



PROJETO DE GRADUAÇÃO 2

**APLICAÇÃO DO MODELO DE PARÂMETRO
 $\sqrt{\text{ÁREA}}$ NA PREVISÃO DE VIDA EM FADIGA
DE ELEMENTOS CONTENDO MICRO
DEFEITOS**

Marcelo Carvalho Brasil de Souza

Brasília, 20 de Novembro de 2019.

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

APLICAÇÃO DO MODELO DE PARÂMETRO $\sqrt{\text{ÁREA}}$ NA PREVISÃO DE VIDA EM FADIGA DE ELEMENTOS CONTENDO MICRO DEFEITOS

Marcelo Carvalho Brasil de Souza– 12/0127725

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Jorge Luiz de Almeida Ferreira, UnB/ ENM
(Orientador)

Prof. Hélio de Souza Queiroz, UEG/ UniEVANGÉLICA
(Co-orientador)

Prof. Fábio Comes de Castro, UnB/ ENM

Prof. Marcus Vinicius Girão de Moraes, UnB/ ENM

Brasília, 20 de Novembro de 2019.

RESUMO

O objetivo desse projeto de graduação é realizar estudo sobre as metodologias que utilizam o parâmetro \sqrt{area} e avaliar a possibilidade de usa-las não apenas para a previsão da resistência à fadiga, mas também para a previsão da vida de fadiga. Formas de prever o comportamento de um material ao fenômeno de fadiga a partir de informações limitadas é uma necessidade de longa data. Através do parâmetro \sqrt{area} é possível prever o fator de intensidade de tensão e o limite de resistência a fadiga uni e multiaxial sem a necessidade de ensaios laboratoriais de Fadiga. Há perspectivas de que através do parâmetro \sqrt{area} seja possível a predição de vida sob fadiga também por meio do mesmo critério. Com o intuito de avaliar se previsões de vida à fadiga, em espécimes de aço AISI 1045 com micro defeito, podem ser realizadas de forma direta, utilizando-se do parâmetro \sqrt{area} acoplado ao parâmetro que represente um modelo de falha, gerou-se curvas dos parâmetro de Smith-Watson-Topper em função da vida ($P_{SWT}-N$) e Parâmetro de Fatemi-Socie em função da vida ($P_{FS} - N$). Conclui-se que apesar do critério \sqrt{area} possibilitar a previsão do limite de resistência à fadiga do material estudado, a previsão de vida através dos parâmetros SWT e FS estudados não se mostrou adequada e portanto não foi verificado por este trabalho a previsão de vida de forma direta por meio dos parâmetros SWT ou FS e do critério \sqrt{area} .

Palavras chave: *Plano Crítico, Fatemi-Socie, Smith-Watson-Topper, \sqrt{area} , Fadiga Multiaxial*

ABSTRACT

The objective of this undergraduate project is to study the methodologies that use the \sqrt{area} parameter to predict fatigue resistance and evaluate the possibility of using them not only for this purpose, but also to predict life under fatigue. Ways to predict the material behavior to the phenomenon of fatigue from limited information is a longstanding need. Through the parameter \sqrt{area} it is possible to predict the stress intensity factor and the uni and multiaxial fatigue strength limit without the need for fatigue laboratory tests. There are perspectives that through the parameter \sqrt{area} it is possible to predict life under fatigue also by the same criterion. In order to evaluate whether fatigue life predictions in micro-defective AISI 1045 steel specimens can be made directly, using the \sqrt{area} parameter coupled to the parameter that represents a failure model, yield curves were generated. Smith-Watson-Topper parameter as a

function of life ($P_{\text{SWT}}-N$) and Fatemi-Socie parameter as a function of life ($P_{\text{FS}} - N$). It is concluded that despite the \sqrt{area} criterion allows the prediction of the fatigue strength limit of the studied material, the life prediction through the studied SWT and FS parameters was not adequate and therefore it was not verified by this work the life prediction directly through the SWT or FS parameters and the \sqrt{area} criterion.

Keywords: *Critical Plan, Fatemi-Socie, Smith-Watson-Topper, \sqrt{area} , Multiaxial fatigue*

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	MOTIVAÇÃO	1
1.2	JUSTIFICATIVA	4
1.3	OBJETIVO	5
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1	DEFINIÇÕES DE FADIGA	6
2.2	DETERMINAÇÃO DAS TENSÕES EM UM PLANO QUALQUER	10
2.3	MODELOS MULTIAXIAIS.....	15
2.3.1	MODELO DE FATEMI-SOCIE	15
2.3.2	MODELO SMITH-WATSON-TOPPER.....	17
2.4	DIAGRAMA S-N.....	18
2.5	MECÂNICA DA FRATURA LINEAR E ELÁSTICA.....	20
2.6	MICRODEFEITOS.....	23
2.7	CRITÉRIO \sqrt{area}	24
2.7.1	PREDIÇÃO DO LIMITE DE RESISTÊNCIA A FADIGA UNIAXIAL ATRAVÉS DO CRITÉRIO \sqrt{area}	27
2.7.2	PREDIÇÃO DO LIMITE DE RESISTÊNCIA A FADIGA EM TORÇÃO ATRAVÉS DO CRITÉRIO \sqrt{area}	30
2.7.3	PREDIÇÃO DE VIDA EM TRAÇÃO E EM TORÇÃO ATRAVÉS DO CRITÉRIO \sqrt{area}	32
2.7.4	PREDIÇÃO DE LIMITE DE RESISTÊNCIA A FADIGA MULTIAXIAL ATRAVÉS DO CRITÉRIO \sqrt{area}	35
3	METODOLOGIA.....	38
3.1	CONSIDERAÇÕES GERAIS	38
3.2	DESCRIÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS	38
3.3	ESTIMATIVA DOS PARÂMETROS E DETERMINAÇÃO DOS PLANOS CRÍTICOS.....	43
3.4	CARACTERIZAÇÃO DAS CURVAS QUE RELACIONAM A VIDA A FADIGA AOS PARÂMETROS DE PLANO CRÍTICO	44
3.5	PREVISÃO DE VIDA DE ELEMENTOS COM MICRO DEFEITO SOB CARREGAMENTO DE FADIGA MULTIAXIAL A PARTIR DE ENSAIOS DE TRAÇÃO E TORÇÃO	45

4	RESULTADOS E ANÁLISE.....	46
4.1	RESULTADOS DOS ENSAIOS DE FADIGA.....	46
4.2	IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS E ELABORAÇÃO DAS CURVAS PARÂMETRO-VIDA	50
4.3	PREVISÃO DE VIDA DE ELEMENTOS CONTENDO MICRO DEFEITO SOB CARREGAMENTO MULTIAXIAL ATRAVÉS DE ENSAIOS DE TRAÇÃO E TORÇÃO	57
5	CONCLUSÕES.....	60
5.1	PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	61
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	63

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Peças que falharam por fadiga (a) Eixo com rasgo de chaveta que falhou sob flexão rotativa. (b) Eixo de manivela de motor diesel que falhou sob torção e flexão combinada	7
Figura 2.2: Componentes de tensão necessárias para descrever um estado de tensão em um ponto.....	8
Figura 2.3: Definição das quantidades de tensão usadas para prever danos por fadiga sob carga de fadiga uniaxial.....	10
Figura 2.4: Ilustração dos ângulos θ e ϕ e vetores unitários definindo os sistemas coordenados relativo a um plano material genérico Δ	11
Figura 2.5: Tensão normal $\sigma_n(t)$ e tensão cisalhante $\tau_n(t)$ relativas ao plano material Δ ..	13
Figura 2.6: Estados de tensão (a) Estado geral de tensão (b) Estado plano de tensão (c) Estado plano de tensão sob vista bidimensional	14
Figura 2.7: Diferentes orientações para o estado de tensão (a) Orientados pelo eixo x, y (b) Orientado pelo eixo x', y'	14
Figura 2.8: Base física do modelo Fatemi-Socie	16
Figura 2.9: Base física do modelo Smith-Watson-Topper	17
Figura 2.10: Curva S-N esquemática traçada em escala semilogarítmica	18
Figura 2.11: Efeito da tensão média na vida em fadiga	19
Figura 2.12: Os três modos de propagação da trinca.....	20
Figura 2.13: Uma trinca passante em uma placa sob tensão (a) e (b)	21
Figura 2.14: As três regiões da curva de crescimento da trinca	22
Figura 2.15: Geometria de defeitos artificiais (a) Furos (b) Identação Vickers (c) Entalhe (d) Trinca circunferencial	23
Figura 2.16: Geometria de defeitos artificiais (a) Entalhe circunferencial (b) Pontos de corrosão	24
Figura 2.17: Geometria do furo artificial	25
Figura 2.18: Efeitos do diâmetro do furo sobre a resistência a fadiga para ensaios de flexão rotativa para diferentes materiais	25
Figura 2.19: Trincas com formato irregular e método para estimar a área efetiva	26
Figura 2.20: Área projetada equivalente de uma trinca arbitrária em uma superfície oblíqua	26
Figura 2.21: Efeito de interação entre duas trincas adjacentes	27
Figura 2.22: Relação em escalas logarítmicas entre o limite de resistência a fadiga por flexão rotativa, σ_w e a raiz quadrada da área projetada, $\sqrt{\text{área}}$ de pequenos defeitos para aço carbono médio recozido	28
Figura 2.23: Relação entre ΔK_{th} e $\sqrt{\text{área}}$ em escalas logarítmicas para vários pequenos defeitos e trincas em diferentes materiais	29
Figura 2.24: Relação entre $\Delta K_{th}/(Hv + 120)$ e $\sqrt{\text{área}}$	30
Figura 2.25: Relação entre limite de resistência a fadiga em flexão rotativa e em torção completamente reversa vs diâmetro do micro defeito	31
Figura 2.26: Curvas S-N para aço martensítico envelhecido contendo diferentes defeitos com mesmo valor de $\sqrt{\text{área}}$	33

