEY, 1994). Não foi encontrado na literatura o valor teórico do K_t para a geometria do CP com furo não passante. A tabela abaixo apresenta os valores dos K_t 's teóricos e numéricos (em relação à área *gross*) e a diferença percentual entre eles, definida pela Eq. 4.1.

$$Diferença \% = \left| \frac{K_{t,teórico} - K_{t,numérico}}{K_{t,teórico}} * 100 \right| \quad (4.1)$$

Tabela 6 - K_t 's teóricos e numéricos associados a cada geometria de CP.

CP	K_t Teórico	K_t Numérico	Diferença %
Entalhe 0.8 mm	3,42	3,46	1,17%
Entalhe 0.17 mm	6,39	6,62	3,60%
Entalhe 0.027 mm	9,24	8,91	3,57%
Furo passante	3,43	3,25	5,25%
Furo não passante	-	7,43	-

As análises realizadas nesse trabalho utilizando a TDC são não locais, ou seja, considera-se a distribuição de tensões ao redor do concentrador de tensão e não somente a tensão de pico representada pelo K_t . Assim, decidiu-se analisar também a convergência da distribuição da máxima tensão principal ao longo de um caminho, quando utilizados três

refinamentos de malha diferentes. Nos CP's entalhados as tensões para essa análise foram extraídas ao longo do plano bissector do entalhe, a partir da raiz do entalhe. Para os Cp's com furo passante e com furo não passante as tensões foram extraídas ao longo dos caminhos representados nas Fig. 3.14 e Fig. 3.20 respectivamente (o início desses caminhos é definido pelo ponto onde a máxima tensão principal é maior). Para cada geometria de CP foram realizadas simulações utilizando três diferentes tamanhos de malha que foram definidas após algumas simulações exploratórias. Os resultados dessas análises de convergência são apresentados na Fig. 4.1, Fig. 4.2 e Fig. 4.3.

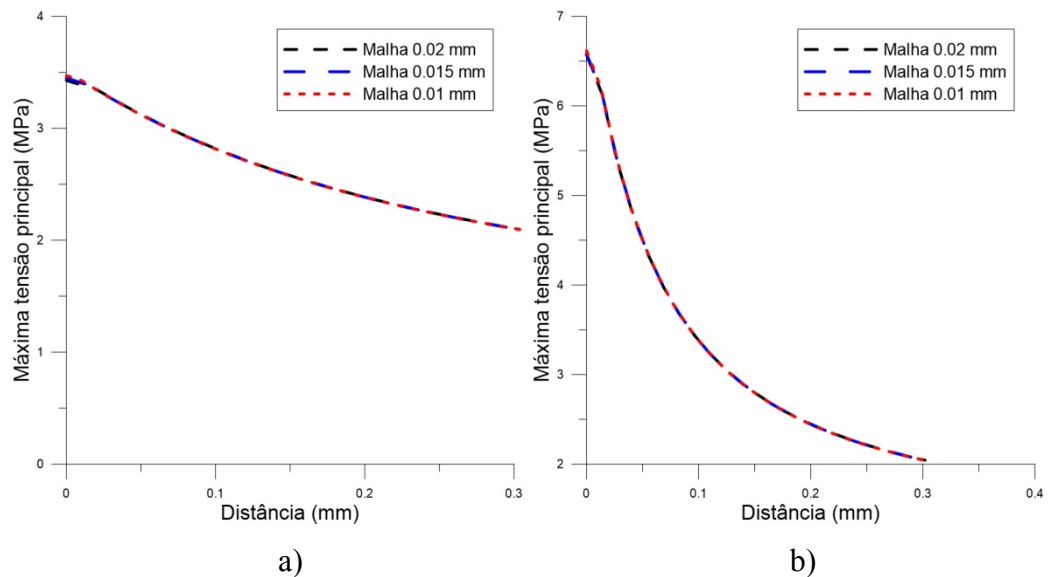


Figura 4.1 – Análise de convergência. a) CP com entalhe de 0,8 mm. b) CP com entalhe de 0,17 mm..

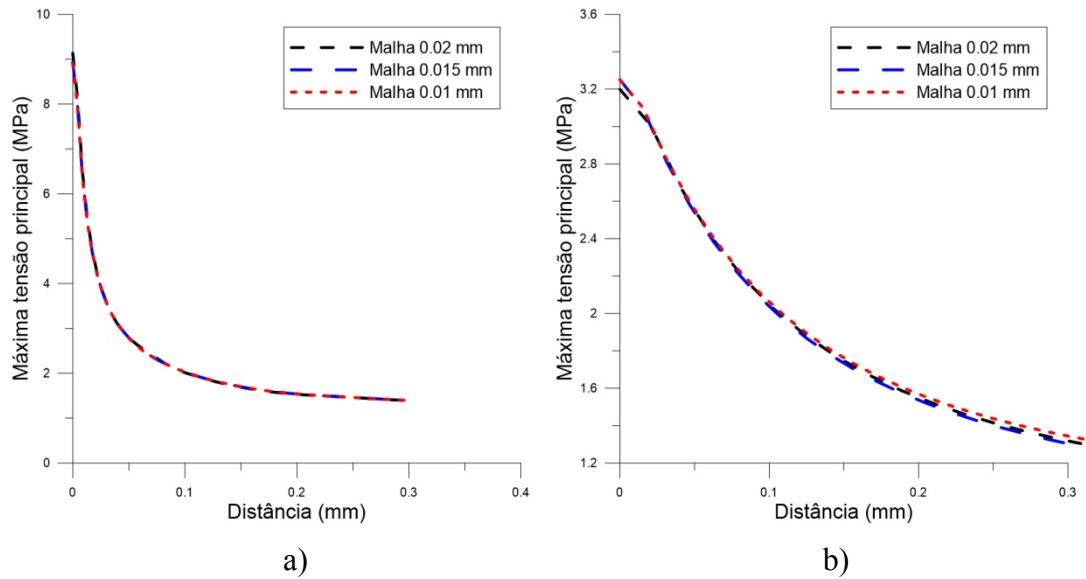


Figura 4.2 - Análise de convergência. a) CP com entalhe de 0,027 mm. b) CP com furo passante.

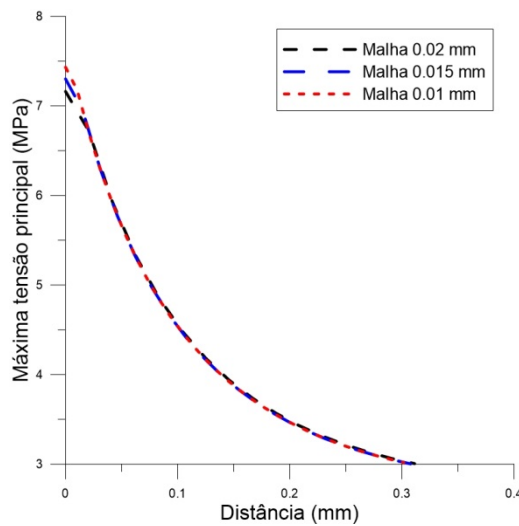


Figura 4.3 - Análise de convergência - CP com furo não passante.

Analisando a Tab. 6, observa-se que a diferença percentual entre os valores dos K_t 's teóricos e numéricos é baixa (os valores dos K_t numéricos apresentados nessa tabela foram obtidos por meio de simulações utilizando malha de 0.01 mm). Tal fato corrobora que no referente à tensão de pico os resultados obtidos numericamente são coerentes. Quanto à análise de convergência da máxima tensão principal, em função da malha, ao longo de caminhos, representada nas Fig. 4.1, Fig. 4.2 e Fig. 4.3, observa-se que após uma pequena distância os valores de tensão convergem para os três tamanhos de malha analisados. Portanto, conclui-se que qualquer dos três tamanhos de malha produzem resultados quase idênticos a partir de uma certa distância do concentrador de tensão. Devido ao fato de que a

malha de 0.01 mm produziu resultados de K_t mais próximos aos valores teóricos (Tab. 6), os resultados das simulações com essa malha serão utilizados nas análises posteriores.

4.2 Justificativa para a escolha do critério de SWT

Como mencionado anteriormente, as análises de fadiga neste trabalho foram realizadas utilizando o critério de SWT apresentado no item 2.3.2. Conforme discutido, esse critério pode ser reescrito em função somente das tensões normais ao plano (Eq. 2.37). Neste trabalho, as análises de fadiga foram realizadas com razão de carregamento $R = -1$, ou seja, sem a presença de tensão média. Para esses casos, o critério pode ser reescrito na forma da equação abaixo.

$$\sigma_{a,n} = A * N_f^b \quad (4.2)$$

Portanto, de acordo com a Eq. 4.2, o parâmetro de SWT se resume ao valor de $\sigma_{a,n}$. Ou seja, segundo o critério SWT o crescimento inicial das trincas ocorre em planos perpendiculares à máxima amplitude de tensão normal. Com o intuito de verificar se tal comportamento é observado nos fios de AA 6201-T81, imagens da superfície de falha obtidas por meio de um Microscópio Eletrônico de Varredura (MEV) e de um Microscópio Confocal Laser (MCL) foram analisadas. Essas imagens foram obtidas a partir dos CP's planos (Fig. 3.1) ensaiados uniaxialmente em fadiga em razão de carregamento $R = -1$.

Em todas as superfícies de fratura dos CP's planos, foram observadas duas regiões distintas de fratura, uma região plana perpendicular ao eixo de aplicação da carga e outra região inclinada (Fig. 4.4). Como pode ser observado na Fig. 4.5, essas duas regiões apresentam aspectos diferentes. A região plana é mais escura e lisa enquanto que a região inclinada é mais clara e irregular.

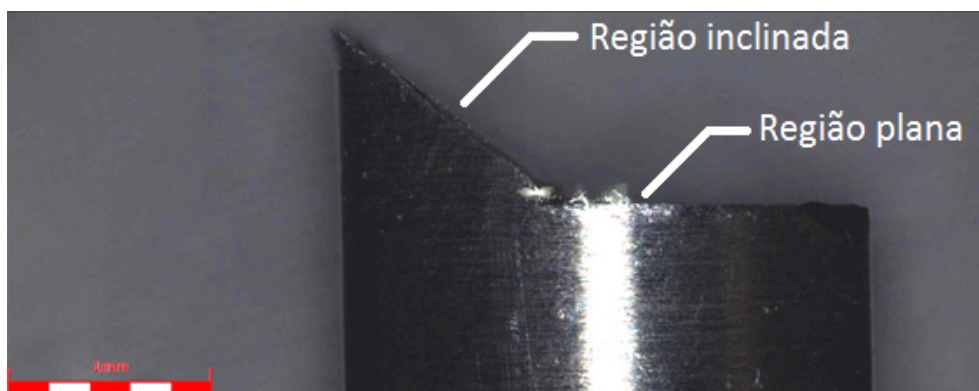


Figura 4.4 - Imagem obtida por meio de microscópio confocal laser evidenciando a orientação das regiões de falha em um CP plano.

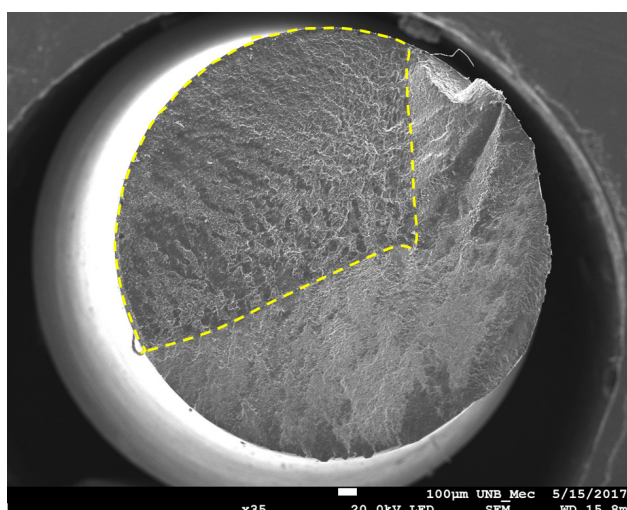


Figura 4.5 – Imagem da superfície de fratura de um CP plano obtida por meio de MEV. A área definida pela linha pontilhada em amarelo demarca a região de propagação. A região externa a essa linha é a região de fratura inclinada (imagem cedida pelo doutorando Jesús Mauricio González Martínez).

Kalombo *et al.* (2017) ensaiaram cabos CAL 900 utilizando a bancada experimental da Universidade de Brasília. Após a falha desses cabos, retiraram os fios de AA 6201-T81 fraturados e analisaram a superfície de falha dos mesmos. Nessa análise também foram identificadas duas regiões distintas de fratura. A primeira plana perpendicular à máxima tensão principal induzida pelas tensões de flexão no cabo e a segunda inclinada. O ponto de iniciação da trinca foi identificado na superfície do fio e o crescimento inicial na região plana (Fig. 4.6).

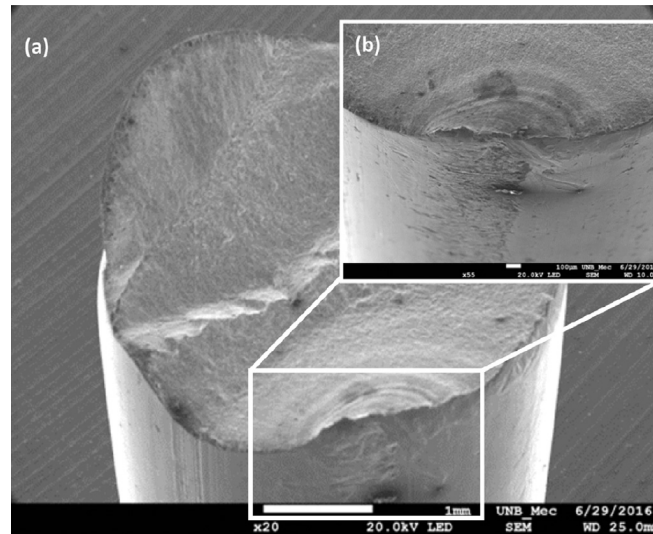


Figura 4.6 – Superfícies de fratura do fio Al 6201-T81 retirado do cabo CAL 900 após este ser ensaiado à fadiga. A trinca se inicia a partir de uma marca de *fretting* (b) formada a partir do contato entre os fios e se propaga inicialmente por uma região plana perpendicular à máxima tensão principal induzida pelas tensões de flexão no cabo (KALOMBO et al., 2017).