Figura 2.27: Curvas de Basquin Modificadas utilizadas para previsão de vida à fadiga axial em material com micro defeito. Geometria cilíndrica - $\sqrt{\text{área}}$ de 500 e 700 μm	34
Figura 2.28: Curvas de Basquin Modificadas utilizadas para previsão de vida à fadiga torcional em material com micro defeito. Geometria cilíndrica - $\sqrt{\text{área}}$ de 500 e 700 μm	35
Figura 2.29: Um defeito tridimensional que leva a uma trinca sujeita a tensão biaxial ...	36
Figura 3.1: Máquinas servo-hidráulica série 646 Hydraulic Collet Grip, Model - 809 Axial/Torsional Test System	40
Figura 3.2: Desenho do corpo de prova cilíndrico utilizado nos ensaios de fadiga	41
Figura 3.3: Imagem micrográfica caracterizando as estruturas perlita-ferrita do aço estudado. Imagem de obtida por Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV) ampliação 1800X	42
Figura 3.4: Esquema do micro defeito gerado por eletroerosão	42
Figura 4.1: Diagrama Amplitude da tensão normal - Número de ciclos até a falha em escala log-log	46
Figura 4.2: Diagrama Amplitude da tensão cisalhante - Número de ciclos até a falha em escala log-log	47
Figura 4.3: Diagrama Amplitude da tensão equivalente de mises - Número de ciclos até a falha em escala log-log.....	47
Figura 4.4: Diagrama $P_{\text{SWT}}\text{-N}$ para corpos de prova sem defeito em escala log-log	51
Figura 4.5: Diagrama $P_{\text{FS}}\text{-N}$ para corpos de prova sem defeito em escala log-log	51
Figura 4.6: Diagrama $P_{\text{SWT}}\text{-N}$ para corpos de prova com micro defeito de $\sqrt{\text{área}} = 500 \mu\text{m}$ em escala log-log	52
Figura 4.7: Diagrama $P_{\text{FS}}\text{-N}$ para corpos de prova com micro defeito de $\sqrt{\text{área}} = 500 \mu\text{m}$ em escala log-log	53
Figura 4.8: Diagrama $P_{\text{SWT}}\text{-N}$ para corpos de prova com micro defeito de $\sqrt{\text{área}} = 700 \mu\text{m}$ em escala log-log	54
Figura 4.9: Diagrama $P_{\text{FS}}\text{-N}$ para corpos de prova com micro defeito de $\sqrt{\text{área}} = 700 \mu\text{m}$ em escala log-log	54
Figura 4.10: Diagrama $N_{\text{SWT}}\text{-N}$ para ensaios multiaxiais em escala log-log	57
Figura 4.11: Diagrama $N_{\text{FS}}\text{-N}$ para ensaios multiaxiais em escala log-log	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1- Propriedades Axiais e Torcionais.....	16
Tabela 3-1- Propriedades mecânicas estáticas de tração, torção e dureza do Aço AISI 1045 trefilado, normalizado e eletropolido.....	39
Tabela 3-2- Número de tensões verificadas e número de corpos de prova testados para cada tipo de carregamento.....	40
Tabela 3-3- Tipo de defeito e o respectivo valor de \sqrt{area}	42
Tabela 4-1- Coeficientes e expoentes das curvas amplitude da tensão normal - número de ciclos até a falha para ensaios axiais	48
Tabela 4-2- Coeficientes e expoentes das curvas amplitude da tensão cisalhante - número de ciclos até a falha para ensaios torcionais	48
Tabela 4-3- Coeficientes e expoentes das curvas amplitude da tensão equivalente de mises - número de ciclos até a falha para ensaios multiaxiais.....	49
Tabela 4-4- Coeficientes e expoentes das curvas Parâmetro-número de ciclos até a falha interpoladas a partir de todos os ensaios	55
Tabela 4-5- Coeficientes e expoentes das curvas Parâmetro-número de ciclos até a falha interpoladas a partir dos ensaios axiais e torcionais	58

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A_{FS}	Coeficiente referente ao modelo FS obtida por ajuste de dados
A_{SWT}	Coeficiente referente ao modelo SWT obtida por ajuste de dados
a	Eixo coordenado a
a	Comprimento da trinca
b	Eixo coordenado b
b	Expoente de resistência a fadiga axial
b_0	Expoente de resistência a fadiga torcional
b_{eq}	Expoente de resistência a fadiga axial-torcional
b_{FS}	Expoente referente ao modelo FS obtida por ajuste de dados
b_{SWT}	Expoente referente ao modelo SWT obtida por ajuste de dados
b_{estim}	Expoente de resistência a fadiga axial da equação de Basquin modificada
b_{0_estim}	Expoente de resistência a fadiga torcional da equação de Basquin modificada
C	Parâmetro material usado na equação de Basquin modificada
c	Expoente de ductibilidade a fadiga axial
c_0	Expoente de ductibilidade a fadiga torcional
d	Diâmetro
E	Módulo de Young
F_{IA}	Fator de modificação da intensidade da tensão para o caso A
F_{IB}	Fator de modificação da intensidade da tensão para o caso B
f_{-1}	Limite de resistência a fadiga em flexão
f	Frequência
G	Módulo de cisalhamento
h	Profundidade
K	Fator de intensidade de tensão
K_t	Fator de concentração de tensão
k	Constante material obtida através de testes de fadiga uniaxiais e/ou torcionais
L	Comprimento Característico do material
N	Número de ciclos
N_{FS}	Número de ciclos previsto pelo parâmetro de Fatemi-Socie
N_{inf}	Número de ciclos para a vida infinita
N_{SWT}	Número de ciclos previsto pelo parâmetro Smith-Watson-Topper

\mathbf{n}	Vetor normal unitário a um plano material
n_x	Componente do vetor normal unitário a um plano na direção do eixo x
n_y	Componente do vetor normal unitário a um plano na direção do eixo y
n_z	Componente do vetor normal unitário a um plano na direção do eixo z
P_{FS}	Parâmetro de Fatemi-Socie
P_{SWT}	Parâmetro de Smith-Watson-Topper
R	Razão de tensão
S	Tensão
S_a	Amplitude de Tensão
S_e	Limite de Resistência a Fadiga
S_r	Faixa de Tensão
S_y	Tensão de escoamento do material
$S_{máx}$	Tensão máxima
S_{rt}	Limite de Resistência a tração
\mathbf{t}	Vetor tensão
t	Tempo
t_x	Componente do vetor tensão na direção do eixo x
t_y	Componente do vetor tensão na direção do eixo y
t_z	Componente do vetor tensão na direção do eixo z
t_{-1}	Limite de resistência a fadiga em torção

Símbolos Gregos

β	Fator de modificação da intensidade da tensão adimensional
γ	Deformação
γ'_f	Coefficiente de ductilidade à fadiga
Δ	Determina um plano material
$\Delta\varepsilon_1$	Amplitude da deformação principal máxima
ΔK_{th}	Fator de intensidade de tensão do ponto limite inicial
δ	Ângulo de fase
ε'_f	Coefficiente de ductibilidade à fadiga axial
θ	Ângulo entre a projeção do vetor unitário \mathbf{n} no plano X-Y e o eixo x
κ	Coefficiente de proporcionalidade
ν	Coefficiente de Poisson

ρ	Relação entre limite de resistência a tração e torção calculados através de \sqrt{area}
σ_n	Vetor tensão normal
$\sigma(t)$	Tensor das tensões
σ	Tensão normal
σ_a	Amplitude da tensão axial
σ_{a_estim}	Amplitude da tensão axial estimada pela equação de Basquin modificada
σ_n	Tensão normal a um plano ao plano Δ
$\sigma_{n,a}$	Amplitude da tensão normal ao plano Δ
$\sigma_{n,m}$	Tensão normal média no plano Δ
σ_y	Tensão de escoamento do material
σ_w	Limite de resistência a fadiga em flexão rotativa
σ'_{eq}	Coefficiente de resistência a fadiga axial-torcional
σ'_f	Coefficiente de resistência a fadiga axial
σ'_{f_estim}	Coefficiente de resistência a fadiga axial modificado
σ_0	Amplitude da tensão nominal axial aplicada
σ_1	Máxima tensão principal
σ_2	Mínima tensão principal
τ_n	Vetor tensão cisalhante
τ	Tensão cisalhante
τ_a	Amplitude da tensão cisalhante em um plano
τ_{a_estim}	Amplitude da tensão torcional estimada pela equação de Basquin modificada
τ_n	Tensão cisalhante a um plano ao plano Δ
τ_{na}	Projeção da tensão cisalhante na direção do eixo a
τ_{nb}	Projeção da tensão cisalhante na direção do eixo b
τ_w	Limite de resistência a fadiga em torção
τ'_f	Coefficiente de resistência a fadiga torcional
τ'_{f_estim}	Coefficiente de resistência a fadiga torcional modificado
τ_0	Amplitude da tensão nominal torcional aplicada
ϕ	Ângulo entre o vetor unitário n e o eixo z
ψ	Curva fechada formada pelas projeções da história da tensão cisalhante
ω	Velocidade angular

Subscritos

<i>a</i>	amplitude
<i>f</i>	falha
<i>m</i>	médio
<i>máx</i>	máximo
<i>mín</i>	mínimo
<i>1</i>	identifica máxima tensão principal
<i>2</i>	identifica mínima tensão principal
<i>x</i>	direção do eixo cartesiano x
<i>y</i>	direção do eixo cartesiano y
<i>z</i>	direção do eixo cartesiano z
<i>-1</i>	referência tensões em ensaios completamente reversos
<i>uni</i>	uniaxial
<i>bi</i>	biaxial
<i>FS</i>	Fatemi-Socie
<i>SWT</i>	Smith-Watson-Topper

Sobrescritos

—	Valor médio
^	Valor estimado
<i>T</i>	Transposto
'	Coefficiente ou expoente

Siglas

ASTM	American Society for Testing and Materials
FS	Fatemi-Socie
MEV	Microscópio Eletrônico de Varredura
MFLE	Mecânica da Fratura Linear e Elástica
SWT	Smith-Watson-Topper
TDC	Teoria da Distância Crítica
MCWM	Modelo da Curva de Wöhler Modificado

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

A falha de materiais em engenharia é um evento indesejável por diversos motivos que incluem vidas humanas em risco, perdas econômicas e a interferência com a disponibilidade de produtos e serviços. As causas usuais são a seleção e o processamento dos materiais de maneira inapropriada e, ou projeto inadequado do componente ou sua má utilização. É de responsabilidade do engenheiro antecipar e planejar considerando possíveis falhas, e no caso de uma falha ocorrer, avaliar a sua causa e então tomar as medidas de prevenção apropriadas contra futuros incidentes (Callister, 2008).

Na literatura (McEvily, 2002 e Nishida, 1992) relata-se que oitenta a noventa por cento dos acidentes que acontecem por fratura são causados por fadiga e investigações indicam que quase cem por cento dessas fraturas iniciam-se em locais com a presença de concentradores de tensão, em descontinuidades estruturais como furos, entalhes, ombros, trincas, defeitos e arranhões e riscos na superfície das peças.

As teorias tradicionais do efeito de entalhe, baseadas no efeito de concentradores de tensão e gradiente de tensão, são válidas para entalhes que podem ser vistos a olho nu e tem suas dimensões maiores do que 1 mm. Com a diminuição do tamanho do entalhe, essas teorias se tornam inválidas. Existem muitos fatores que influenciam a resistência a fadiga e por isso não houve ainda o estabelecimento de uma teoria unificadora. São alguns destes fatores o tamanho e forma do defeito de superfície, a presença de inclusões e composição química. Uma avaliação quantitativa e, se possível unificadora que descreva os efeitos de pequenos defeitos na resistência a fadiga foi proposta por Murakami. (Murakami, 2002)

São exemplos de micro defeitos encontrados em aplicações de engenharia e já estudados pela literatura: furos muito pequenos com diâmetros variando de 40 a 500 μm e profundidade maior do que 40 μm , entalhes rasos com profundidades que variam de 5 a 300 μm , trincas circunferenciais com profundidades variando de 30 a 260 μm , indentação de dureza Vickers de comprimento superficial com valor de 72 μm (Murakami, 2002), pontos de corrosão e entalhes circunferenciais (Schönbauer; Yanase; Endo, 2017), arranhões em diferentes direções (Nishimura, et al, 2017) e pequenas trincas e defeitos rasos (Beretta; Foletti; Valiullin, 2011).

Uma das metodologias utilizadas para analisar o fenômeno de fadiga foi proposta por Murakami e Endo (1983). Foi feita uma investigação sobre como avaliar quantitativamente a transição das leis que governam trincas longas para as leis que governam as regiões de pequenas trincas e propõem um novo parâmetro geométrico para uma avaliação quantitativa do efeito de pequenos defeitos, pequenas trincas

e inclusões não metálicas sob a resistência a fadiga. Os autores foram capazes de quantificar a influência de defeitos superficiais na resistência à fadiga a partir da utilização do parâmetro geométrico, definido por Murakami e Endo, denominado de raiz quadrada de área – que define o tamanho do defeito. Estes autores mostraram ser possível quantificar o limite de resistência à fadiga axial do material utilizando apenas o tamanho de defeito e a dureza do material. O método proposto foi utilizado para analisar o comportamento de diversos materiais e geometrias de micro defeitos sendo encontrada boa concordância entre os resultados previstos e experimentais

Murakami e Endo (1987) verificaram que trincas não propagantes em furos definem a condição limite para a resistência a fadiga em torção completamente reversa. E que, portanto, o limite de resistência a fadiga em torção para corpos contendo pequenos defeitos deve ser tratado como um problema de trinca. Foi possível determinar, para corpos de prova com pequenos defeitos cilíndricos de igual profundidade e diâmetro, que os valores do limite de resistência a fadiga em torção são proporcionais ao limite de resistência a tração e a equação que os relaciona.

Endo (2003), propõe um critério para determinar o limite de resistência a fadiga de um corpo de prova contendo pequenos defeitos quando este está sob carregamentos multiaxiais como uma combinação de carregamentos axial e torcional em fase. Nos testes de fadiga realizados o limite de fadiga foi determinado pela condição de não propagação das pequenas trincas emanando do defeito. A direção de uma trinca não-propagante é aproximadamente normal a direção da maior tensão principal independente da razão da tensão combinada entre τ/σ . Com base nessas observações, Endo conclui que o plano de máxima tensão principal é o plano crítico e considera que o problema de fadiga em espécimes contendo pequenos defeitos submetidos a tensões combinadas pode ser considerado equivalente ao caso limite de propagação da trinca no modo I sob um campo de tensão biaxial com tensão principal máxima normal à direção de propagação à trinca e tensão principal mínima paralela à direção de propagação da trinca. O autor encontrou boa concordância entre as predições dadas pelo critério proposto e os resultados experimentais para testes de fadiga sob carregamentos uniaxial, torcional e multiaxial para uma gama de materiais.

Posteriormente, Endo e Ishimoto (2006) propuseram uma extensão do critério proposto acima para predição da resistência a fadiga em corpo com pequenos defeitos sujeitos a carregamentos multiaxiais axiais e torcionais fora de fase com o propósito de generalizar o critério. Endo e Ishimoto relatam que quando existe defasagem entre os carregamentos, os eixos principais mudam de direção com o passar do tempo. Além disso, com o ângulo de fase entre os esforços, o critério para determinar o limite de resistência a fadiga passa a ser variante com o tempo assim como sua direção, mas seu valor máximo é alcançado periodicamente na mesma direção.

Pinto Neto (2018) discorda do modelo proposto por Endo e Ishimoto (2006). Considera questionável do ponto de vista mecânico a comparação feita entre a máxima tensão principal em um

determinado instante de tempo com o limite de resistência a fadiga de um material. Considera que seria mais adequado o cálculo de uma tensão principal equivalente. O autor também relata que Endo e Ishimoto consideram o mesmo valor do parâmetro \sqrt{area} independente do tipo de carregamento e da orientação da máxima tensão principal no contexto multiaxial. Com base nessas considerações, propõe uma versão modificada do MCWM e avalia se este concorda com dados experimentais na literatura para materiais contendo pequenos defeitos submetidos a carregamentos multiaxiais proporcionais. O modelo proposto apresentou muitos resultados aceitáveis e alguns conservadores.

Diversos tipos de defeitos superficiais podem estar presentes em barras laminadas e em peças fundidas, o que pode ser muito prejudicial ao desempenho de estruturas fabricadas a partir de materiais que passaram por esses processos de fabricação. Em relação ao comportamento a fadiga, a importância da influência de pequenos defeitos e de inclusões não metálicas na resistência à fadiga de materiais metálicos tem sido reconhecida por muito tempo, porém a previsão da vida desses componentes ainda é um problema em aberto. (Queiroz e Mamiya, 2018)

Queiroz e Mamiya (2018) propõe incorporar o tamanho do defeito através do parâmetro \sqrt{area} na relação de Basquin para estimar a vida à fadiga na presença de micro defeitos superficiais. Os autores realizaram a estimativa de vida em fadiga para aço AISI 1045 na presença de pequenos defeitos superficiais através da obtenção de curvas de fadiga axial e torcional, determinaram os coeficientes e expoentes da relação de Basquin para fadiga axial e torcional e extrapolaram essa curva considerando uma vida de 10^6 ciclos para determinar o limite de resistência a fadiga do material. Encontraram diferenças sempre menores que 10% entre o valor extrapolado e o previsto pelas equações de Murakami. Os autores propõe, então, incorporar o tamanho do defeito através do parâmetro \sqrt{area} na relação de Basquin para estimar a vida à fadiga na presença de microdefeitos superficiais e mostram que, para as condições adotadas, a vida à fadiga axial e torcional na presença de micro defeito pôde ser prevista utilizando uma constante material C e \sqrt{area} dados em [mm].

Gonzalez (2018) investiga a previsão de vida em fadiga de fios de alumínio liga 6201-T81, utilizados na fabricação de cabos condutores, com micro furos. O autor trata micro furos como concentradores de tensão que atuam como uma simplificação do problema de contato mecânico que ocorre nestes fios. Para a previsão de vida foi utilizada uma extensão da Teoria da Distância Crítica (TDC), onde o tamanho característico do material L_M , varia com o número de ciclos até a falha N_f estabelecendo uma relação $L_M(N_f)$. A calibração desta relação foi construída a partir de duas curvas S-N, uma para fios sem entalhe e outra para fios com entalhe agudo. A relação, em conjunto com a máxima tensão principal como parâmetro para avaliar o dano por fadiga, mostrou ser uma metodologia eficaz na previsão de vida de fios da liga 6201-T81 contendo micro furos.

1.2 JUSTIFICATIVA

Formas de prever o comportamento de um material ao fenômeno de fadiga a partir de informações limitadas é uma necessidade de engenheiros envolvidos com a avaliação da integridade estrutural e de componentes de máquinas de longa data. Em resposta a essa necessidade, pesquisadores tem procurado entender os mecanismos de fadiga assim como identificar fatores que possam controlá-los (Murakami, 2002).

Os resultados obtidos por Murakami e Endo (1983) para a predição de fatores relevantes ao estudo do fenômeno de fadiga para materiais contendo pequenos defeitos e trincas evidenciam que quantidades importantes para a compreensão do fenômeno de fadiga como o fator de intensidade de tensão e o limite de resistência a fadiga uni e multiaxial, que, geralmente, são determinadas através de um número elevado de custosos e longos ensaios de fadiga que exigem maquinário extremamente especializado de alto custo operacional e aquisitivo, além de múltiplos corpos de prova, sejam determinados através de metodologia bem mais simples e barata através de ensaios de dureza e medição da geometria do defeito.

Queiroz (2018), relata que os resultados disponíveis na literatura têm comprovado e dado grande ênfase à validade do modelo proposto por Murakami para a previsão do fator de intensidade de tensão e limite de resistência a fadiga para carregamentos diversos, mas a abordagem desse modelo para a previsão de vida se mostra incipiente.

Borges (2018) com o intuito de avaliar se previsões de vida à fadiga, em espécimes com entalhe, podem ser realizadas de forma direta, utilizando-se do conceito de distância crítica acoplado ao parâmetro que represente um modelo de falha, gerou curvas dos parâmetro de Smith-Watson-Topper em função da vida ($P_{SWT}-N$) e Parâmetro de Fatemi-Socie em função da vida ($P_{FS}-N$). Essas curvas correlacionam os respectivos parâmetros com vida observada experimentalmente. Os resultados obtidos mostram que a calibração da relação distância crítica versus vida pode ser realizada utilizando de critérios de fadiga multiaxiais. Tal resultado demonstra que a vida em fadiga para corpos de prova com entalhe pode ser prevista através de formulação e sem a necessidade de experimentos com boa exatidão.

Não foi encontrada na literatura a existência de curvas que relacionem parâmetros que representem modelos de falha e vida para corpos com micro defeitos. Havendo a elaboração dessas, será possível verificar se é possível a calibração destas através do critério de Murakami para a previsão de vida em fadiga em corpos de prova com micro defeitos. Se possível, a previsão de vida para corpos de prova com micro defeitos em fadiga poderá ser realizada a partir de formulação e verificação de propriedades estáticas do material como dureza e o tamanho de defeito.

1.3 OBJETIVO

Nesse sentido, o objetivo desse projeto de graduação é realizar um estudo sobre as metodologias propostas por Murakami e Endo e avaliar a possibilidade de usar essa metodologia não apenas para a previsão da resistência a fadiga, mas também para a previsão da vida de fadiga.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 DEFINIÇÕES DE FADIGA

Fadiga é uma forma de falha que ocorre em estruturas que estão sujeitas a tensões cíclicas e oscilantes que variam no tempo. Sob essas circunstâncias, é possível que uma falha ocorra em um nível e tensão menor do que o limite de resistência a tração ou o limite de escoamento para uma carga estática. Esse tipo de falha ocorre após longo período de tensões repetidas ou ciclos de deformação. A falha por fadiga pode ser de natureza frágil ou dúctil sendo possível a verificação desta através da análise da fratura. O processo ocorre pela iniciação e a propagação de trincas e em geral a superfície da fratura é perpendicular à direção de uma tração aplicada. É a maior causa individual de falhas nos metais, representando aproximadamente noventa por cento do total (Callister, 2008).