Baseado nas análises da superfície de falha dos CP's planos utilizados nesse trabalho e nas análises de falha realizadas por Kalombo, pode-se concluir que os mecanismos de iniciação de trincas em fios de Al 6201-T81 estão diretamente atrelados às tensões normais, visto que, essas trincas surgiram em planos perpendiculares à aplicação da carga onde os valores das tensões normais são máximos. Por esse motivo, foi selecionado o critério de SWT para realizar as análises de fadiga nos CP's contendo descontinuidades geométricas.

4.3 Curvas S-N

Neste item serão apresentadas as curvas S-N produzidas em razão de carregamento $R = -1$, utilizadas para calibrar e validar a metodologia de previsão de vida. Essas curvas foram obtidas seguindo as recomendações de análise estatística da norma ASTM E769 (2012). Para obtenção dessas curvas foram utilizados 74 CP's, não contabilizando os ensaios exploratórios e os CP's que não falharam (*run out*). As curvas dos CP's entalhados e com furo passante são relativas a tensão *gross*, ou seja, a tensão aplicada na seção transversal do fio com diâmetro de 3.96 mm (Fig. 3.3 e Fig. 3.5-a). Já as curvas dos CP's plano e com furo não passante, a tensão é relativa a seção transversal de diâmetro 2.6 mm (Fig. 3.2).

Os dados para confecção das curvas do CP plano e do CP com furo não passante, foram cedidos pelo doutorando Jesús Mauricio González Martínez.

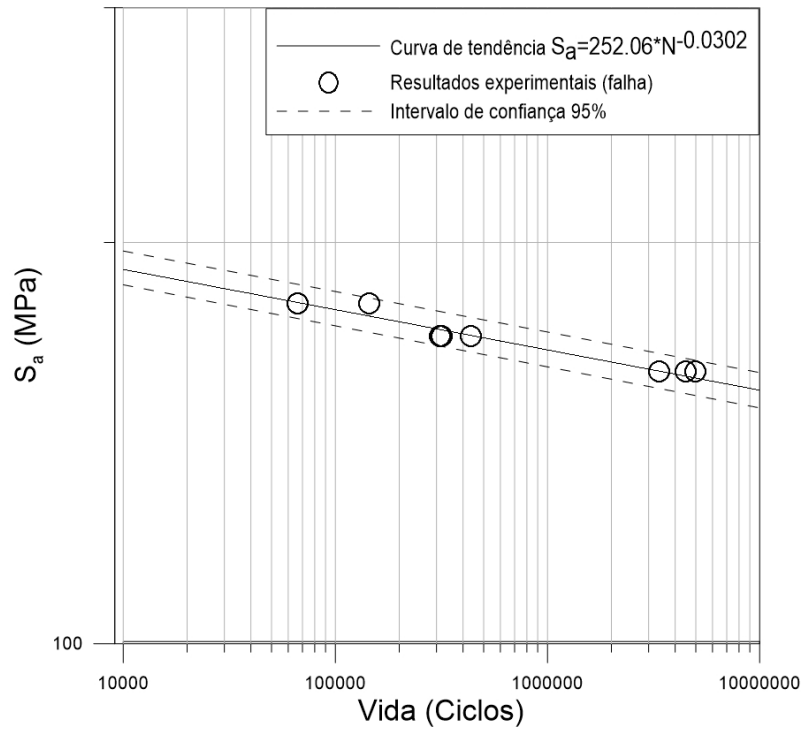


Figura 4.7 – Curva SN – CP plano.

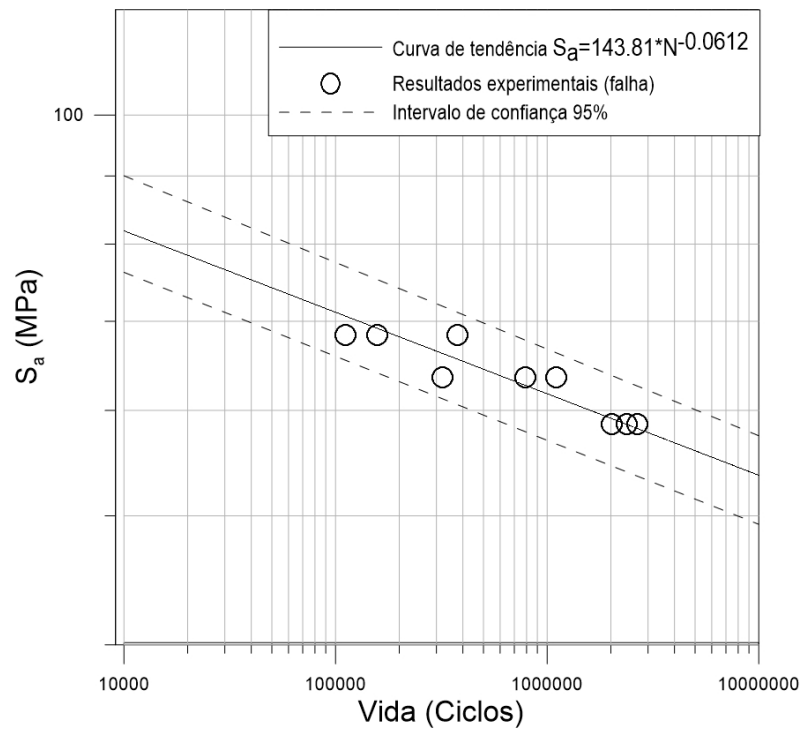


Figura 4.8 - Curva SN – CP com entalhe de 0.8 mm.

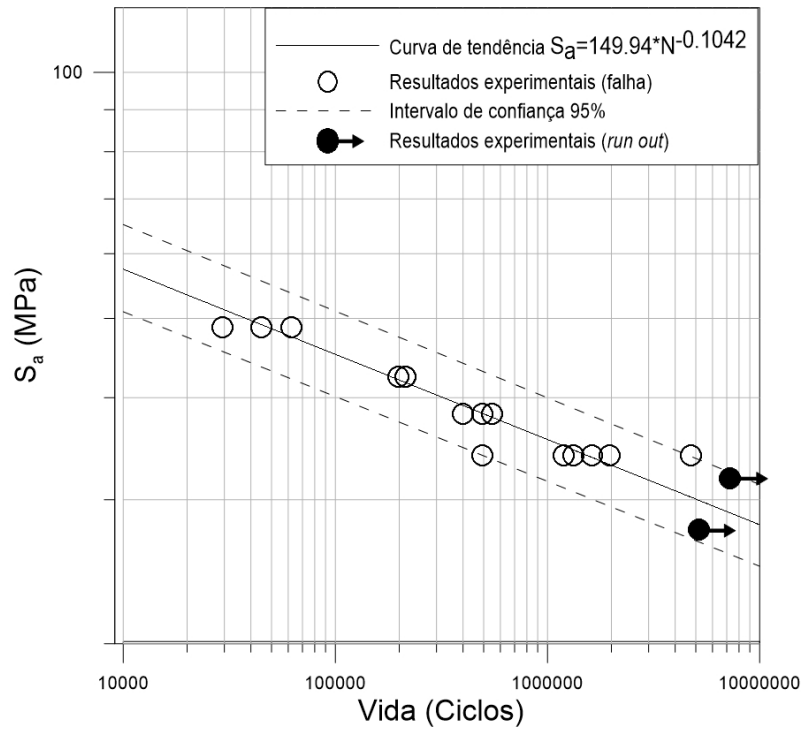


Figura 4.9 - Curva SN – CP com entalhe de 0.17 mm.

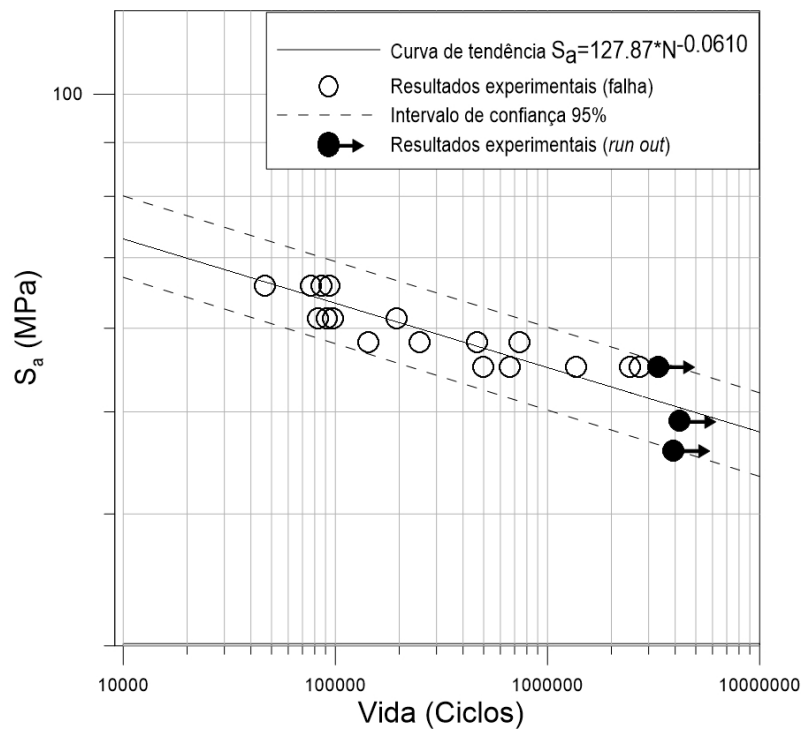


Figura 4.10 - Curva SN – CP com entalhe de 0.027 mm.

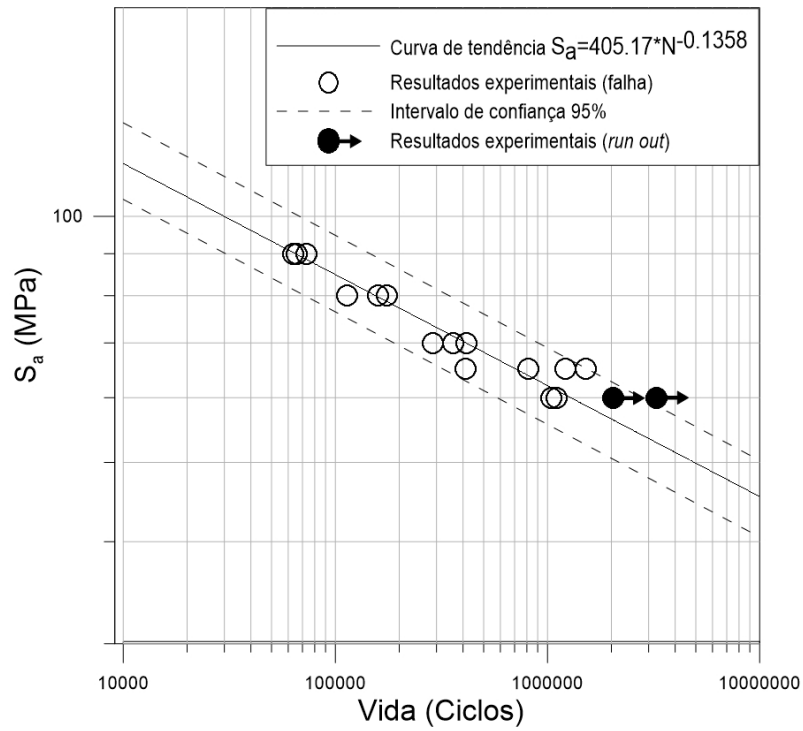


Figura 4.11 - Curva SN – CP com furo passante de 0.7 mm.

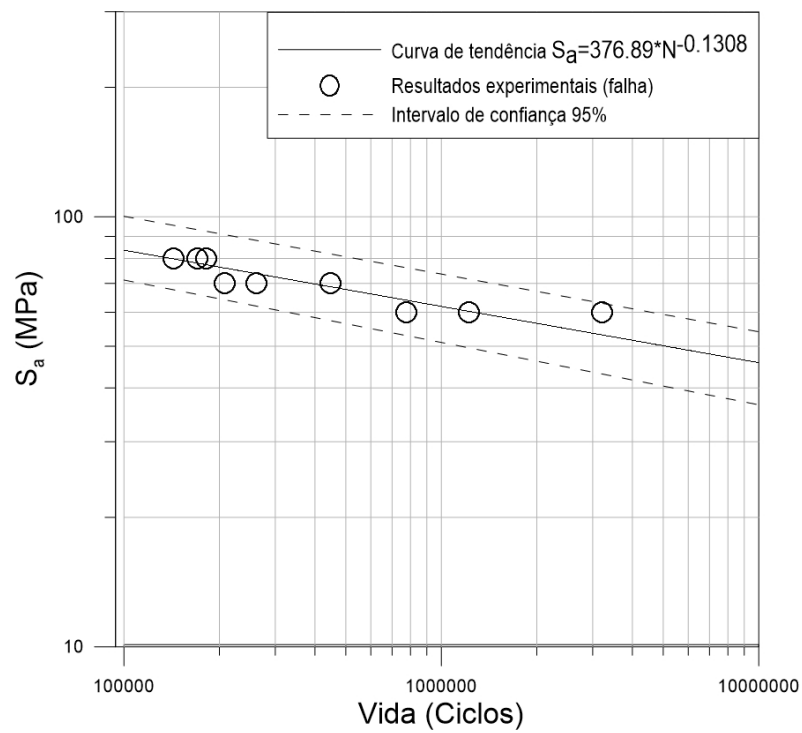


Figura 4.12 – Curva SN – CP com furo não passante.