Trincas associadas a falhas por fadiga quase sempre se iniciam (ou se nucleiam) na superfície de um componente em um ponto de concentração de tensões. Alguns locais de nucleação de trincas são riscos superficiais, ângulos vivos, rasgos de chaveta, fios de rosca, moedas e micro defeitos. A carga cíclica aplicada pode produzir descontinuidades superficiais microscópicas que resultam dos degraus de escorregamento de discordâncias, as quais também podem atuar como concentradores de tensões. O processo de falha por fadiga é caracterizado por três etapas distintas: (1) iniciação de trinca, onde uma pequena trinca se forma em algum ponto de alta concentração de tensões; (2) propagação da trinca, durante a qual essa trinca avança incrementalmente com cada ciclo de tensões; e (3) a falha final, que ocorre muito rapidamente, uma vez que a trinca que está avançando tenha atingido um tamanho crítico (Callister, 2008).

A primeira fase do trincamento por fadiga é designada como estágio 1. Presume-se que o deslizamento de cristais que se estende por diversos grãos contíguos, inclusões e imperfeições superficiais, tenha forte influência no fenômeno. A segunda fase, aquela de extensão da trinca, é chamada de estágio 2. O avanço da trinca, isto é, o aumento da área fissurada produz evidências que podem ser observadas em micrografias de um microscópio eletrônico e acontece de forma ordenada. A fratura final acontece durante o estágio 3 da fadiga. Quando a trinca é suficientemente longa, há falha repentina e catastrófica do restante da seção transversal em sobrecarga. A fadiga de estágio 3 está associada à aceleração rápida do crescimento da trinca seguido de fratura (Shigley, Budynas, Mischke, 2005) A Figura 2.1 apresenta duas peças que falharam por fadiga sendo (a) eixo com rasgo de chaveta que falhou sob flexão rotativa. (b) Eixo de manivela de motor diesel que falhou sob torção e flexão combinadas.

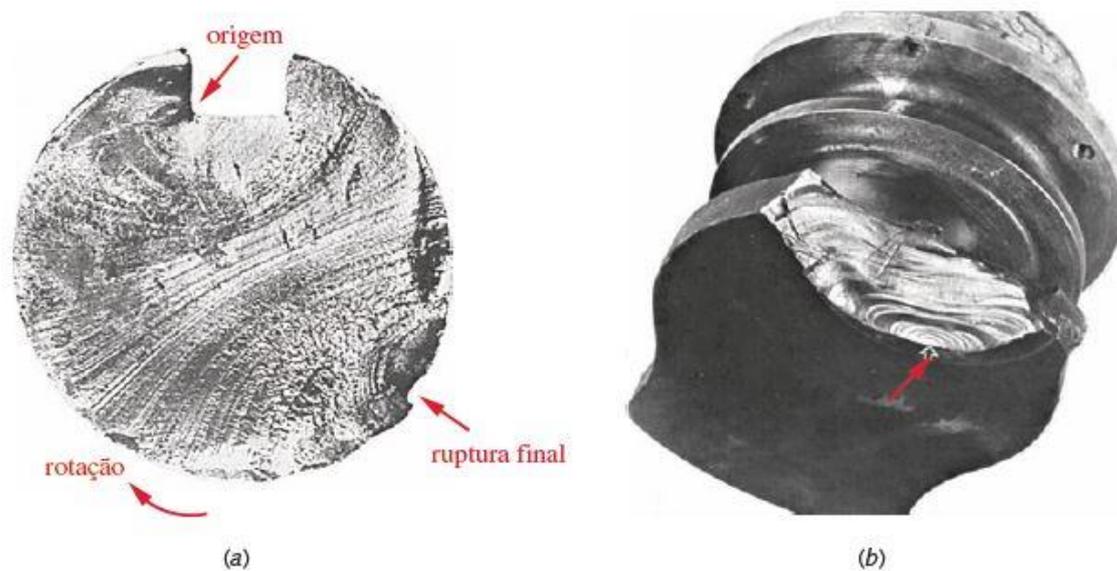


Figura 2.1: Peças que falharam por fadiga (a) Eixo com rasgo de chaveta que falhou sob flexão rotativa. (b) Eixo de manivela de motor diesel que falhou sob torção e flexão combinadas (Norton, 2013)

Três abordagens possíveis para o estudo do fenômeno de fadiga são utilizados em projeto e análise: o método tensão-vida, o método deformação-vida e o método da mecânica de fratura linear e elástica. Tais métodos intencionam prever a vida para um nível de carregamento especificado, em número de ciclos N , até a ocorrência de falha. A vida de $1 \leq N \leq 10^3$ ciclos é geralmente classificada como fadiga oligocíclica e é dominada por deformações plásticas. Para $N > 10^3$ ciclos enquanto se considera que a fadiga é policíclica e dominada por deformações elásticas. O método de tensão-vida, apresenta bom nível de precisão em condições onde a fadiga é controlada por deformações elásticas. É também o método mais tradicional. É o mais simples de se implementar para várias aplicações de projeto; além disso, tem muitos dados de suporte e representa de forma adequada aplicações policíclicas. O método deformação-vida envolve uma análise mais detalhada da deformação plástica em regiões onde as tensões e a deformação são consideradas para estimativas de vida. Esse método é especialmente eficaz em aplicações que envolvem fadiga oligocíclica. Ao empregá-lo, várias idealizações têm de ser compostas, de modo que haverá algumas incertezas nos resultados. O método da mecânica da fratura assume que uma trinca já esteja presente e tenha sido detectada. Dessa forma, ele é empregado para prever o crescimento dessa trinca relativamente à intensidade de tensão. É mais prático quando aplicado a estruturas grandes juntamente com códigos computacionais e um programa de inspeção periódico (Shigley, Budynas, Mischke, 2005).

Para avaliar os danos por fadiga, primeiro precisamos descrever o estado de tensão do corpo. O estado de tensão em um volume de material de um corpo, é descrito usando seis componente de tensão agindo em três planos ortogonais sendo três componentes normais e três componentes cisalhantes que

são respectivamente $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}$ e τ_{zx} no sistema coordenado X-Y-Z como mostrado na Figura 2.2. Nas componentes normais, denotados por σ , o plano paralelo ao qual a tensão age é referenciado com um subscrito. Tensões cisalhantes, denotadas por τ , contém dois subscritos sendo o primeiro o plano no qual a tensão cisalhante age e o segundo indica a direção no eixo coordenado a qual o esforço é paralelo. Para completamente descrever o estado de tensão são necessárias somente seis componente de tensão pois $\tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{yz} = \tau_{zy}, \tau_{zx} = \tau_{xz}$ (Socie, Marquis, 1997) como pode ser demonstrado por equilíbrio de momentos no elemento de tensão (Dantas, 2009).

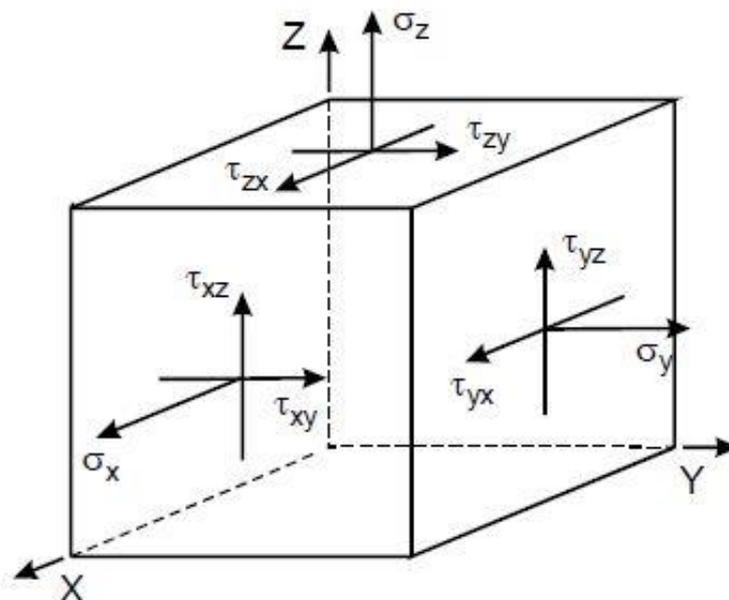


Figura 2.2: Componentes de tensão necessárias para descrever um estado de tensão em um ponto (Socie, Marquis, 1997)

Um estado de tensões genérico é apropriadamente descrito através do tensor de tensões apresentado na equação (2-1).

$$[\sigma(t)] = \begin{bmatrix} \sigma_x(t) & \tau_{xy}(t) & \tau_{xz}(t) \\ \tau_{yx}(t) & \sigma_y(t) & \tau_{yz}(t) \\ \tau_{zx}(t) & \tau_{zy}(t) & \sigma_z(t) \end{bmatrix} \quad (2-1)$$

Quando se deseja estimar danos gerados por fadiga, devemos expressar os esforços referentes às tensões em termos médios, mínimos, máximos, de frequência e de amplitude, pois os carregamentos são variáveis em relação ao tempo (Dantas, 2009). E por isso devemos expressar as tensões normais e cisalhantes em um plano material nesses termos. O primeiro conceito a ser abordado é o da história de carregamento.

O equacionamento de dois componentes do tensor com história de tensões senoidais e síncronas podem ser vistas nas equações (2-2) e (2-3) onde os subscritos m e a significam médio e amplitude

respectivamente e o termo $\delta_{xy,x}$ é o ângulo de fase entre os dois esforços aplicados, t é o tempo e ω é a velocidade angular.

$$\sigma_x(t) = \sigma_{x,m} + \sigma_{x,a} \sin(\omega t) \quad (2-2)$$

$$\tau_{xy}(t) = \tau_{xy,m} + \tau_{xy,a} \sin(\omega t - \delta_{xy,x}) \quad (2-3)$$

Uma história de tensão é dita síncrona quando as componentes do tensor estão na mesma frequência ou tem o mesmo período, e são chamadas assíncronas caso contrário. Histórias de carregamento podem ser classificadas em proporcionais, não proporcionais, síncronas e assíncronas. Uma história de tensão é proporcional quando existe uma relação fixa, representada pelo coeficiente ou fator de proporcionalidade, entre componentes de tensão ao longo da evolução da história. O não atendimento a essa condição torna os carregamentos não proporcionais (Dantas, 2009). A equação (2-4) apresenta a condição que define proporcionalidade.

$$\sigma_x = \kappa \cdot \tau_{xy} \quad (2-4)$$

O valor máximo σ_{max} , o valor mínimo σ_{min} , das componentes do tensor de tensões e o intervalo de tensões $\Delta\sigma$ são expressas respectivamente pelas equações (2-5), (2-6) e (2-7).

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \quad (2-5)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a \quad (2-6)$$

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2-7)$$

As razão de tensão R e a razão de amplitude A são importantes parâmetros a serem levados em conta quando se está realizando a avaliação dos carregamento em fadiga (Norton, 2013). As equações (2-8) e (2-9) abaixo mostram a definição das duas respectivamente.

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2-8)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (2-9)$$

Diferentes tipos de história de tensão são mostrados na Figura 2.3 abaixo onde são apresentados carregamentos em fadiga uniaxiais. Dependendo do valor encontrado para R , temos diferentes nomenclaturas para as histórias de tensão. Se $R = -1$ diz-se que a tensão é totalmente alternada. Se $R = 0$, diz-se que a tensão é repetida. Se $R > 0$, diz-se que a tensão é flutuante ou pulsante (Norton, 2013).

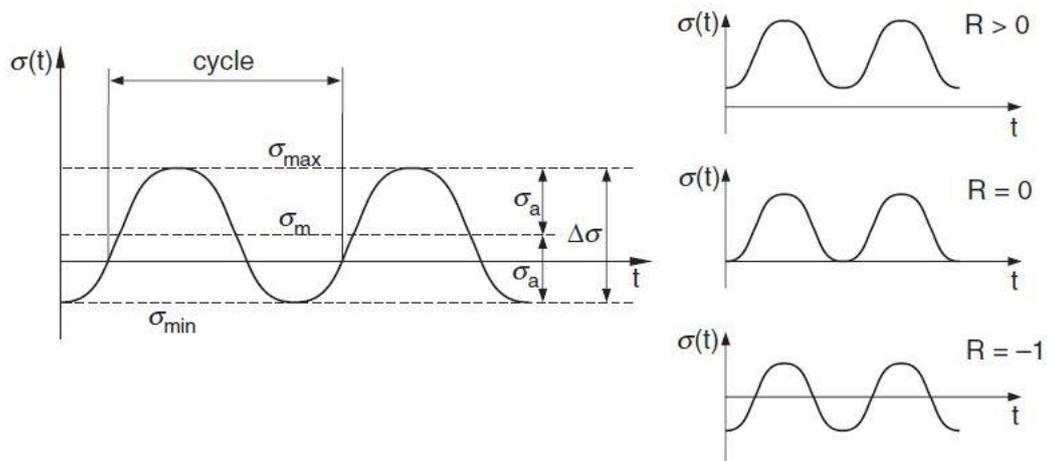


Figura 2.3: Definição das quantidades de tensão usadas para prever danos por fadiga sob carga de fadiga uniaxial (Susmel, 2009)

Quando um ponto material é submetido a uma história de tensões, ocorrem níveis de amplitudes de tensão maiores ou menores em distintos planos de corte, havendo ao menos um plano onde esse nível de tensão será maior e será responsável por gerar o dano por fadiga. Esse plano é denominado Plano Crítico (Pinto Neto, 2018).

2.2 DETERMINAÇÃO DAS TENSÕES EM UM PLANO QUALQUER

De forma similar ao que é válido para um corpo, a magnitude e orientação das tensões em um ponto, e correspondentes deformações, dependem da orientação de um plano em que o ponto está inserido naquele instante. Seis componentes de tensão (ou deformação) junto com relações de transformação adequadas descrevem completamente o estado de tensões e o estado de deformações em um ponto naquele plano (Socie, Marquis, 1997).

Geralmente se deseja estudar e verificar as tensões em todos planos diferentes dos determinados pelo eixo coordenado X-Y-Z. Para resolver as tensões em outros planos e direções, uma transformação de coordenadas é necessária (Socie, Marquis, 1997). Uma forma de fazê-lo é através do teorema de Cauchy. Pelo teorema, as tensões em qualquer plano material definido pelo vetor unitário \mathbf{n} tem relação com o vetor tensão \mathbf{t} através da equação (2-10). (Pinto Neto, 2018) Nota-se que o vetor de tensão \mathbf{t} depende não somente do ponto, mas também do plano sobre o qual atua. Tal fato é conhecido como Teorema de Cauchy (Dantas, 2009).

$$\mathbf{t}(t) = \sigma(t)\mathbf{n} \quad (2-10)$$

As equações (2-11) e (2-12) mostram os vetores \mathbf{t} e \mathbf{n} , respectivamente,

$$\mathbf{t} = (t_x(t) \quad t_y(t) \quad t_z(t))^T \quad (2-11)$$

$$\mathbf{n} = (n_x \quad n_y \quad n_z)^T \quad (2-12)$$

E as equações (2-13) (2-14) (2-15) mostram o cálculo de cada componente do vetor de tensões em função das componentes do tensor de tensões e das componentes do vetor normal unitário que dá a orientação ao plano de referência (Susmel, 2009).

$$t_x(t) = \sigma_x(t)n_x + \tau_{xy}(t)n_y + \tau_{xz}(t)n_z \quad (2-13)$$

$$t_y(t) = \tau_{yx}(t)n_x + \sigma_y(t)n_y + \tau_{yz}(t)n_z \quad (2-14)$$

$$t_z(t) = \tau_{zx}(t)n_x + \tau_{zy}(t)n_y + \sigma_z(t)n_z \quad (2-15)$$

Também podemos decompor \mathbf{t} em dois vetores. Um vetor tensão normal à superfície de corte denominado vetor tensão normal σ_n e outro paralelo à superfície de corte denominado vetor tensão cisalhante τ_n . O vetor tensão normal e o vetor tensão cisalhante são definidos respectivamente pelas equações (2-16) e (2-17) (Dantas, 2009).

$$\sigma_n = (\mathbf{t} \cdot \mathbf{n})\mathbf{n} \quad (2-16)$$

$$\tau_n = \mathbf{t} - \sigma_n \quad (2-17)$$

Quando deseja-se determinar as tensões em um plano material Δ cuja orientação é dada pelo vetor unitário \mathbf{n} , considera-se um ponto material O aqui tomado como a origem do sistema coordenado X-Y-Z. Para a determinação das tensões normais e cisalhantes é usual localizar as componentes do vetor \mathbf{n} em coordenadas esféricas e utilizar um novo sistema de coordenadas, esquematizado pela Figura 2.4 abaixo (Susmel, 2009).

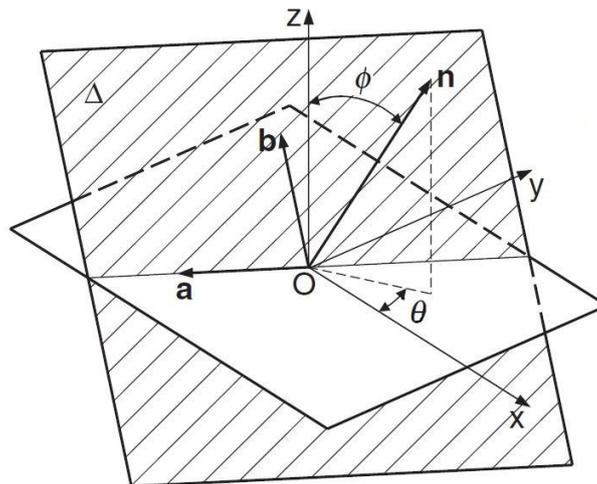


Figura 2.4: Ilustração dos ângulos θ e ϕ e vetores unitários definindo os sistemas coordenados relativo a um plano material genérico Δ (Susmel, 2009 - modificada)

É convencional e está esquematizado na Figura 2.4 a utilização dos ângulos θ e ϕ sendo θ o ângulo entre a projeção do vetor unitário \mathbf{n} no plano X-Y e o eixo x e ϕ o ângulo entre o vetor unitário \mathbf{n} e o eixo z. Com essa notação, qualquer plano material pode ser investigado fazendo os ângulos θ e ϕ variarem no intervalo $[0,2\pi]$ e $[0,\pi]$ respectivamente.

O novo sistema de coordenadas introduzido, $Oabn$ também pode ser visualizado na Figura 2.5. Nele podemos ver que o eixo n é paralelo ao vetor unitário \mathbf{n} que os vetores a e b estão contidos no plano Δ . As componentes dos vetores unitários nas direções de cada um dos eixos \mathbf{n} , \mathbf{a} , e \mathbf{b} são apresentados nas equações (2-18) (2-19) (2-20).

$$\mathbf{n} = (n_x \quad n_y \quad n_z)^T = (\sin \phi \cos \theta \quad \sin \phi \sin \theta \quad \cos \phi)^T \quad (2-18)$$

$$\mathbf{a} = (a_x \quad a_y \quad a_z)^T = (-\sin \theta \quad \cos \theta \quad 0)^T \quad (2-19)$$

$$\mathbf{b} = (b_x \quad b_y \quad b_z)^T = (-\cos \phi \cos \theta \quad -\cos \phi \sin \theta \quad \sin \phi)^T \quad (2-20)$$

Finalmente, para calcularmos a tensão normal σ_n e a tensão cisalhante τ_n referentes ao plano Δ utilizamos as equações (2-21), (2-22), (2-23) e (2-24):

$$\sigma_n(t) = t_x(t)n_x + t_y(t)n_y + t_z(t)n_z \quad (2-21)$$

$$\tau_{na}(t) = t_x(t)a_x + t_y(t)a_y + t_z(t)a_z \quad (2-22)$$

$$\tau_{nb}(t) = t_x(t)b_x + t_y(t)b_y + t_z(t)b_z \quad (2-23)$$

$$\tau_n(t) = \sqrt{\tau_{na}^2(t) + \tau_{nb}^2(t)} \quad (2-24)$$

Como o fenômeno de fadiga não é estático, para estimar apropriadamente os danos precisamos expressar as tensões em termos médios, máximos, mínimos e alternados em um plano material. Considerando ainda o plano Δ com sistema coordenado $Oabn$ temos que durante um ciclo de carregamento, a tensão normal, agora uma função de tempos, varia em magnitude, mas sempre permanece paralela ao eixo \mathbf{n} . Portanto, a tensão normal média e a amplitude da tensão normal podem ser determinadas pelas equações (2-25) e (2-26) onde t_1 e t_2 são dois instantes da história de carregamento cujo período é T (Bernasconi, Papadopoulos, 2005).

$$\sigma_{n,a} = \frac{1}{2} \left[\max_{t_1 \in T} \sigma_n(t_1) - \min_{t_2 \in T} \sigma_n(t_2) \right] \quad (2-25)$$

$$\sigma_{n,m} = \frac{1}{2} \left[\max_{t_1 \in T} \sigma_n(t_1) + \min_{t_2 \in T} \sigma_n(t_2) \right] \quad (2-26)$$

Além disso, as tensões normais máxima e mínima, $\sigma_{n,max}$ e $\sigma_{n,min}$ respectivamente, são definidas nas equações (2-27) e (2-28).

$$\sigma_{n,max} = \sigma_{n,m} + \sigma_{n,a} \quad (2-27)$$

$$\sigma_{n,min} = \sigma_{n,m} - \sigma_{n,a} \quad (2-28)$$

A determinação da tensão cisalhante média $\tau_{n,m}$ e a amplitude da tensão cisalhante $\tau_{n,a}$ em um plano genérico é bem mais complexa, principalmente porque o vetor $\tau_n(t)$ muda em magnitude, direção e sentido ao longo de sua história fazendo com que o cálculo da amplitude e o valor médio da tensão cisalhante sejam referentes a uma função vetorial (Susmel, 2009). A Figura 2.5 mostra a tensão normal e a tensão cisalhante em função do tempo, $\sigma_n(t)$ e $\tau_n(t)$ respectivamente em um plano Δ .