4.4 Análise de fadiga baseada na tensão de pico

Para poder realizar uma comparação da influência das diferentes descontinuidades geométricas dos CP's na vida em fadiga é necessário representar as curvas S-N em relação a tensão *net*, ou seja, em relação à seção transversal de menor diâmetro do CP. A Fig. 4.13 apresenta o gráfico de todas essas curvas S-N, tendo como referência a amplitude de tensão *net* ($S_{a_{net}}$), assim como o valor de $K_{t_{net}}$ associado a cada geometria de CP.

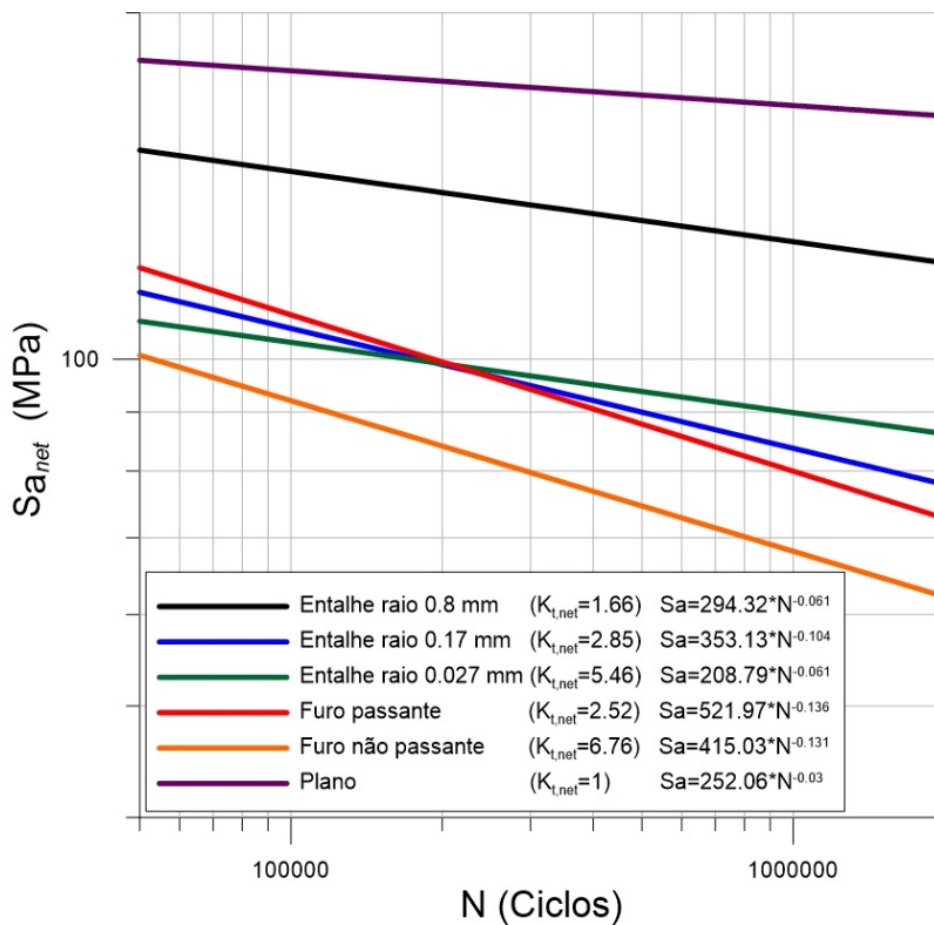


Figura 4.13 - Curva S-N para os diversos CP's baseadas na amplitude de tensão *net*.

Analisando a Fig. 4.13 nota-se que a descontinuidade geométrica que provoca a maior redução na vida em fadiga dos fios é o furo não passante. O CP com furo não passante também apresenta o maior valor de $K_{t_{net}}$. Nota-se também que apesar do CP com entalhe de 0.027 mm apresentar um $K_{t_{net}}$ bem superior aos CP's com furo passante e com entalhe de 0.17 mm, para vida maiores de $2 \cdot 10^5$ ciclos, o CP com entalhe de 0.027 mm, apresenta vidas superiores para um mesmo valor de tensão.

A Fig. 4.14 apresenta as curvas S-N da Fig. 4.13 multiplicadas pelo valor de $K_{t_{net}}$ referente a cada geometria. Dessa forma, esse gráfico relaciona a tensão de pico com a vida em fadiga dos CP's.

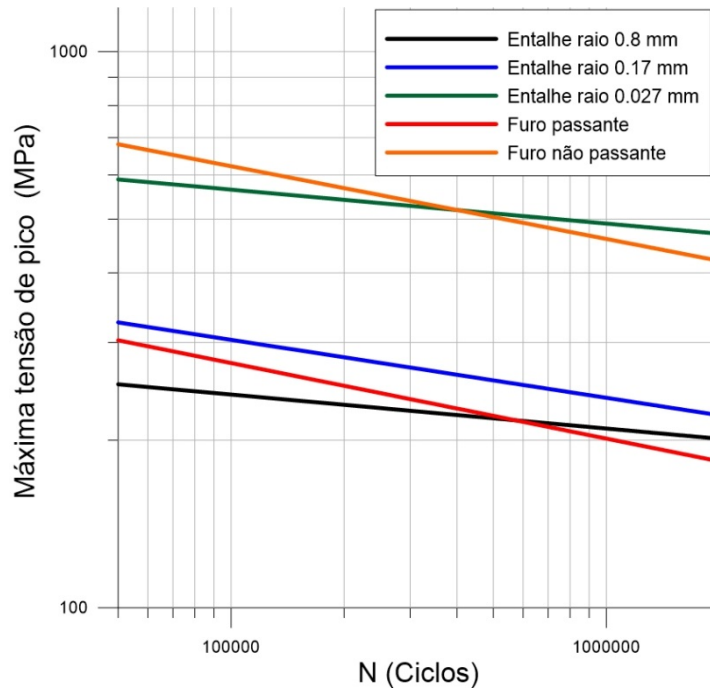


Figura 4.14 – Curva S-N para os diversos CP's baseadas na máxima tensão de pico.

Na Figura 4.14 as curvas dos CP's com entalhe de 0.8 mm, 0.17 mm e furo passante estão bem afastadas das curvas do CP's com entalhe de 0.027 mm e furo não passante. Tal fato torna evidente que a máxima tensão de pico não consegue correlacionar o comportamento à fadiga dos CP's analisados. Assim, uma análise de vida em fadiga baseada só na tensão de pico, representada pelo valor de K_t , fornece resultados muito imprecisos no tocante à previsão de vida. Essa conclusão não é surpreendente, visto muitos estudos já comprovaram que uma análise de fadiga em componentes contendo descontinuidades geométricas deve levar em consideração também a distribuição de tensão ao redor do concentrador de tensão. Isso decorre devido ao fato do processo de fadiga se desenvolver em uma zona de processo, não podendo, portanto, ser caracterizado baseado em uma análise local.

Como exposto acima, para realizarmos análises de fadiga em componentes contendo descontinuidades geométricas é necessário analisar a distribuição de tensão ao redor dessa descontinuidade. O gráfico da Fig. 4.15 apresenta a distribuição da máxima tensão principal ao longo da distância para as diferentes geometrias de CP's, quando uma tensão de 1 MPa é aplicada na área gross. Essa área é definida pelo diâmetro de 3.96 mm no caso dos CP's

entalhados e com furo passante e pelo diâmetro de 2.6 mm no caso dos CP com furo não passante. Para os componentes entalhados, essas tensões foram obtidas a partir da raiz do entalhe ao longo do plano bissector. Para os CP com furo passante e não passante, as tensões foram avaliadas ao longo dos caminhos representados nas Fig. 3.14 e Fig. 3.20 respectivamente.

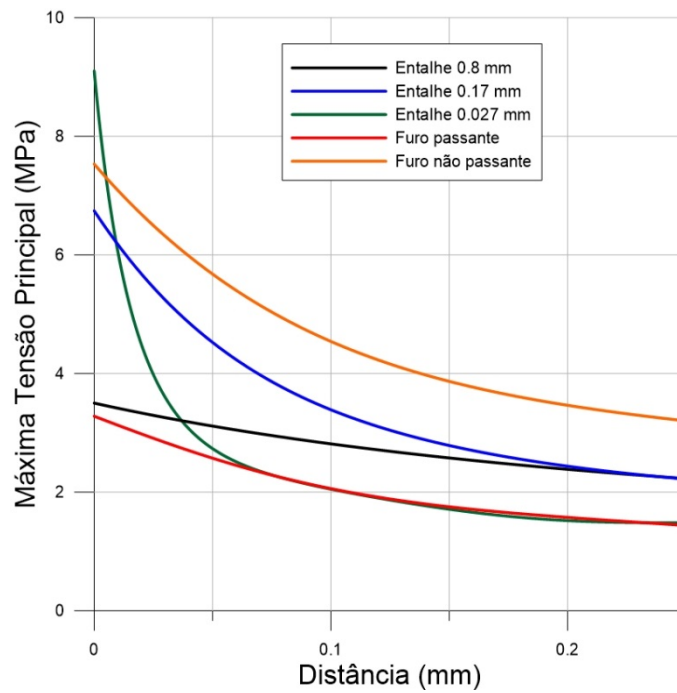


Figura 4.15 – Distribuição da máxima tensão principal ao longo da distância.

O gráfico da Fig. 4.16 apresenta o módulo do gradiente de tensão associado a cada distribuição de tensão representadas na Fig. 4.15.

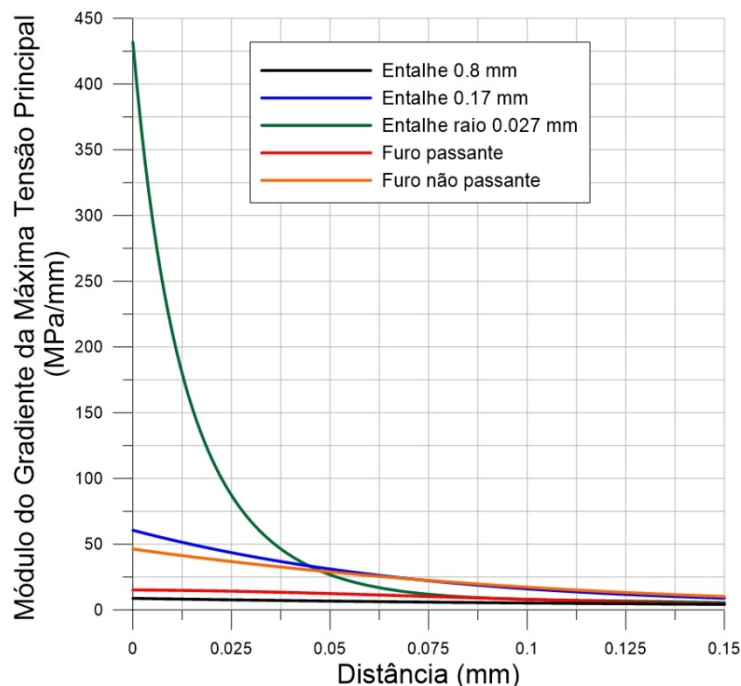


Figura 4.16 – Gradiente da máxima tensão principal ao longo da distância.

É interessante observar como os gradientes de tensão representados na figura acima são diferentes. O gradiente no entalhe de 0.027 mm é extremamente alto quando comparado com as outras geometrias. Ou seja, as tensões nesse entalhe caem muito rapidamente à medida que se distancia da raiz. Os entalhes de 0.17 mm e o furo não passante possuem gradientes parecidos. O mesmo pode ser dito do entalhe de 0.8 mm e do furo passante.

Os gráficos das Fig. 4.15 e Fig. 4.16 demonstram que as geometrias de CP's analisadas nesse trabalho possuem distribuição de tensão bem distintas ao redor do *hot spot*. Por esse motivo, uma análise de vida em fadiga baseada somente na tensão de pico não mostrou bons resultados. Nas seções subsequentes desse trabalho, serão apresentados os resultados de análise de vida baseados na teoria da distância crítica, que diferentemente da metodologia baseada na tensão de pico, é capaz de incorporar o efeito da distribuição de tensão na previsão de vida.

4.5 Equações $L(N_f)$ e $\sigma_{DC}(N_f)$

No organograma representado na Fig. 4.17, são apresentadas as equações obtidas após a utilização das duas metodologias de calibração. A Fig. 4.18, Fig. 4.19 e Fig. 4.20 apresentam essas equações em gráficos log-log.