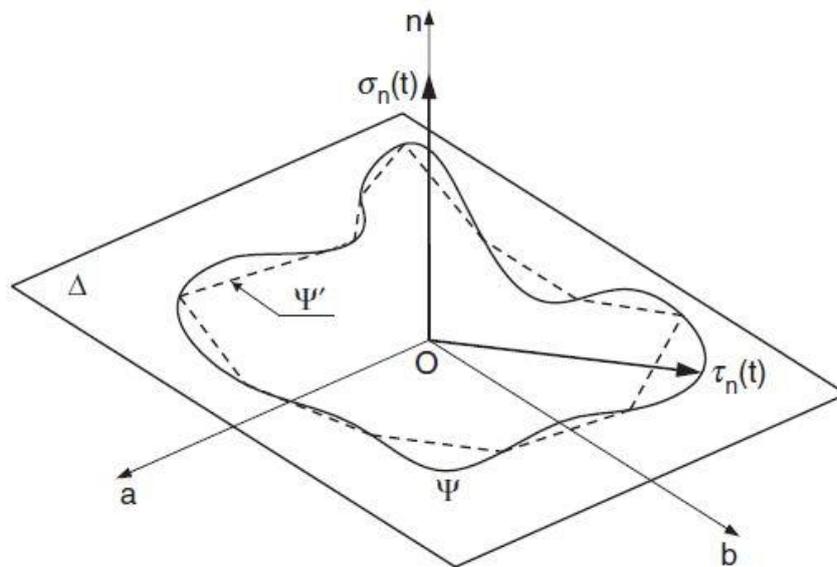


Figura 2.5: Tensão normal $\sigma_n(t)$ e tensão cisalhante $\tau_n(t)$ relativas ao plano material Δ (Susmel, 2009)

Na Figura 2.5 também podem ser visualizadas duas curvas fechadas ψ e ψ' sendo a primeira formada pelas projeções da tensão cisalhante ao longo de sua história no plano Δ e a segunda é um polígono fechado que pode ser formado através da determinação da tensão cisalhante normal ao plano em m diferentes instantes da história de carregamento. Quanto mais elevado número de instantes considerados, melhor ψ pode ser descrita por ψ' , o que significa $\lim_{m \rightarrow \infty} \psi' = \psi$ (Susmel, 2009).

Em muitos exemplos encontrados na engenharia, no entanto, é possível fazer aproximações ou simplificações das cargas sobre um corpo de forma que a tensão em um elemento mecânico possa ser analisada em um único plano. Quando isso ocorre diz-se que o material está sujeito a estado plano de tensão. Nessas condições o estado de tensão é representado exclusivamente por três componentes que agem sobre um elemento que tenha orientação específica nesse ponto (Beer, 2010). A Figura 2.6 abaixo apresenta o estado plano de tensões.

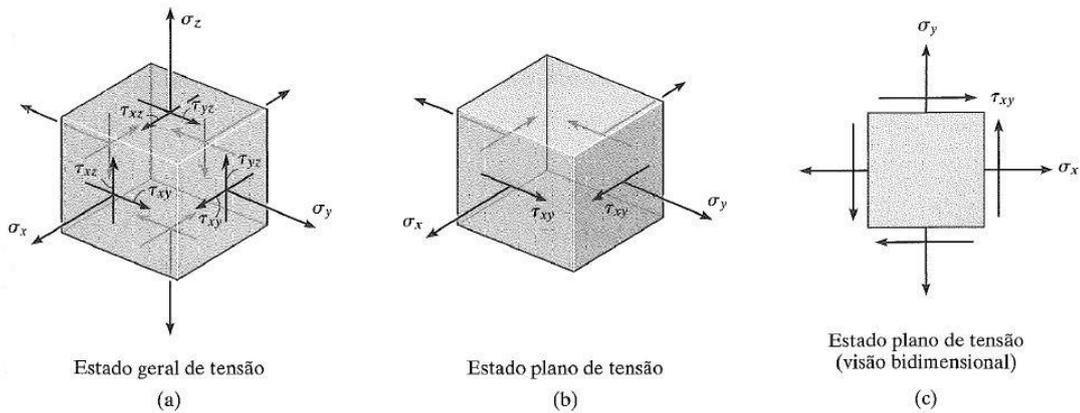


Figura 2.6: Estados de tensão (a) Estado geral de tensão (b) Estado plano de tensão (c) Estado plano de tensão sob vista bidimensional (Beer, 2010)

No estado plano de tensão, para verificar as diferentes tensões em orientação diferente é necessário fazer uma verificação de planos através do ângulo θ como é apresentada na Figura 2.7 abaixo.

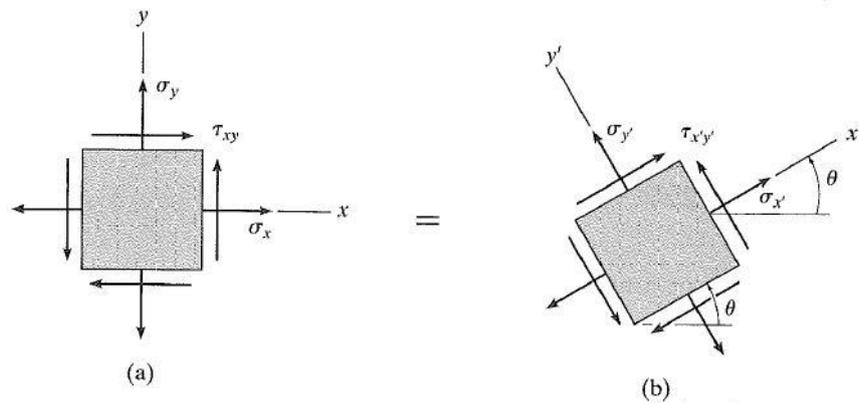


Figura 2.7: Diferentes orientações para o estado de tensão (a) Orientados pelo eixo x, y (b) Orientado pelo eixo x', y' (Beer, 2010)

A transformação das tensões em um plano x, y para as tensões no plano x', y' são realizadas através das equações (2-29), (2-30) e (2-31) abaixo,

$$\sigma_{x'} = \sigma_x \cos^2 \theta + \sigma_y \sin^2 \theta + \tau_{xy}(2\sin\theta\cos\theta) \quad (2-29)$$

$$\sigma_{y'} = \sigma_x \sin^2 \theta + \sigma_y \cos^2 \theta - \tau_{xy}(2\sin\theta\cos\theta) \quad (2-30)$$

$$\tau_{x'y'} = (\sigma_y - \sigma_x) \sin\theta\cos\theta + \tau_{xy}(\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \quad (2-31)$$

2.3 MODELOS MULTIAXIAIS

Componentes mecânicos frequentemente são utilizados sob carregamentos de fadiga multiaxial e por conta disso, o comportamento sob vida em fadiga multiaxial tem sido e continua sendo investigado por muitos pesquisadores (Susmel, Lazzarin, 2002). Os modelos utilizados para a compreensão fenomenológica mais conhecidos são os modelos empíricos, modelos baseados nos invariantes do tensor, modelos baseados em médias tensões e/ou deformações em volume material, modelos baseados na energia acumulada no material e modelos baseados na determinação de planos críticos (Dantas, 2009).

O presente trabalho pretende utilizar técnicas seguras e adequadas já validadas para realizar a avaliação dos danos de fadiga em componentes mecânicos sujeitos a histórias de tensão complexas. Entre as diferentes estratégias que foram exploradas a fim de conseguir previsões confiáveis e acuradas, algumas das metodologias mais interessantes e promissoras são aquelas baseadas no plano crítico (Dantas, 2009). A metodologia do plano crítico é geralmente a mais adequada para avaliação de fadiga multiaxial pois a mesma reflete a direção natural de propagação da trinca. Do ponto de vista conceitual, há algumas abordagens que definem o plano crítico como aquele onde τ_a é máximo, enquanto outras abordagens definem o plano crítico como a combinação mais severa de τ_a e $\sigma_{n,max}$. Dois dos modelos mais utilizados para a predição do limite de fadiga baseados no conceito de plano crítico são Smith-Watson-Topper e Fatemi-Socie (Pinto Neto, 2018).

2.3.1 MODELO DE FATEMI-SOCIE

O modelo proposto por Fatemi e Socie é uma modificação da abordagem de plano crítico proposta por Brown e Miller (1973). As deformações cisalhantes cíclicas governam a nucleação e o crescimento de micro trincas e as deformações normais favorecem o crescimento de micro trincas. Fatemi e Socie (1988) propuseram uma modificação sugerindo que o termo associado às deformações deveria ser substituído pela tensão normal. As deformações cisalhantes cíclicas governam a nucleação e o crescimento de micro trincas e as deformações normais favorecem o crescimento de micro trincas, enquanto as tensões normais favorecem o crescimento delas (Borges, 2018).

A Figura 2.8 representa o modelo de dano. Tensões cisalhantes em trincas irregulares resultam em forças de atrito que reduzem a as tensões na ponta da trinca dificultando o crescimento da mesma. Tensões e esforços de tração separarão as superfícies e reduzirão as forças de atrito favorecendo o crescimento da trinca. Esse modelo pode ser utilizado para descrever o efeito de tensão média diferente de modelos de plano crítico que incluem apenas termos de deformação (Socie, Marquis, 1997).