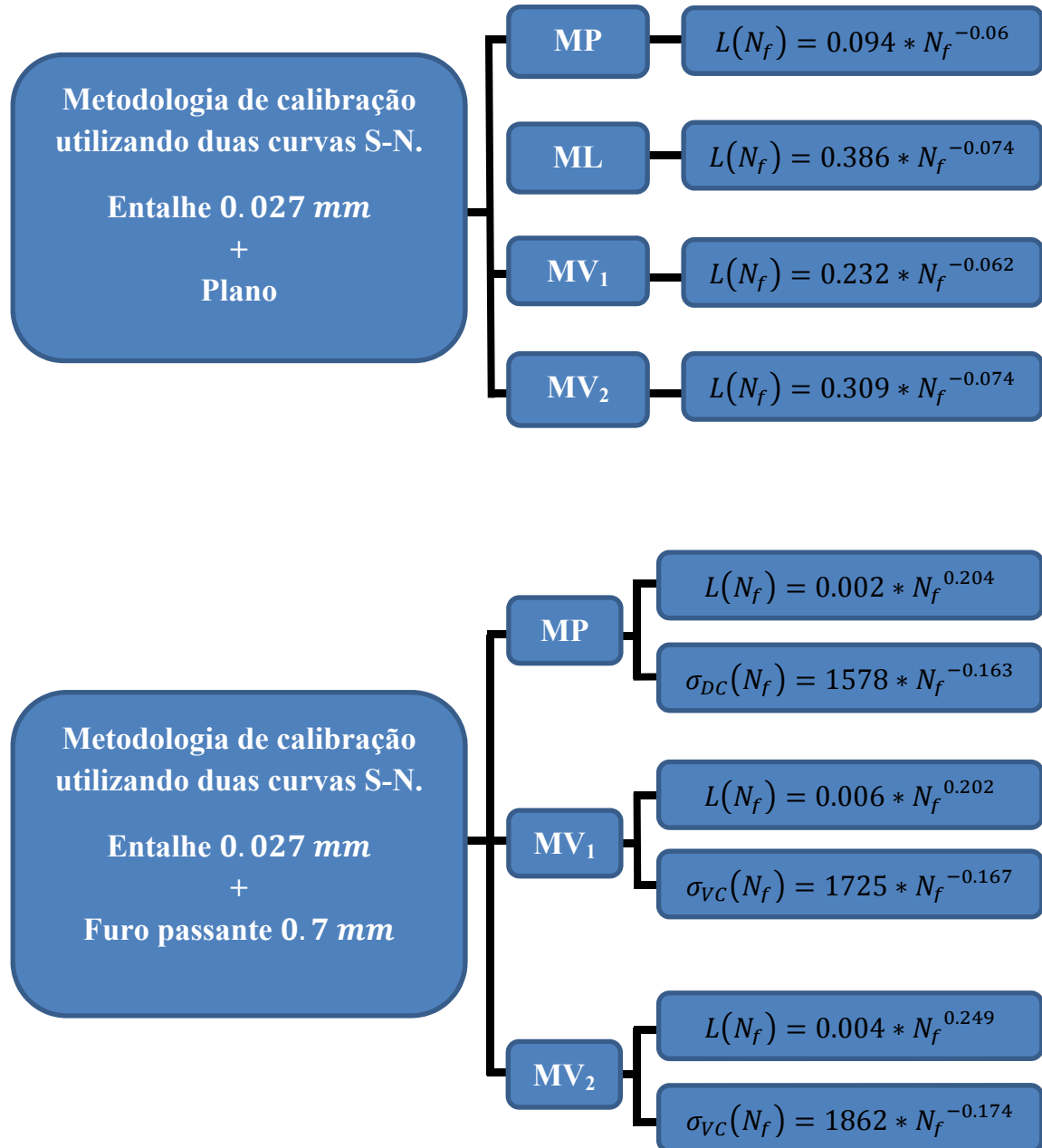


Figura 4.17 – Organograma $L(N_f)$ e $\sigma_{VC}(N_f)$ referentes as duas metodologias de calibração.

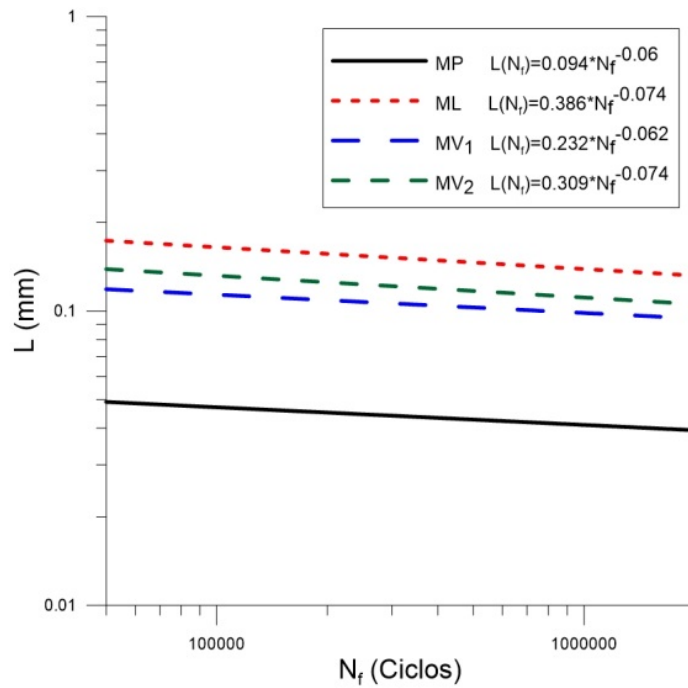


Figura 4.18 – Curvas $L(N_f)$ obtidas por meio da calibração utilizando curva S-N do CP com entalhe de 0.027 mm e curva do CP plano.

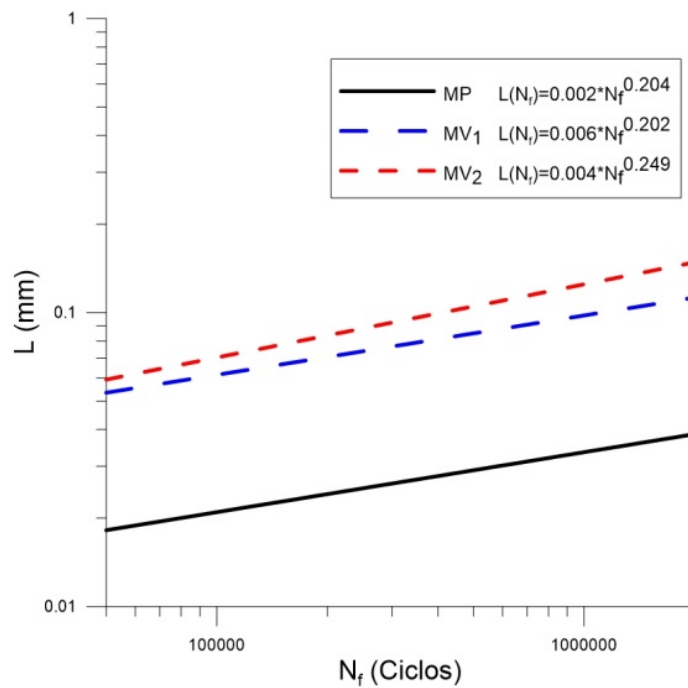


Figura 4.19 - Curvas $L(N_f)$ obtidas por meio da calibração utilizando curva SN do CP com entalhe de 0.027 mm e curva do CP com furo passante.

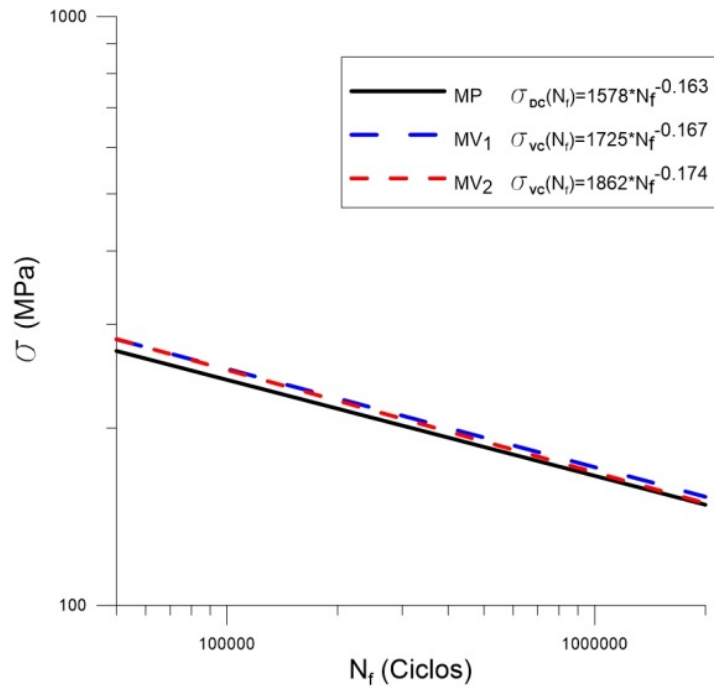


Figura 4.20 - Curvas $\sigma(N_f)$ obtidas por meio da calibração utilizando curva SN do CP com entalhe de 0.027 mm e curva do CP com furo passante.

Para a primeira calibração é possível notar pelo gráfico da Fig. 4.18 que as inclinações das equações $L(N_f)$ obtidas para o MP, ML, MV₁ e MV₂ são muito parecidas. Nessa calibração, todas as equações possuem expoente negativo, ou seja, quanto maior o valor da vida N_f menor o valor da distância crítica L . Quando utilizada a segunda metodologia de calibração, comportamento contrário foi observado, ou seja, quanto maior o valor da vida N_f maior o valor da distância crítica L (Fig. 4.19). Comparando somente as equações do MV₁ e MV₂ percebe-se que os dois métodos fornecem resultados diferentes, assim, conclui-se que há uma diferença entre avaliar o parâmetro de SWT em um tensor tensão médio representativo do volume e avaliar a média do parâmetro de SWT nesse mesmo volume.

Em relação às equações $\sigma(N_f)$ o MP, MV₁ e MV₂ apresentaram resultados bem parecidos (Fig. 4.20), o que era esperado, visto que segundo os conceitos da TDC, uma vida N_i deve estar associada a apenas um valor de σ_i na distância ou no volume crítico, não importando o método utilizado durante a calibração (MP ou MV).

4.6 Previsões de vida

A seguir, serão apresentados graficamente os resultados referentes às previsões de vida em fadiga obtidos utilizando os dois métodos de calibração discutidos nos itens 3.3.2.1 e 3.3.2.2, ou seja:

- i. Calibração 1 - Calibração utilizando curva S-N do CP plano e do CP com entalhe de 0.027 mm ;
- ii. Calibração 2 - Calibração utilizando curva S-N do CP com entalhe de 0.027 mm e do CP com furo passante.

Para o primeiro método de calibração são apresentados os gráficos referentes ao MP, ML, MV_1 e MV_2 , para o segundo método os gráficos referentes ao MP, MV_1 e MV_2 . Optou-se por representar os dados de duas maneiras distintas. Na primeira, vidas médias obtidas por meio da equação S-N são comparadas com as previsões numéricas. A segunda maneira de representação dos dados consiste em construir gráficos Vida prevista (N_{fe}) X Vida experimental (N_f). Nesses gráficos, bandas de fator 3 são delimitadas. Esse foi o maior fator de dispersão encontrado nas curvas S-N utilizadas para calibração das relações $L(N_f)$. Assim, através dessas bandas é possível avaliar a acurácia das previsões de vida, visto que, de um ponto de vista estatístico um método de previsão de vida não pode ser mais preciso que os dados utilizados para calibrá-lo.

Em todos os gráficos apresentados abaixo, uma linha a 45° graus é estabelecida na diagonal. Como as escalas dos eixos das ordenadas e abcissas são iguais, quanto mais próximos os pontos estiverem dessa linha mais próximos os valores das vidas previstas (N_{fe}) estarão dos valores de $N_{f,média}$ ou N_f .

4.6.1 Calibração 1 - CP plano + CP com entalhe de 0.027 mm

- Vida prevista X Vida média

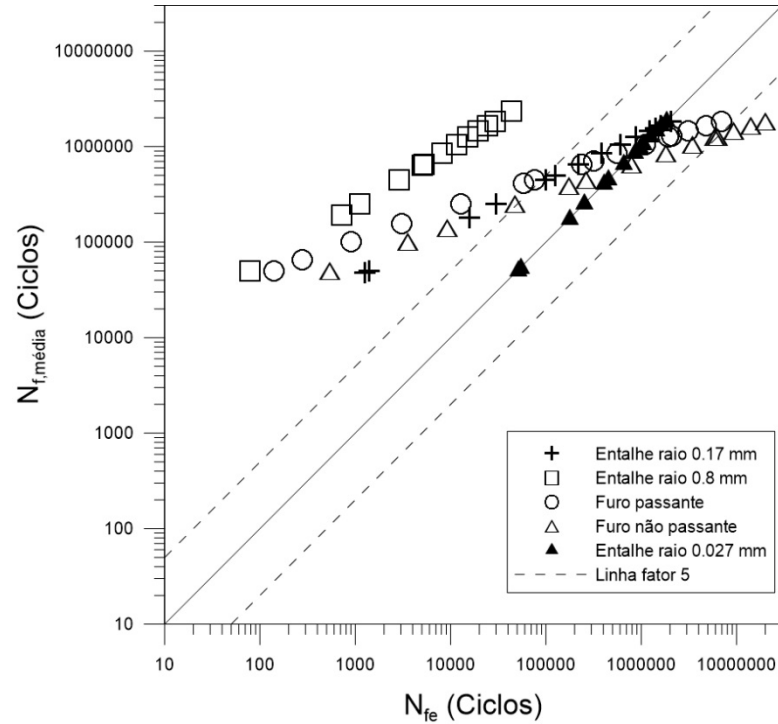


Figura 4.21 - Vida prevista (N_{fe}) X Vida média ($N_{f,média}$) – Método do Ponto (MP).

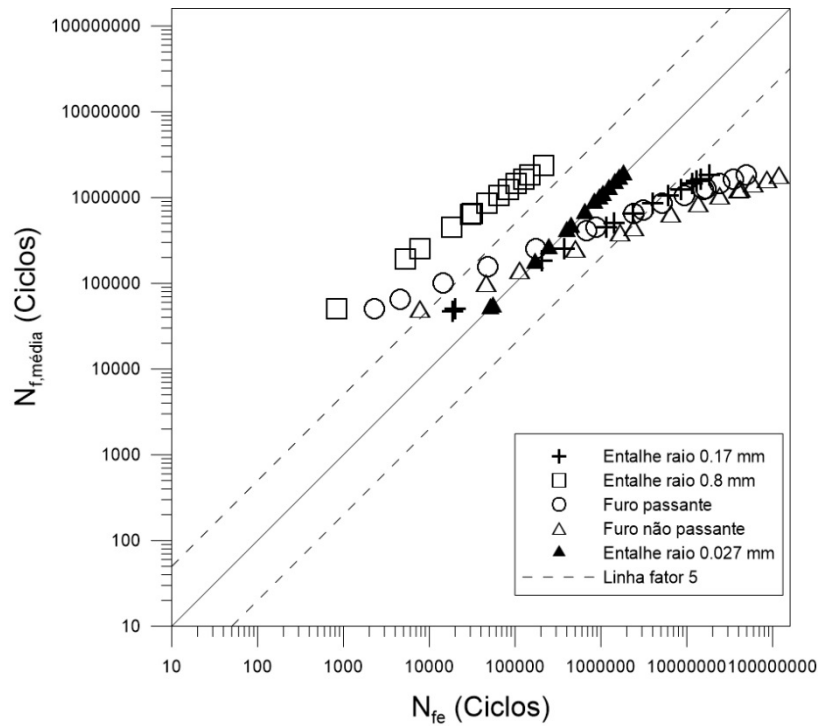


Figura 4.22 - Vida prevista (N_{fe}) X Vida média ($N_{f,média}$) – Método da Linha (ML).

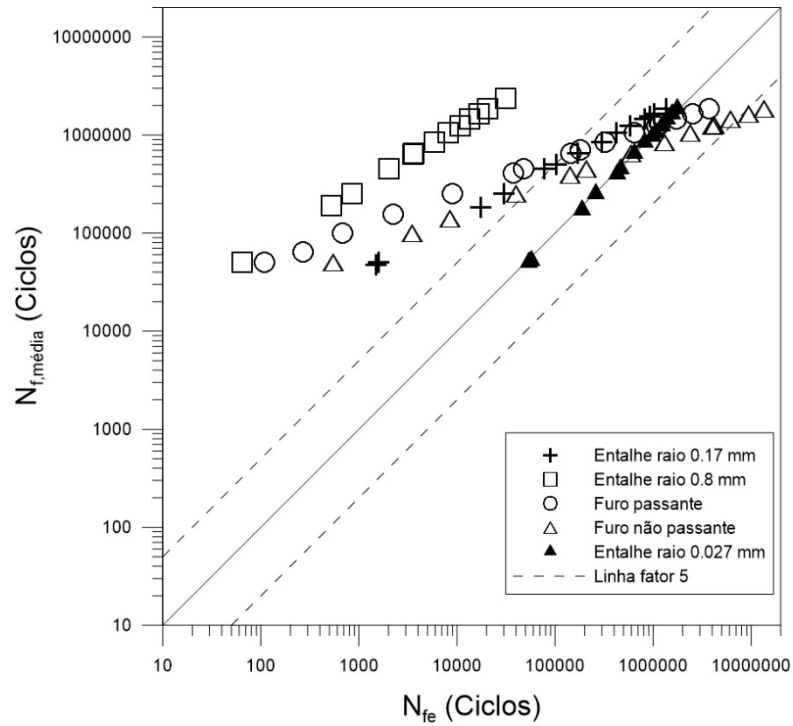


Figura 4.23 - Vida prevista (N_{fe}) X Vida média ($N_{f,média}$) – Método do Volume 1 (MV₁).

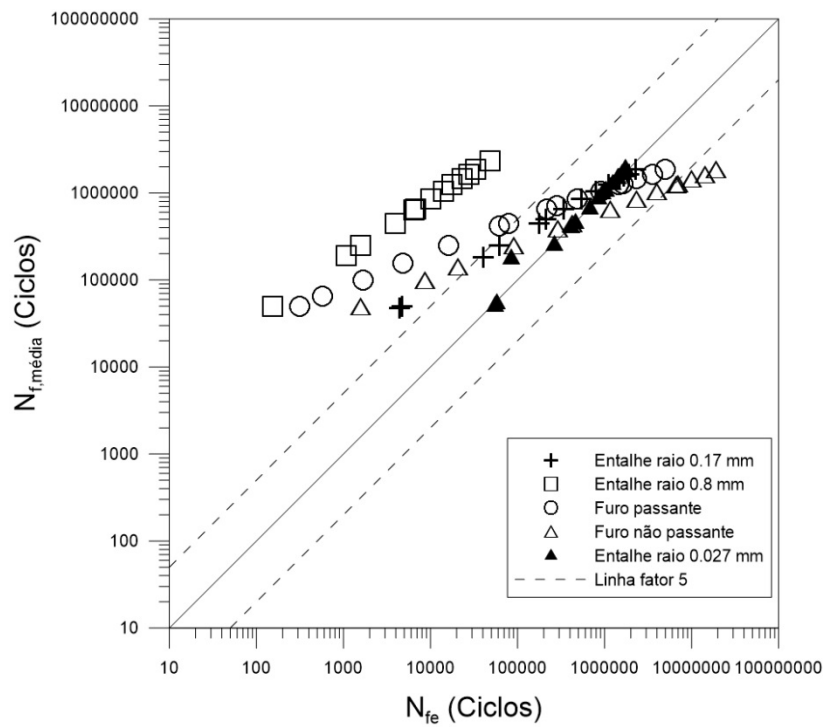


Figura 4.24 - Vida prevista (N_{fe}) X Vida média ($N_{f,média}$) – Método do Volume 2 (MV₂).

- **Vida prevista X Vida experimental**

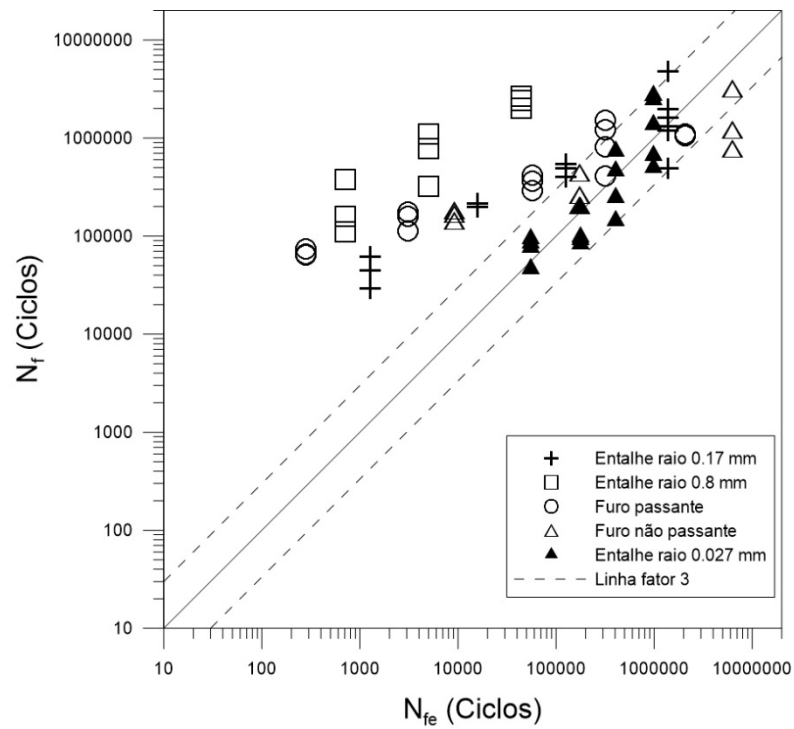


Figura 4.25 - Vida prevista (N_{fe}) X Vida experimental (N_f) – **Método do Ponto (MP)**.

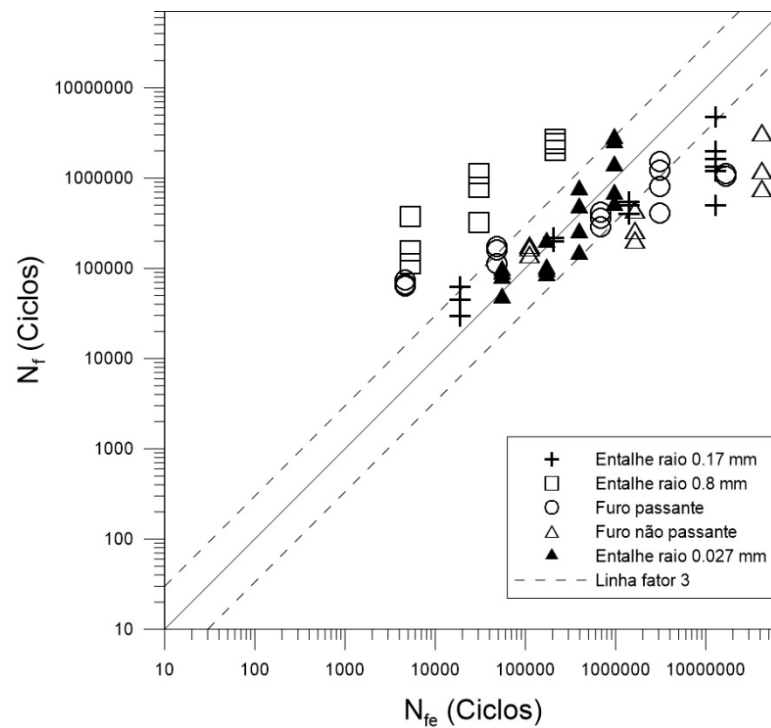


Figura 4.26 - Vida prevista (N_{fe}) X Vida experimental (N_f) – **Método da Linha (ML)**.

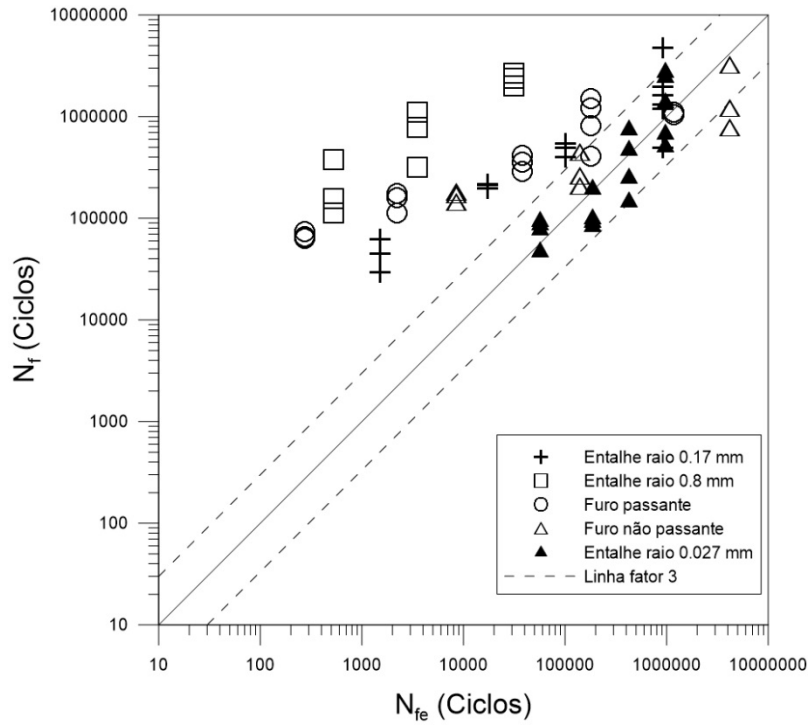


Figura 4.27 - Vida prevista (N_{fe}) X Vida experimental (N_f) – Método do Volume 1 (MV₁).

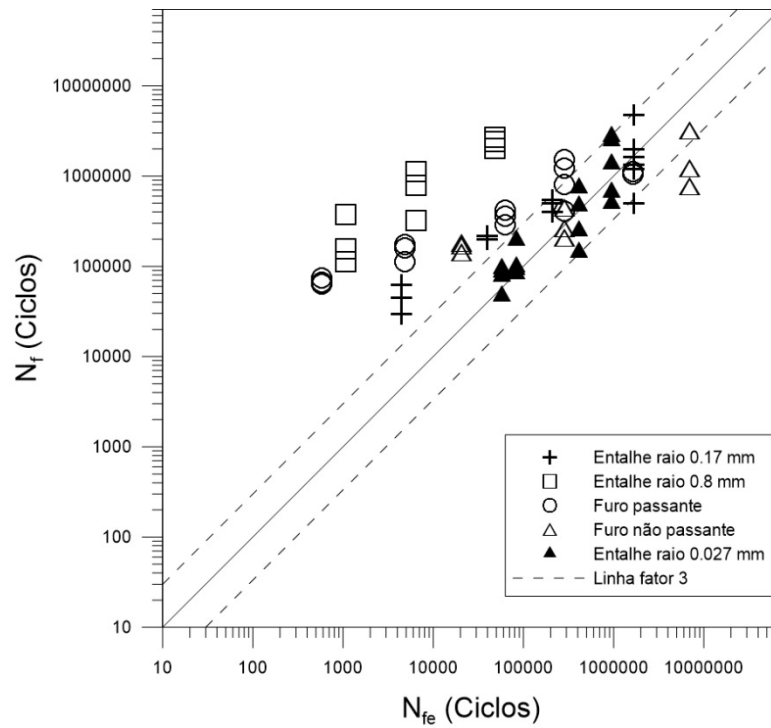


Figura 4.28 - Vida prevista (N_{fe}) X Vida experimental (N_f) – Método do Volume 2 (MV₂).

4.6.2 Calibração 2 - CP com entalhe de 0.027 mm + CP com furo passante

- Vida prevista X Vida média

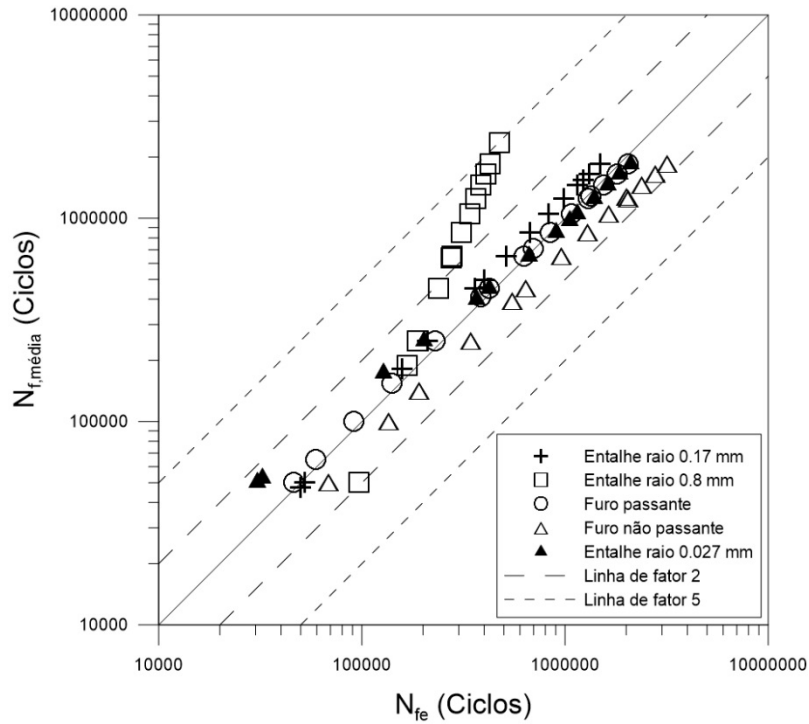


Figura 4.29 - Vida prevista (N_{fe}) X Vida média ($N_{f,media}$) – Método do Ponto (MP).