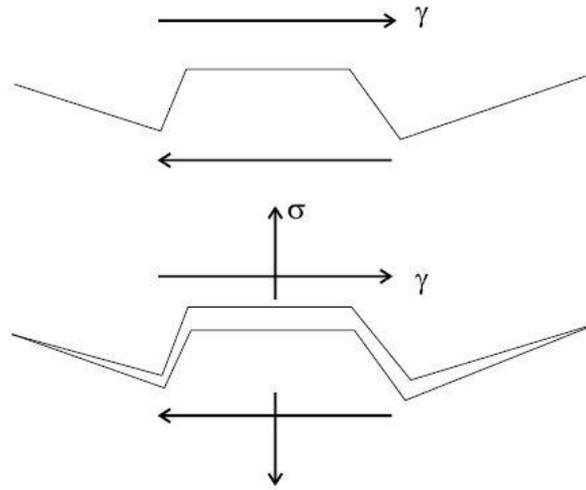


Figura 2.8: Base física do modelo Fatemi-Socie (Socie, Marquis, 1997)

O modelo de Fatemi-Socie é expresso na equação (2-32) abaixo onde $\Delta\gamma$ é a amplitude de deformação γ , k é uma constante material obtida a partir de testes de fadiga uniaxiais e/ ou torcionais ($0 \leq k \leq 1$), $\sigma_{n,máx}$ é a tensão máxima normal máxima e σ_y é a tensão de escoamento do material.

$$\frac{\Delta\gamma}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{n,máx}}{\sigma_y} \right) = f(N_f) \quad (2-32)$$

A equação (2-32) em função da vida e da deformação cisalhante modificada pela tensão normal para considerar os efeitos do fechamento da trinca é descrita pela equação (2-33) onde G é o módulo de cisalhamento, τ'_f é o coeficiente de resistência à fadiga cisalhante, γ'_f é o coeficiente de ductilidade à fadiga, b_0 e c_0 são expoentes de resistência a fadiga e ductilidade a fadiga respectivamente. A sensibilidade do material à tensão normal é através do termo k/σ_y (Socie, Marquis, 1997). A Tabela 2-1 abaixo apresenta aproximações para a obtenção das propriedades acima.

$$\frac{\Delta\gamma}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{n,máx}}{\sigma_y} \right) = \frac{\tau'_f}{G} (2N_f)^{b_0} + \gamma'_f (2N_f)^{c_0} \quad (2-33)$$

Tabela 2-1- Propriedades Axiais e Torcionais (Socie, Marquis, 1997)

Propriedade	Axial	Torcional
Coeficiente de Resistência à fadiga	σ'_f	$\tau'_f = \sigma'_f / \sqrt{3}$
Expoente de Resistência à fadiga	b	$b_0 \approx b$
Coeficiente de Ductilidade à fadiga	ε'_f	$\gamma'_f \approx \varepsilon'_f \cdot \sqrt{3}$
Expoente de Ductilidade à fadiga	c	$c_0 \approx c$
Módulo	E	G

O plano crítico de Fatemi-Socie é aquele orientado pela máxima amplitude da deformação cisalhante. Assim, esse modelo é adequado para descrever o comportamento de materiais quando a maior parte da vida em fadiga é consumida durante a nucleação das trincas, restando uma pequena parcela da vida para o crescimento das trincas (Borges, 2018).

2.3.2 MODELO SMITH-WATSON-TOPPER

O modelo de Smith, Watson e Topper (1970) foi desenvolvido com a finalidade de verificar os danos em materiais que falham predominantemente por crescimento de trincas no plano de máxima tensão ou deformação de tração. Esse tipo de falha ocorre em ferro fundido ou aço inoxidável sob certas histórias de carregamento. Nesses materiais, a nucleação de trincas ocorre devido ao cisalhamento mas rapidamente passa a ser controlada pelo crescimento da trinca em planos perpendiculares à atuação da máxima tensão e deformação principal como pode ser verificado na Figura 2.9 (Socie, Marquis, 1997).

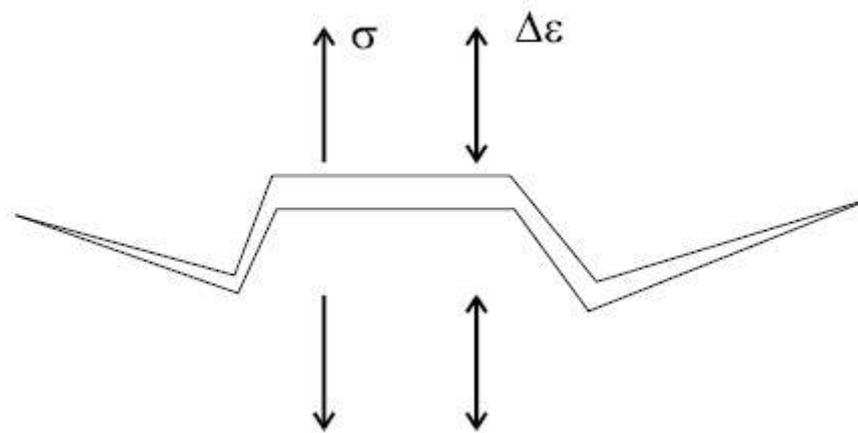


Figura 2.9: Base física do modelo Smith-Watson-Topper (Socie, Marquis, 1997)

Socie (1987) propôs um modelo de plano crítico baseado no parâmetro de Smith, Watson e Topper (1970) escrito de acordo com a Equação (2-34) onde $\Delta\epsilon_1$ é a amplitude da deformação principal máxima e $\sigma_{n,máx}$ é a tensão normal máxima no plano de deformação principal (Borges, 2018).

$$\frac{\Delta\epsilon_1}{2} \sigma_{n,máx} = f(N_f) \quad (2-34)$$

A equação (2-34) pode ser ajustada à dados de fadiga obtidos para uma carga axial totalmente alternada sendo então escrita no formato da equação (2-35) abaixo. Cada termo da equação pode ser verificado na Tabela 2-1 acima.

$$\frac{\Delta\epsilon_1}{2} \sigma_{n,máx} = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \epsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (2-35)$$

2.4 DIAGRAMA S-N

Para determinar o comportamento mecânico de materiais sob ação de cargas em fadiga, espécimes são submetidos a forças repetidas ou variáveis de magnitudes especificadas, ao passo que ciclos ou inversões são contados até a sua ruptura. Muitos testes se fazem necessário devida a natureza estatística da fadiga (Shigley, Budynas, Mischke, 2005). Geralmente a escolha das tensões adotadas nos ensaios baseia-se, inicialmente, na construção de uma curva aproximada da curva S-N. Para aços, define-se dois pontos sendo o primeiro dado pelo par: limite de resistência a fadiga S_e e número de ciclos usual para vida infinita N_{inf} e o segundo par dado pela tensão definida empiricamente pela relação de noventa por cento do limite de resistência a tração S_{rt} do material e mil ciclos. Esses dois pontos são representados respectivamente pelas equações (2-36) e (2-37).

$$(S_e, N_{inf}) = (0,5 \cdot S_{rt}, 10^6) \quad (2-36)$$

$$(0,9 \cdot S_{rt}, 10^3) \quad (2-37)$$

A curva entre esses dois pontos é traçada e estima-se os parâmetros da curva. O próximo passo é escolher níveis de vida, geralmente valores de 50 mil, 250 mil, 500 mil e 750 mil ciclos, para a partir dessas vidas, levando em consideração a curva estimada, calcular as tensões alternadas.

Os resultados dos testes são traçados em um diagrama $S - N$, também chamado curva de vida em fadiga ou curva de Whöler. Esse diagrama pode ser traçado em escala semi-log ou log-log. A ordenada do diagrama é denominada resistência a fadiga. A resistência à fadiga estabelece um limite de amplitude de tensão abaixo da qual não será observado o fenômeno de fadiga. (Dantas, 2009) Uma declaração dessa resistência deve sempre ser acompanhada de uma declaração do número de ciclos ao qual ela corresponde (Shigley, Budynas, Mischke, 2005). Abaixo, a figura 2.10 mostra uma curva $S - N$ esquemática traçada em uma escala semilogarítmica.

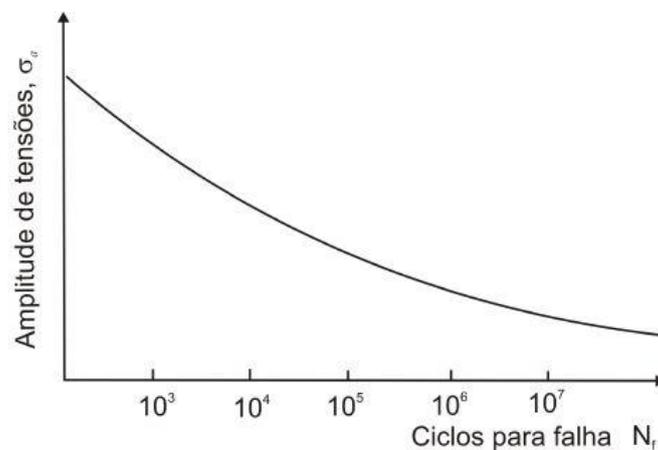


Figura 2.10: Curva S-N esquemática traçada em escala semilogarítmica (Dantas, 2009)

A importância dessa curva está no uso de análises estatísticas e interpretações de dados em fadiga do tipo $S - N$ a fim de caracterizar ou prever o comportamento de amostras futuras desse mesmo material em condições similares às do experimento. Para que análises estatísticas sejam aplicáveis, certo grupo de dados precisa ser razoavelmente assumido como uma amostra ou representação de uma população específica ou universo de materiais de interesse (ASTM, 2015).

No diagrama Tensão-Vida $S - N$, a variável dependente, vida em fadiga N dada em ciclos é traçada na abcissa e a variável independente, que pode ser: Tensão máxima, $S_{m\acute{a}x}$, Faixa de tensão S_r , ou amplitude de tensão S_a , dada em psi, ksi, MN/m², ou MPa, é traçada na ordenada. Os eixos podem estar em escala aritmética ou logarítmica (ASTM, 2018).

Quando uma componente de tensão média é somada à componente alternada, o material apresenta falhas com tensões alternadas diferentes das que ocorreriam sob um carregamento puramente alternado. Tensões médias de compressão têm efeito benéfico, e tensões médias de tração são prejudiciais. A Figura 2.11 mostra o fenômeno por meio da curva $S - N$ em eixos semilogarítmicos para um material hipotético com tensão média de compressão, nenhuma tensão média e tensão média de tração.

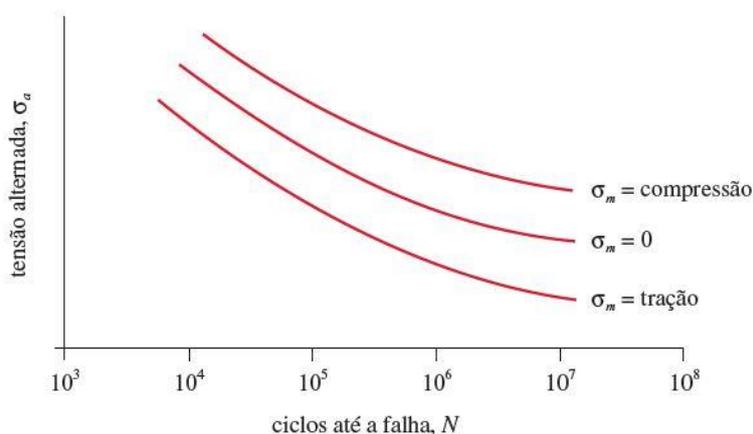


Figura 2.11: Efeito da tensão média na vida em fadiga (Norton, 2013)

É possível relacionar o número de ciclos até a falha N_f com a amplitude da tensão σ_a para um dado material pela seguinte relação expressa pela equação (2-38) abaixo onde b é o expoente de resistência a fadiga e σ_f' é o coeficiente de resistência a fadiga.

$$\sigma_a = \sigma_f' (2N_f)^b \quad (2-38)$$

A relação expressa em (2-38) é conhecida como equação de Basquin e é válida para vários materiais metálicos de engenharia não entalhados submetidos apenas a histórias de carregamento uniaxial de alto ciclo sem tensões médias (Dantas, 2009).