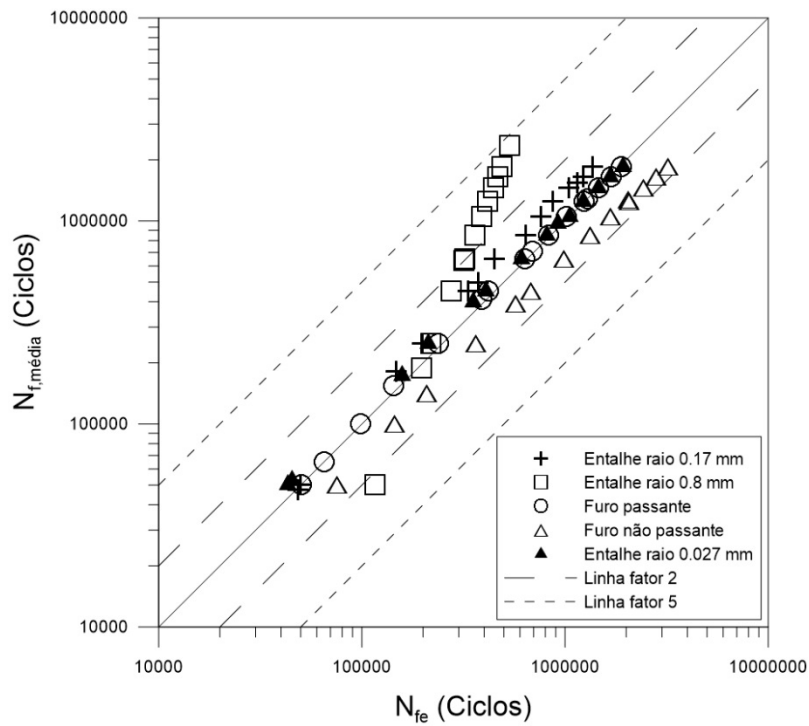


Figura 4.30 - Vida prevista (N_{fe}) X Vida média ($N_{f,media}$) – Método do Volume 1 (MV₁).

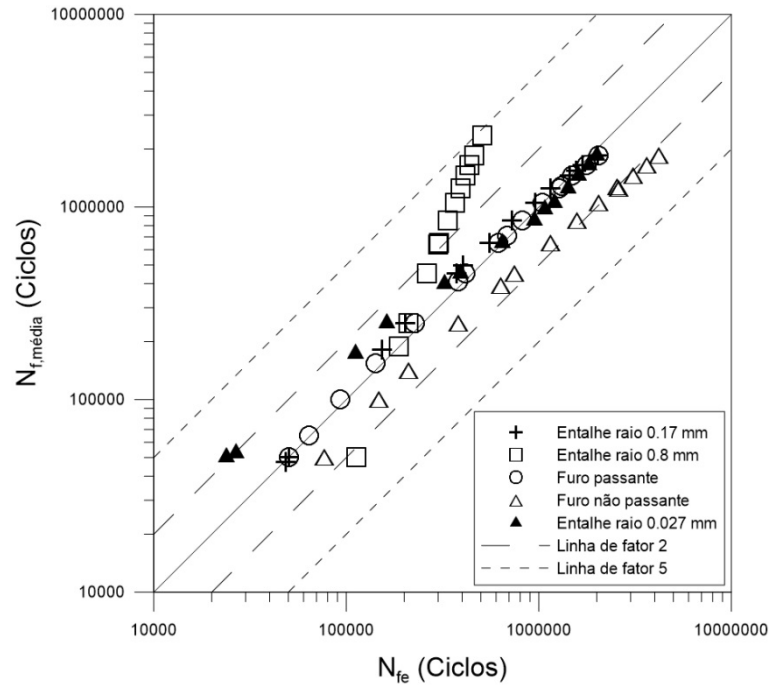


Figura 4.31 - Vida prevista (N_{fe}) X Vida média ($N_{f,média}$) – Método do Volume 2 (MV₂).

- Vida prevista X Vida experimental

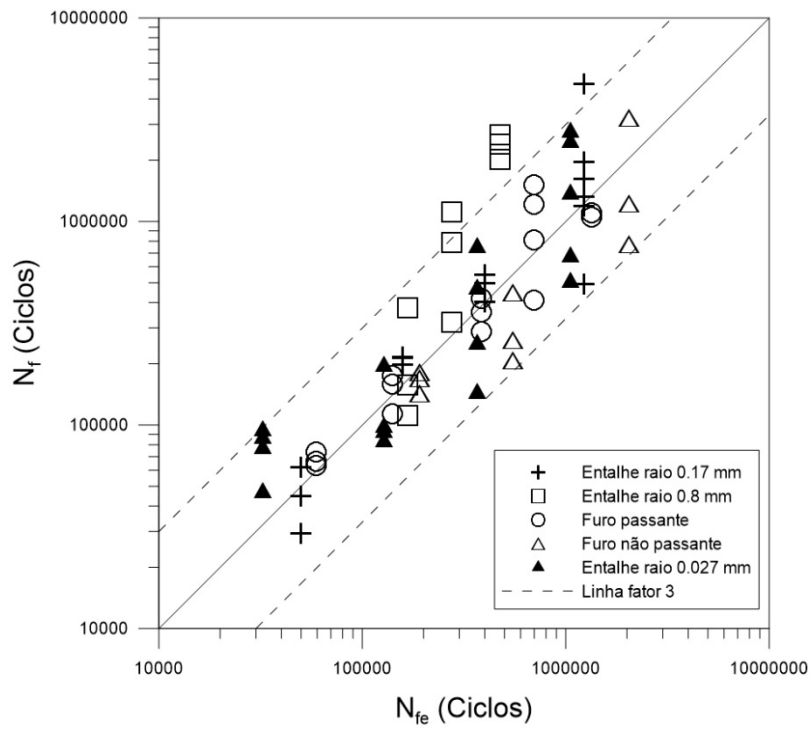


Figura 4.32 - Vida prevista (N_{fe}) X Vida experimental (N_f) – Método do Ponto (MP).

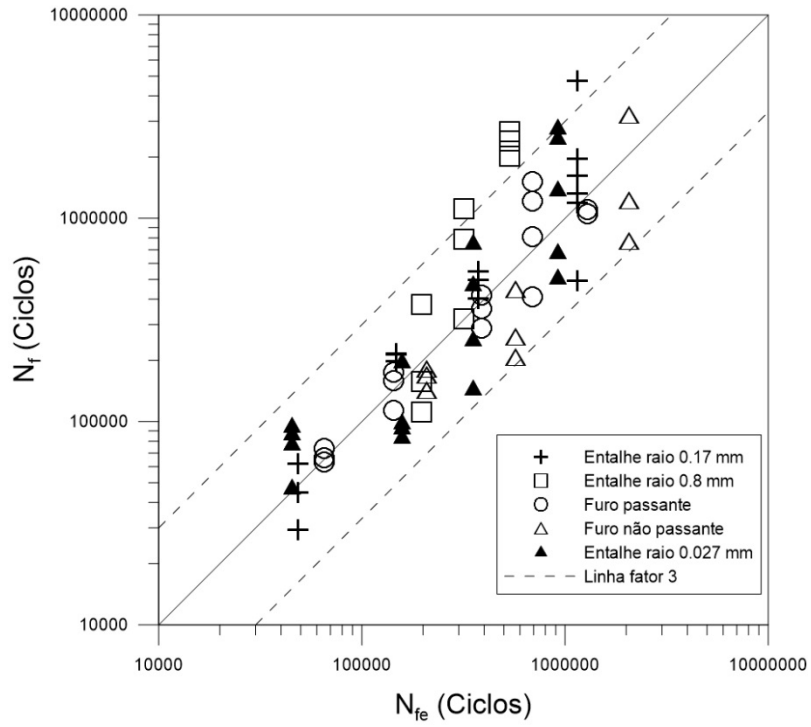


Figura 4.33 - Vida prevista (N_{fe}) X Vida experimental (N_f) – Método do Volume 1 (MV₁).

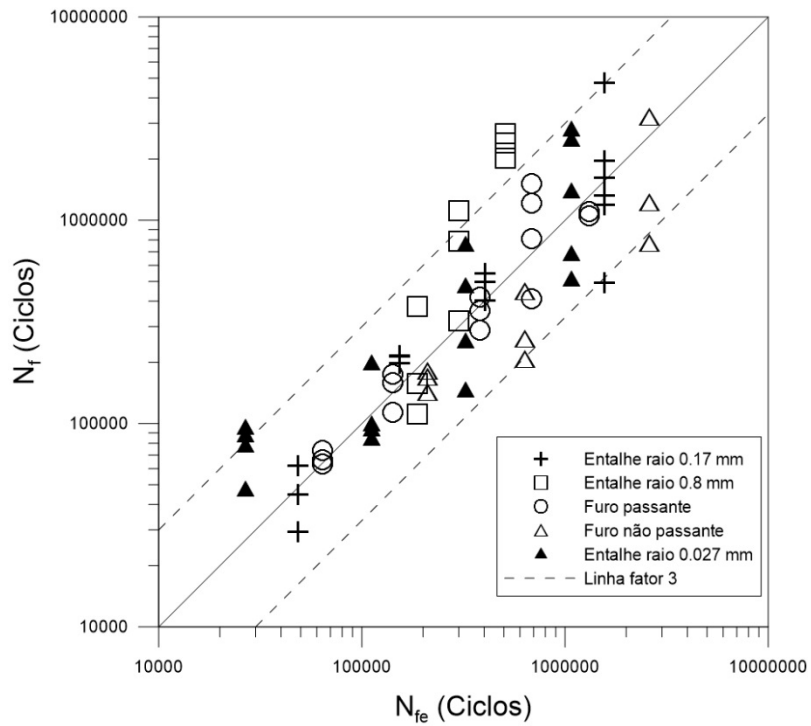


Figura 4.34 - Vida prevista (N_{fe}) X Vida experimental (N_f) – Método do Volume 2 (MV₂).

4.6.3 Análise dos resultados de previsão de vida

Analisando os gráficos de Vida prevista X Vida experimental utilizando a calibração 1 nota-se que para todos os métodos (MP, ML, MV_1 e MV_2) os únicos dados que ficaram dentro da banda de fator 3 foram os do entalhe de 0.027 mm . Ou seja, as vidas só foram previstas com certa acurácia para os dados utilizados na calibração do próprio modelo. A mesma conclusão pode ser obtida observando os gráficos Vida prevista X Vida média onde fica até mais evidente, devido as linhas de fator 5 delimitadas, que essa metodologia de calibração não se mostrou eficiente para estimar vida.

A segunda metodologia de calibração apresentou resultados muito mais precisos quanto às previsões. Pode-se notar pelos gráficos Vida prevista X Vida experimental que quase a totalidade dos pontos ficaram inseridos entre as bandas de fator 3 para todos os métodos (MP, MV_1 e MV_2). Nos gráficos Vida prevista X Vida média observa-se que os pontos referentes ao CP's com furo passante e não passante, entalhe de 0.027 mm e 0.17 mm ficam inseridos entre as bandas de fator 2. Porém, para vidas a partir de $4 \cdot 10^5$ ciclos os valores das previsões para os CP's com entalhe de 0.8 mm ficam inseridos entre as bandas de fatores 2 e 5. Nessa faixa de vida, as previsões são conservativas, ou seja, são menores que as vidas experimentais (N_f) e que as vidas experimentais médias ($N_{f,média}$).

Comparando as previsões geradas pelos diferentes métodos (MP, MV_1 e MV_2), nota-se que para a calibração 2 os três métodos forneceram resultados bem parecidos. Porém, no MV_2 observa-se que para vidas acima de 10^6 ciclos os resultados de previsão referentes aos CP's com furo não passante são não conservativos e estão ligeiramente fora da banda de fator 2 (Fig. 4.31). Dessa forma, pode-se afirmar que os métodos MP e MV_1 forneceram previsões que se enquadraram em maior número dentro do fator 3, estabelecido com base na dispersão dos dados de calibração da relação $L(N_f)$. Essa análise comparativa dos dados gerados pelos diferentes métodos, não faz sentido para a calibração 1 devido a enorme imprecisão das previsões geradas.

Os métodos do volume implementados nesse trabalho demandaram, tanto para a calibração da relação $L(N_f)$ quanto para a previsão de vida, um tempo computacional muito superior ao MP e ML. Entretanto, é importante ressaltar que o MV não exige a determinação de um caminho ao longo do qual as tensões são avaliadas. No MV utilizado nesse trabalho, as tensões são analisadas em volumes delimitados por uma esfera centrada no ponto onde o

parâmetro de SWT é máximo. Em análises em corpos com geometrias complexas, a definição do caminho para utilização do MP e ML não é trivial e a seleção de um caminho que não represente adequadamente o campo de tensão ao redor do ponto crítico pode levar a resultados de previsão de vida equivocados. Assim, principalmente no caso de geometrias complexas, o MV é uma excelente alternativa.

4.6.3.1 Influência do efeito de tamanho nos resultados de previsão de vida

Em seu trabalho Yamashita (2010) fez previsões de vida em corpos de provas de Ti-6Al-4V, contendo pequenos entalhes. Para tanto, utilizou duas metodologias de calibração da relação $L(N_f)$: a primeira proposta por Susmel e Taylor (2007), baseada na utilização de duas curvas S-N, uma do CP plano e outra do CP entalhado; a segunda baseada na utilização de duas curvas S-N produzidas com duas diferentes geometrias de CP's entalhados. A primeira metodologia é análoga à calibração 1 e a segunda à calibração 2, ambas utilizadas nesse trabalho. Os resultados das previsões de Yamashita referentes a primeira metodologia de calibração não foram considerados satisfatórios. Já a segunda calibração forneceu bons resultados. Yamashita atribuiu essa diferença nos resultados ao efeito de tamanho. A zona de processo de fadiga de seus CP's planos era muito maior que a zona de processo de fadiga dos seus CP's entalhados. Nos CP's entalhados essa zona é limitada apenas a uma pequena região ao redor do entalhe, enquanto que nos CP's planos se estende ao longo do comprimento da seção reduzida. Assim, quando utilizada a primeira metodologia de calibração, utilizando a curva S-N do CP plano, onde a zona de processo de fadiga é muito superior a zona de processo dos CP's entalhados, a metodologia não foi capaz de realizar boas previsões de vida. No entanto, quando a relação $L(N_f)$ é calibrada com duas curvas S-N com entalhes diferentes, onde a zona de processo de fadiga é da mesma ordem de tamanho da zona dos CP's entalhados, nos quais se quer realizar as previsões, a metodologia consegue fornecer boas previsões. Neste trabalho, o autor acredita que o efeito de tamanho, discutido acima, pode ser uma provável explicação para a calibração 1 não ter apresentado bons resultados de previsão de vida.

Alguns outros estudos também verificaram a influência do efeito de tamanho na distância crítica. Lanning *et al.* (2005a, 2005b) realizaram ensaios de fadiga em corpos de prova entalhados de Ti-6Al-4V e constataram um efeito de tamanho associado aos CP's com entalhes menores. Para esses entalhes, foi observado um valor de distância crítica, associada a

uma determinada vida, inferior ao valor da distância crítica verificada em entalhes maiores. Ou seja, o valor da distância crítica não foi mantido constante para um mesmo valor de vida. Posteriormente, Wang e Yang (2012) com base nos dados experimentais produzidos por Lanning (2005a, 2005b), reanalisaram o efeito do tamanho em CP's entalhados e fizeram uma correlação entre o tamanho da zona de processo de fadiga com o valor de K_t .

Makkonen (2003) avaliou o comportamento em fadiga de CP's entalhados e concluiu que existem dois tipos de efeito de tamanho. O primeiro, denominado efeito de tamanho geométrico, está associado ao gradiente de tensão ao redor do concentrador de tensão. O segundo, denominado efeito de tamanho estatístico, está associado com o tamanho da zona de processo de fadiga. Quanto maior essa zona maior a probabilidade de uma trinca se iniciar e, conseqüentemente, de o componente falhar. Por exemplo, dois CP's planos com tamanhos diferentes e de um mesmo material, quando submetidos a ensaios cíclicos (mesma amplitude de tensão) apresentam limites de fadiga diferentes. Como os CP's são planos, não existe gradiente de tensão ao longo da seção transversal, portanto essa diferença no limite de fadiga pode ser atribuída ao efeito de tamanho estatístico. O CP maior possui uma maior zona de processo de fadiga e, conseqüentemente, a probabilidade de uma trinca surgir é maior do que no CP menor.

Análises baseadas na TDC, como as análises realizadas nesse trabalho, consideram o efeito geométrico de tamanho, porém não incorporam o efeito de tamanho estatístico. Recentemente, Wang *et al.* (2017) propuseram uma modificação na TDC de modo a tentar a introduzir o efeito estatístico do tamanho. Para isso, utilizaram-se do conceito *Highly-Stressed-Volume*, originalmente apresentado por Kuguel (1961) e posteriormente discutido por Sonsino *et al.* (1997). Neste último trabalho, Sonsino *et al.* utilizam um volume material V_{90} , definido como sendo o volume onde a amplitude das tensões são superiores a 90 % do valor máximo, para realizar análises do efeito do tamanho e do efeito do entalhe. O volume V_{90} quantifica a zona de processo de fadiga, visto que, delimita uma provável zona onde as trincas irão surgir. Nesse contexto, foi realizada uma análise do volume V_{90} nos CP's, contendo descontinuidades geométricas utilizados neste trabalho. Essa análise foi realizada por meio do software Abaqus com base na máxima tensão principal. Os resultados são apresentados na Tab. 7.

Tabela 7 – Volumes V_{90} associados aos CP's contendo descontinuidades geométricas.

Corpo de prova	V_{90} (mm^3)
Entalhe 0.8 mm	0.1718
Entalhe 0.17 mm	0.0218
Entalhe 0.027 mm	0.0015
Furo passante	0.0264
Furo não passante	0.0021

Observando a Tab. 7 nota-se que os valores de V_{90} para o entalhe de 0.17 mm e furo não passante são valores intermediários ao intervalo definido pelos valores de V_{90} dos entalhe de 0.027 mm e furo passante, utilizados na calibração 2 da relação $L(N_f)$. Já o valor de V_{90} referente ao CP com entalhe de 0.8 mm é 6.5 vezes maior que o limite superior desse intervalo. Ou seja, o tamanho da zona de processo de fadiga do CP com entalhe de 0.8 mm é muito superior ao tamanho da zona de processo dos CP's utilizados na calibração 2. Tal fato pode ser uma possível explicação para a menor acurácia obtida nas previsões de vida referentes ao CP com entalhe de 0.8 mm (Fig. 29-34).

A zona de processo de fadiga do CP plano é relativa ao volume do cilindro de seção reduzida de comprimento 15 mm (Fig. 3.1). Esse volume é de aproximadamente $79.6 mm^3$. Comparando esse valor com o maior valor dos tamanhos estimados da zona de processo de fadiga V_{90} nos outros CP's (Tab. 7), constata-se uma diferença superior a 463 vezes. Isso explicaria porque a calibração 1 que utiliza o CP plano não produziu bons resultados de previsão de vida. Nessa calibração existe uma grande diferença entre os tamanhos das zonas de processo de fadiga entre um dos CP's utilizados na calibração (CP plano) e as zonas de processo dos CP's, nos quais se quer prever vida.

CAPÍTULO V

5.1 CONCLUSÕES

O presente trabalho realizou previsões de vida em fadiga em fios de alumínio liga 6201-T81, retirados de cabos CAL 900, contendo descontinuidades geométricas. Para tanto, foram utilizados a Teoria da Distância Crítica (TDC) em conjunto com o critério de Smith-Watson-Topper. Curvas S-N foram levantadas com o intuito de calibrar e validar o modelo de previsão. Duas metodologias de calibração foram analisadas e os métodos do ponto, linha e volume foram comparados.

Metodologias de previsão de vida em componentes contendo descontinuidades geométricas são recentes e por isso se julga necessário validá-las para diferentes materiais e geometrias de descontinuidades. Ainda não existe na literatura uma metodologia universalmente aceita. Neste trabalho, optou-se por avaliar a metodologia proposta inicialmente por Susmel e Taylor (2007) baseada na TDC. Porém, algumas alterações na metodologia de calibração da relação $L(N_f)$ foram propostas, baseadas no trabalho de Yamashita *et al.* (2010).

A maioria dos trabalhos encontrados na literatura acerca de previsão de vida em componentes contendo descontinuidades geométricas é referente a análises realizadas em CP's entalhados. No entanto, descontinuidades com geometrias diferentes, como furos por exemplo, geram estados de tensão completamente diferentes das geradas por um entalhe. Assim, antes de generalizar a aplicabilidade de uma metodologia é necessário validá-la para diferentes geometrias. Nesse sentido, este trabalho avaliou a vida em fadiga de CP's não somente entalhados mais também contendo furos. Até onde o autor tem conhecimento, na literatura, similar análise ainda não tinha sido realizada para a liga Al 6201-T81. Dessa forma, este trabalho apresenta uma importante contribuição não somente no tocante ao entendimento do fenômeno de falha em cabos condutores de energia CAL 900, mas também na aplicabilidade da TDC para prever vida em fadiga nessa liga.

A partir das análises realizadas nessa pesquisa, as seguintes conclusões podem ser formalizadas:

- i. Como esperado, análises de fadiga baseadas na tensão de pico não conseguiram correlacionar as vidas dos CP's entalhados, com furo passante e com furo não passante;
- ii. Os mecanismos de crescimento inicial de trinca nos fios de Al 6201-T81 são governados pelas tensões normais. Assim, o critério de SWT pode ser utilizado para prever o dano à fadiga nessa liga;
- iii. As previsões de vida realizadas utilizando a relação $L(N_f)$ calibrada a partir das curvas S-N do CP plano e do CP com entalhe de 0.027 mm (calibração 1), não foram consideradas satisfatórias. Possivelmente, tal fato pode ser atribuído ao efeito de tamanho;
- iv. As previsões de vida realizadas utilizando a relação $L(N_f)$ calibrada a partir das curvas S-N do CP com entalhe de 0.027 mm e do CP com furo passante (calibração 2), quando comparadas com os resultados experimentais, ficaram quase que na totalidade entre bandas de fator 3. Esse fator é representativo da maior dispersão verificada nos dados das curvas S-N utilizadas para calibrar o modelo. Essas previsões foram consideradas satisfatórias visto que, de um ponto de vista estatístico um método de previsão de vida não pode ser mais preciso que os dados utilizados para calibrá-lo;
- v. Não houve diferença significativa nas previsões realizadas com a calibração 2, quando se fez o uso do MP, MV_1 e MV_2 . Todos esses métodos, quando associados ao critério de SWT foram capazes de computar uma tensão equivalente representativa da distribuição de tensão ao redor das descontinuidades geométricas avaliadas;
- vi. O MV é muito mais caro computacionalmente em comparação ao MP e ML. Porém, tem a grande vantagem de não necessitar da definição de um caminho para avaliar as tensões. Em corpos de geometria complexa, onde a definição desse caminho não é trivial, o MV é uma excelente alternativa para estimar a vida em fadiga utilizando a TDC.

PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Realizar simulações via MEF para determinar as tensões envolvidas no processo de fadiga por *fretting* nos fios do cabo CAL 900, em diversas condições de carregamento. Com esses resultados, estimar a vida dos fios utilizando a TDC e as relações $L(N_f)$ obtidas nesse trabalho. Comparar as estimativas de vida com resultados experimentais obtidos por meio da bancada de ensaios de cabos da Universidade de Brasília.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABAQUS. Analyses User's Guide, Version 6.13. 2013.

ABREU, A. M. et al. **Prospecção e hierarquização de linhas de transmissão aplicadas a linhas de transmissão**. 1^a. ed. Brasília: Teixeira Gráfica, 2010.

ALBERT, W. A. J. Uber Treibseile am Harz. Archiv für Mineralogie, Geognosie. **Bergbau und Hüttenkunde** **10**, p. 215–234, 1837.

ANEEL. Relatório ANEEL 2013 / Agência Nacional de Energia Elétrica. p. 80, 2014.

ARAÚJO, J. A. et al. Equivalent configurations for notch and fretting fatigue. **Frattura ed Integrità Strutturale**, v. 33, p. 427–433, 2015.

ARAÚJO, J. A. et al. A multiaxial stress-based critical distance methodology to estimate fretting fatigue life. **Tribology International**, v. 108, p. 2–6, 2017.

ASTM. Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials. **Test**, v. 03, n. Reapproved 2002, p. 4–8, 2002.

ASTM. Standard Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (e-N) Fatigue Data 1. **Annual Book of ASTM Standards**, v. i, n. Reapproved, p. 1–7, 2012.

ASTM. Standard Specification for Aluminum-Alloy 6201-T81 and 6201-T83 Wire for Electrical. **Astm**, v. 02, p. 1–4, 2015.

BASQUIN, O. H. The exponential law of endurance tests. **Proc. Annual Meeting, American Society for Testing Materials**, v. 10, p. 625–630, 1910.

BELLETT, D. et al. The fatigue behaviour of three-dimensional stress concentrations. v. 27, p. 207–221, 2005.

BROWN, M. W.; MILLER, K. J. A Theory for Fatigue Failure Under Multiaxial Stress Strain Condition. **IMEchE**, v. 187, 1973.

CALLISTER JR, W. D. **Fundamentals of Materials Science and Engineering**. Quinta edição. [s.l.] John Wiley & Sons, Inc, 2001.

CHU, C. Fatigue Damage Calculation Using the Critical Plane Approach. **Journal of Engineering Materials and Technology**, v. 117, p. 9, 1995.

CROSSLAND, B. Effect of Large Hydrostatic Pressures on the Torsional Fatigue Strength of Fan Alloy Steel. **Proceedings of the International Conference on Fatigue of Metals**, p. 138–149, 1956.

CUTRIM, T. H. P. **Aplicação do método da distância crítica para a previsão de vida em regime de médio ciclo**. [s.l.] Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas. Publicação: ENM.DM – 208A/2013. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília–Faculdade de Tecnologia, Brasília, DF, 2013.

DOWLING, N. E. **Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue**. 4^aEd. ed. New Jersey: Prentice Hall, 2013.

DOWLING, N. E.; CALHOUN, C. A.; ARCARI, A. Mean stress effects in stress-life fatigue and the Walker equation. **Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures**, v. 32, n. 3, p. 163–179, 2009.

EL HADDAD, M. .; SMITH, K. .; TOPPER, T. . Prediction of non-propagating cracks. **Engineering Fracture Mechanics**, 1979.

FADEL, A. A. **Avaliação do Efeito de Tracionamento em Elevados Níveis de EDS Sobre a Resistência em Fadiga do Condutor IBIS (CAA 397,5 MCM)**. [s.l.] Tese de Doutorado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM.TD-005/2010, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 2010.

FADEL, A. A. et al. Effect of high mean tensile stress on the fretting fatigue life of an Ibis steel reinforced aluminium conductor. **International Journal of Fatigue**, v. 42, p. 24–34, 2012.

FATEMI, A.; SOCIE, D. F. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out of phase loading. **Fatigue Fract Eng Mater Struct**, 1988.

FAURIE, J.-P.; MONNIER, P.; NIKU-LARI, A. **Guide du dessinateur: les concentrations de contraintes**. Third ed. [s.l: s.n.].

FINDLEY, W. . A theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending. **J Eng Ind, Trans ASME**, 1959.

FOLHA DE SÃO PAULO. **Cabo se rompe e apagão corta luz de 10 estados**. Disponível em: <<http://acervo.folha.uol.com.br/fsp/2002/01/22/73>>. Acesso em: 8 jun. 2017.

GANDIOLLE, C.; FOUVRY, S. Stability of critical distance approach to predict fretting fatigue cracking : a “ $l_{opt} - b_{opt}$ ” concept. **International Journal of Fatigue**, v. 82, p. 199–210, 2016.

GOUGH, H. .; POLLARD, H. . The strength of metals under combined alternating stress. **Proc Inst Mech Eng**, 1935.

GRIFFITH, A. A. The phenomena of rupture and flow in solids. **Phil Trans Series A**, 1920.

HASSINE, W.; ANOUAR, N.; CHOKRI, B. New fatigue limit assessment approach of defective material under fully reversed tension and torsion loading **Mechanics Industry**. **Mechanics and Industry**, n. January, p. 113, 2016.

HATTORI, T. et al. Fretting Fatigue Life Estimations Based on the Critical Distance Stress Theory. **Procedia Engineering**, v. 10, p. 3134–3139, 2011.

HEYWOOD, R. B. The Relationship Between Fatigue and Stress Concentration. **Aircraft Engineering**, v. 19, p. 81–84, 1947.

IRWIN, G. R. Analysis of stresses and strains near the end of a crack transversing a plate. **J Appl Mech**, 1957.

ISIBASI, T. Prevention of fatigue and fracture of metals. 1967.

KALOMBO, R. B. et al. Comparative fatigue resistance of overhead conductors made of aluminium and aluminium alloy : tests and analysis. v. 133, p. 223–232, 2015.

- KALOMBO, R. B. et al. Influence of the catenary parameter (H/w) on the fatigue life of overhead conductors. **Tribology International**, v. 108, n. October 2016, p. 141–149, 2017.
- KITAGAWA, H.; TAKAHASHI, S. Applicability of fracture mechanics to very small cracks. **ASM Proceedings of 2nd international conference on mechanical behaviour of materials**, 1976.
- KUGUEL, R. A relation between theoretical stress concentration factor and fatigue notch factor deduced from the concept of highly stressed volume. **Proc. ASTM**, 1961.
- LANNING, D. B.; NICHOLAS, T.; HARITOS, G. K. On the use of critical distance theories for the prediction of the high cycle fatigue limit stress in notched Ti – 6Al – 4V 5. **International Journal of Fatigue**, v. 27, p. 45–57, 2005.
- LANNING, D. B.; NICHOLAS, T.; PALAZOTTO, A. The effect of notch geometry on critical distance high cycle fatigue predictions *. **International Journal of Fatigue**, v. 27, p. 1623–1627, 2005.
- LANZA, G. Strength of shafting subjected to both twisting and bending. **Trans ASME**, 8, p. 121–196, 1886.
- LAZZARIN, P.; TOVO, R.; MENEGHETTI, G. Fatigue crack initiation and propagation phases near notches in metals with low notch sensitivity. **International Journal of Fatigue**, v. 19, p. 647–657, 1997.
- LEOPOLD, G.; NADOT, Y. Fatigue from an Induced Defect: Experiments and Application of Different Multiaxial Fatigue Approaches. **Journal of ASTM International**, v. 7, n. 4, p. 102643, 2010.
- LIVIERI, P.; TOVO, R. Fatigue limit evaluation of notches, small cracks and defects: an engineering approach. **Fatigue Fract Engng Mater Struct**, 2004.
- MAKKONEN, M. Notch size effects in the fatigue limit of steel. **International Journal of Fatigue**, v. 25, p. 17–26, 2003.
- MATAKE, T. An explanation on fatigue limit under combined stress. **Bull JSME**, 1977.
- MCCLINTOCK, F. A.; IRWIN, G. R. **Plasticity aspects of fracture mechanics**. Philadelphia: ASTM, 1965.
- MCDIARMID, D. L. Fatigue under out-of-phase bending and torsion. **Fatigue Eng Mater Struct**, 1987.
- MOREL, F. et al. Comparison between defects and micro-notches in multiaxial fatigue - The size effect and the gradient effect To cite this version : Comparison between defects and micro-notches in multiaxial fatigue – The size effect and the gradient effect. **International Journal of Fatigue**, v. 31, p. 263–275, 2009.
- MORIN, A. **Lemons de mécanique pratique-résistance des matériaux**. Paris: Librairie de L. Hachette et Cie, 1853.
- MURAKAMI, Y. **Metal Fatigue: Effects of Small Defects and Nonmetallic Inclusions**. First ed. Oxford: Elsevier Science Ltda, 2002.

- NABOULSI, S.; MALL, S. Fretting fatigue crack initiation behavior using process volume approach and finite element analysis. **Tribology International**, v. 36, n. 2, p. 121–131, 2003.
- NADOT, Y.; BILLAUDEAU, T. Multiaxial fatigue limit criterion for defective materials. **Engineering Fracture Mechanics**, v. 73, n. 1, p. 112–133, 2006.
- NASR, A. et al. Fatigue life assessment for material containing defects under multiaxial loading. **Metall. Res. Technol.**, v. 114, n. January, 2017.
- NEUBER, H. *Forsch Inge. -Wes* ;7:271–81, 1936.
- NEUBER, H. **Theory of notch stresses: principles for exact calculation of strength with reference to structural form and material**. 2. ed. Berlin: Springer, 1958.
- NEXANS. **CAL 6201 (catálogo comercial)**, 2017.
- NISITANI, H. Size Effects of Branch Point and Fatigue Limit of Carbon Steel in Rotary Bending Tests. **Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.**, p. 371–382, 1968.
- NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. Quarta edi ed. [s.l.] Bookman, 2013.
- NOVOZHILOV, V. V. On a necessary and sufficient criterion for brittle strength. **Prik. Mat. Mek.**, v. 33, p. 201–210, 1969.
- OROWAN, E. The fatigue of glass under stress. **Nature**, 1944.
- PAPADOPOULOS, I. V. Long life fatigue under multiaxial loading. **International Journal of Fatigue**, v. 23, n. 10, p. 839–849, 2001.
- PARIS; ERDOGAN, F. A critical analysis of crack propagation laws. **Journal of Basic Engineering, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers**, p. 528–534, 1963.
- PEREZ, N. **Fracture Mechanics**. Second Edi ed. [s.l.] Springer, 2017.
- PESSARD, E.; BELLETT, D.; MOREL, F. A mechanistic approach to the Kitagawa-Takahashi diagram using a multiaxial probabilistic framework. **Engineering Fracture Mechanics**, p. 89–104, 2013.
- PETERSON, R. E. **Notch sensitivity. In: Metal Fatigue**. Ney York: McGraw-Hill, 1959.
- PILKEY, W. D. **Formulas for stress, stain, and structural matrices**. Second ed. [s.l.] JOHN WILEY & SONS, 1994.
- PORTAL BRASIL. **Geração de energia aumenta 67% em mais de uma década**. Disponível em: <<http://www.brasil.gov.br/infraestrutura/2015/08/geracao-de-energia-aumenta-67-em-mais-de-uma-decada>>. Acesso em: 8 jun. 2017.
- RANKINE, W. J. M. On the causes of the unexpected breakage of the journals of railway axles, and on the means of preventing such accidents by observing the law of continuity in their construction. **Institution of Civil Engineers, Minutes of Proceedings**, v. 2, p. 105–108, 1842.
- ROY, M. J. et al. Multiaxial Kitagawa analysis of A356-T6. **International Journal of**

Fatigue, v. 33, n. 6, p. 823–832, 2011.

SCHÜTZ, W. A history of fatigue. **Engineering Fracture Mechanics**, v. 54, n. 2, p. 263–300, 1996.

SHEPPARD, S. D. Field Effects in Fatigue Crack Initiation : Long Life Fatigue Strength. **Trans ASME J. Mech. Des**, v. 113, p. 7, 1991.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. **Mechanical Engineering Design**. Eighth Edi ed. [s.l.] McGraw-Hill, 2003.

SIEBEL, E.; STIELER, M. Ungleichförmige Spannungsverteilung bei schwingender Beanspruchung. **VDI-Zeitschrift**, p. 121–126, 1955.

SINES, G. Failure of materials under combined repeated stresses with superimposed static stress. **National Advisory Committee for Aeronautics (N.A.C.A). Washington. Technical Note 3495**, p. 69, 1955.

SMITH, K. N.; WATSON, P.; TOPPER, T. H. A Stress Strain Function for the Fatigue of Metals. **Journal of Materials, ASTM**, v. 5, p. 767–778, 1970.

SOCIE, D. Multiaxial Fatigue Damage Models. v. 109, n. October 1987, p. 293–298, 1987.

SOCIE, D.; MARQUIS, G. **Multiaxial Fatigue**. [s.l.] Society of Automotive Engineers, 2000.

SONSINO, C. M.; KAUFMANN, H.; GRUBISIC, V. Transferability of material data for the example of a randomly loaded forged truck stub axle. **SAE Technical Paper Series**, 1997.

SPANGENBERG, L. Über das Verhalten der Metalle bei wiederholten Anstrengungen. **Z. Bauw**, v. 24 e 25, p. 473–495 e 78–98, 1874.

SPANGENBERG, L. Über Festigkeits-Versuche mit Eisen und Stahl. **Glaser's Ann. Gew**, v. 5, p. 6–15, 1879.

SUSMEL, L. The theory of critical distances : a review of its applications in fatigue q. v. 75, p. 1706–1724, 2008.

SUSMEL, L. **Multiaxial Notch Fatigue**. First ed. [s.l.] Woodhead Publishing Limited, 2009. v. 1

SUSMEL, L.; LAZZARIN, P. A bi-parametric Wohler curve for high cycle multiaxial fatigue assessment. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, v. 25, n. 1, p. 63–78, 2002.

SUSMEL, L.; TAYLOR, D. A novel formulation of the theory of critical distances to estimate lifetime of notched components in the medium-cycle fatigue regime. 2007.

SUSMEL, L.; TAYLOR, D. The modified Wohler curve method applied along with the theory of critical distances to estimate finite life of notched components subjected to complex multiaxial loading paths. **Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures**, v. 31, n. 12, p. 1047–1064, 2008.

SUSMEL, L.; TAYLOR, D. A critical distance/plane method to estimate finite life of notched

components under variable amplitude uniaxial/multiaxial fatigue loading. **International Journal of Fatigue**, v. 38, p. 7–24, 2012.

TANAKA, K. Engineering formulae for fatigue strength reduction due to crack-like notches. **International Journal of Fracture**, v. 22, 1983.

TAYLOR, D. Geometrical effects in fatigue: a unifying theoretical model. **International Journal of Fatigue**, v. 21, p. 413–420, 1999.

TAYLOR, D. **The Theory of Critical Distances: A New Perspective in Fracture Mechanics**. First ed. [s.l.] Elsevier Science Ltda, 2007. v. 1

TAYLOR, D.; WANG, G. The validation of some methods of notch fatigue analysis. **Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures**, v. 23, p. 387–394, 2000.

VINCENT, M. et al. Fatigue from defect under multiaxial loading: Defect Stress Gradient (DSG) approach using ellipsoidal Equivalent Inclusion Method. **International Journal of Fatigue**, v. 59, p. 176–187, 2014.

WANG, J.; YANG, X. HCF strength estimation of notched Ti – 6Al – 4V specimens considering the critical distance size effect. **International Journal of Fatigue**, v. 40, p. 97–104, 2012.

WANG, R. et al. A combined critical distance and highly-stressed-volume model to evaluate the statistical size effect of the stress concentrator on low cycle fatigue of TA19 plate. **International Journal of Fatigue**, v. 95, p. 8–17, 2017.

WHITNEY, J. M.; NUISMER, R. J. Stress Fracture Criteria for Laminated Composites Containing Stress Concentrations. **Journal of Composite Materials**, v. 8, p. 253–265, 1974.

WIKIPEDIA.ORG. **Torres 238 e 241 da Linha de Transmissão Tucuruí-Macapá-Manaus**. Disponível em:
<http://pt.wikipedia.org/wiki/Torres_238_e_241_da_Linha_de_Transmissão_Tucuruí-Macapá-Manaus>. Acesso em: 9 jun. 2017.

WÖHLER, A. Bericht fiber die Versuche, welche auf der königl. Niederschlesisch-märkischen isenbahn mit Apparaten zum Messen der Biegung und Verdehung von Eisenbahnwagenachsen während der Fahrt angestellt wurden. **Zeitschrift für Bauwesen**, v. VIII, p. 641–652, 1858.

WÖHLER, A. Über ber Versuche zur Ermittlung der Festigkeit von Achsen, welche in den Werkstätten der Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn zu Frankfurt a.d.O, angestellt sind. **Zeitschrift für Bauwesen**, v. XIII, p. 233–258, 1863.

WÖHLER, A. Resultate der in der Central-Werkstatt der Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn zu Frankfurt a.d.O. angestellten Versuche über die relative Festigkeit von Eisen, Stahl und Kupfer. **Zeitschrift für Bauwesen**, v. XVI, p. 67–84, 1866.

WÖHLER, A. Über die Festigkeits-Versuche mit Eisen und Stahl. **Zeitschrift für Bauwesen**, v. XX, p. 73–106, 1870.

WÖHLER, A. Versuche zur Ermittlung der auf die Eisenbahn wagenachsen einwirkenden Kräfte und die Widerstandsfaihigkeit der Wagen-Achsen. **Zeitschrift für Bauwesen**, p. 583–616, 1960.

YAMASHITA, Y. et al. Fatigue life prediction of small notched Ti – 6Al – 4V specimens using critical distance q. v. 77, p. 1439–1453, 2010.

YANASE, K.; ENDO, M. Prediction for multiaxial fatigue strength with small defects. **MATEC Web of Conferences**, p. 2, 2014.

ZHOU, Z. R. et al. **Fundamental investigations of electrical conductor fretting fatigue** **Tribology International**, 1996.