2.5 MECÂNICA DA FRATURA LINEAR E ELÁSTICA

A fratura é a separação de um corpo em duas ou mais partes em resposta à imposição de uma tensão que é constante ou que varia ao longo do tempo. A fratura geralmente cresce a partir de descontinuidades no material. Considera-se que todo material contém pequenas trincas cujo tamanho e distribuição depende de seu processamento. São alguns exemplos de defeitos que favorecem o surgimento de trincas as inclusões não metálicas e micro lacunas, defeitos de solda, trincas de afiação, trincas de têmpera e dobras de superfície (Norton, 2013).

Trincas de fadiga, em sua maioria, se iniciam nos locais de maior concentração de tensões. Quando uma trinca aparece, o problema deve ser tratado do ponto de vista do mecanismo de falha para fratura ao invés de um problema de concentração de tensões em um furo ou entalhe. A definição de uma trinca em análises elásticas é uma elipse de formato extremamente agudo. Quanto mais aguda se torna a elipse que define o furo, mais a concentração de tensão na raiz da trinca tende a aumentar, independentemente do tamanho da trinca, o que não é verificado experimentalmente. Portanto, não é apropriado comparar a máxima tensão na raiz de uma trinca com seu concentrador de tensão (Murakami, 2002).

A ferramenta de análise adequada é a mecânica da fratura linear e elástica (MFLE). São considerações dessa metodologia de análise a pressuposição de presença de uma trinca, o estado de tensão na região da trinca deve ser o estado plano de deformações ou de tensões, a região de escoamento em torno da trinca deve ser pequena se comparada às dimensões da peça e a maior parte do material deve estar se comportando de acordo com a lei de Hooke. Atendidas essas condições, a teoria da mecânica da fratura linear-elástica é aplicável (Norton, 2013).

Três modos distintos de propagação de trinca existem e eles são diferenciados através da orientação entre o carregamento e a trinca. Tensão de tração tenderão a abrir a trinca e darão origem ao modo I, o modo de propagação da trinca aberta. O modo II é o modo de deslizamento e é devido ao cisalhamento no plano. O modo III é o modo de rasgamento que surge a partir do cisalhamento fora do plano. Combinações desses modos também podem ocorrer, mas a maioria das pesquisas da mecânica da fratura e testes têm sido voltados ao caso do carregamento de tração, Modo I (Shigley, Budynas, Mischke, 2005). A Figura 2.12 mostra os três modos de propagação da trinca.

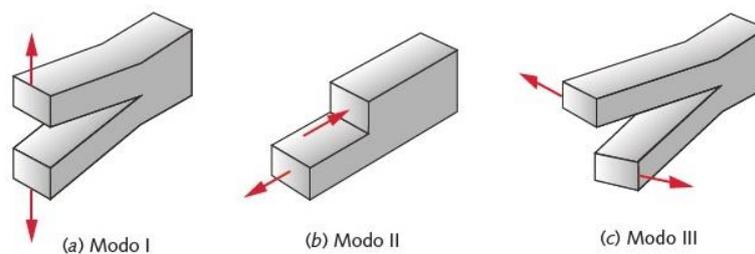


Figura 2.12: Os três modos de propagação da trinca (Norton, 2013)

Para a discussão que se segue, supõe-se que MFLE se aplica. Para a determinação das magnitudes das tensões nas vizinhas de uma trinca em uma placa de comprimento $2b$, sob tração, feita de material isotrópico e em regime linear elástico com uma trinca transversal no centro de comprimento $2a$, de modo I, aguda como mostra a Figura 2.13 (a) assume-se que b é muito maior do que a . O plano da trinca é $x - y$ mas um sistema de coordenadas polares $r - \theta$ também é utilizado no plano $x - y$ com sua origem na ponta da trinca como mostra a Figura 2.13 (b) (Norton, 2013).

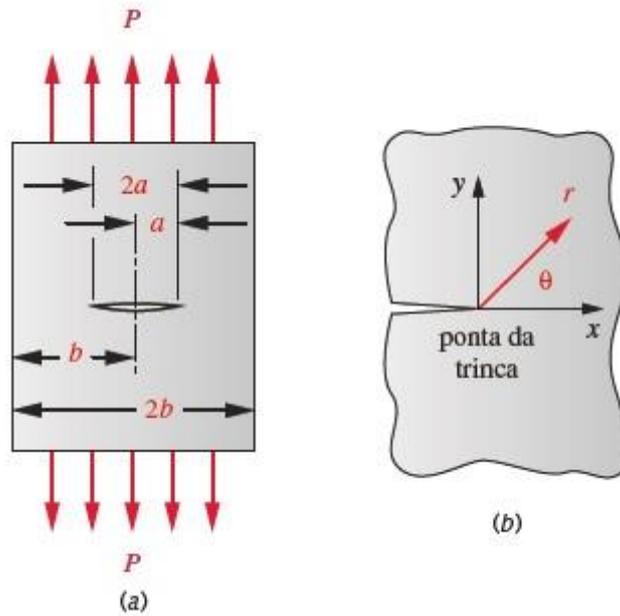


Figura 2.13: Uma trinca passante em uma placa sob tensão (a) e (b) (Norton, 2013)

As tensões em torno da borda da trinca, expressa como uma função de coordenadas polares, são descritas pelas equações (2-39), (2-40), (2-41), (2-42) ou (2-43) e (2-44) omitindo os termos pequenos de ordem superior. (Norton, 2013).

$$\sigma_x = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 - \operatorname{sen} \frac{\theta}{2} \operatorname{sen} \frac{3\theta}{2} \right] + \dots \quad (2-39)$$

$$\sigma_y = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 + \operatorname{sen} \frac{\theta}{2} \operatorname{sen} \frac{3\theta}{2} \right] + \dots \quad (2-40)$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \operatorname{sen} \frac{\theta}{2} \operatorname{sen} \frac{3\theta}{2} \dots \quad (2-41)$$

$$e, \quad \sigma_z = 0, \quad \text{para estado plano de tensões} \quad (2-42)$$

$$\text{ou,} \quad \sigma_z = \nu(\sigma_x + \sigma_y), \quad \text{para estado plano de deformações} \quad (2-43)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = 0 \quad (2-44)$$

A quantidade K é o fator de intensidade de tensão. O subscrito que o acompanha designa o modo I, II ou III do carregamento, como em K_I, K_{II}, K_{III} . A unidade de medida de K é $[Mpa\sqrt{m}]$ ou $[kpsi\sqrt{in}]$.

O fator de intensidade de tensão é função da geometria, do tamanho e da forma da trinca, e do tipo de carregamento. Para várias configurações geométricas, K é descrito através da equação (2-45) onde β é o fator de modificação da intensidade de tensão adimensional (Shigley, Budynas, Mischke, 2005). Os valores de β para várias geometrias e carregamentos pode ser encontrado em manuais e handbooks (Norton, 2013).

$$K_I = \beta\sigma\sqrt{\pi a} \quad (2-45)$$

Para gerar dados sobre a influência das tensões alternadas sobre o comprimento da trinca, uma certa quantidade de espécimes do mesmo material é testado a vários intervalos de tensão $\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min}$ e o intervalo de intensidade de tensão por ciclo é apresentado com a equação (2-46) abaixo (Norton, 2013).

$$\Delta K_I = \beta(\sigma_{max} - \sigma_{min})\sqrt{\pi a} = \beta\Delta\sigma\sqrt{\pi a} \quad (2-46)$$

O logaritmo da taxa de crescimento da trinca em relação ao número de ciclos da/dN é calculado e traçado vs. o logaritmo do intervalo do fator de intensidade de tensão ΔK como mostrado na Figura 2.14. A curva em formato de S é dividida nos estágios de início, propagação e instabilidade respectivamente. Nessa curva também é interessante a apresentação do fator de intensidade de tensão do ponto limite inicial ΔK_{th} . Um intervalo do fator de intensidade de tensão ΔK inferior a ΔK_{th} não causa o crescimento da trinca até a fadiga (Norton, 2013).

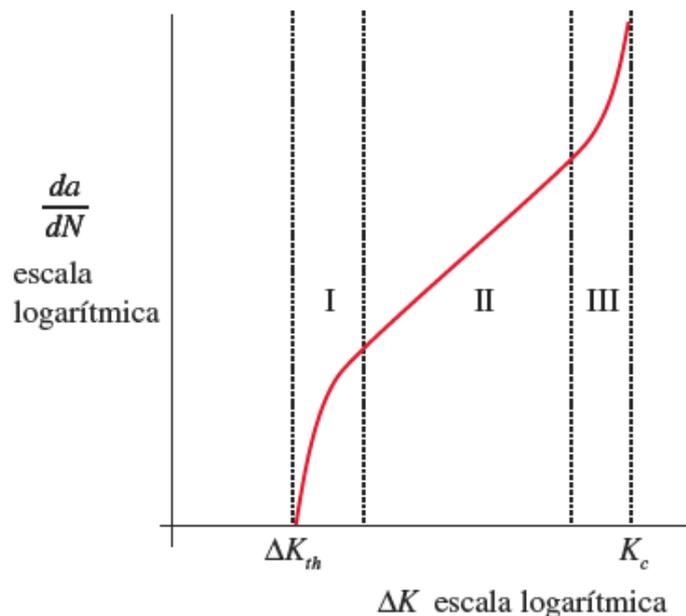


Figura 2.14: As três regiões da curva de crescimento da trinca (Norton, 2013)

2.6 MICRODEFEITOS

Para trincas como apresentadas até o capítulo anterior, que apresentam dimensões maiores do que alguns milímetros, tínhamos que nas regiões limites de crescimento de trinca, o valor limitante do intervalo de intensidade de tensão para o qual uma trinca não vai crescer ΔK_{th} era uma característica do material. Com a diminuição do tamanho da trinca, os valores de ΔK_{th} diminuem e esse fenômeno não pode ser ignorados em aplicações práticas (Murakami, 2002).

As teorias tradicionais do efeito de entalhe, baseadas no efeito de concentradores e gradiente de tensão, são válidas para entalhes que tem dimensões maiores do que 1 mm. Com a diminuição do tamanho do entalhe, essas teorias se tornam inválidas. Existem muitos fatores que influenciam a resistência a fadiga e por isso não houve ainda o estabelecimento de uma teoria unificadora. Alguns fatores são o tamanho e forma do defeito de superfície, a presença de inclusões e composição química (Murakami, 2002).

São exemplos de micro defeitos encontrados em aplicações de engenharia e já estudados pela literatura: furos muito pequenos com diâmetros variando de 40 a 500 μm e profundidade maior do que 40 μm , entalhes rasos com profundidades que variam de 5 a 300 μm , trincas circunferenciais com profundidades variando de 30 a 260 μm , indentação de dureza Vickers de comprimento superficial com valor de 72 μm (Murakami, 2002) que são apresentados na Figura 2.15. Outros exemplos encontrados na literatura são pontos de corrosão e entalhes circunferenciais (Schönbauer; Yanase; Endo, 2017) apresentados na Figura 2.16 abaixo assim como arranhões em diferentes direções (Nishimura, et al, 2017) e pequenas trincas e defeitos rasos (Beretta; Foletti; Valiullin, 2011).

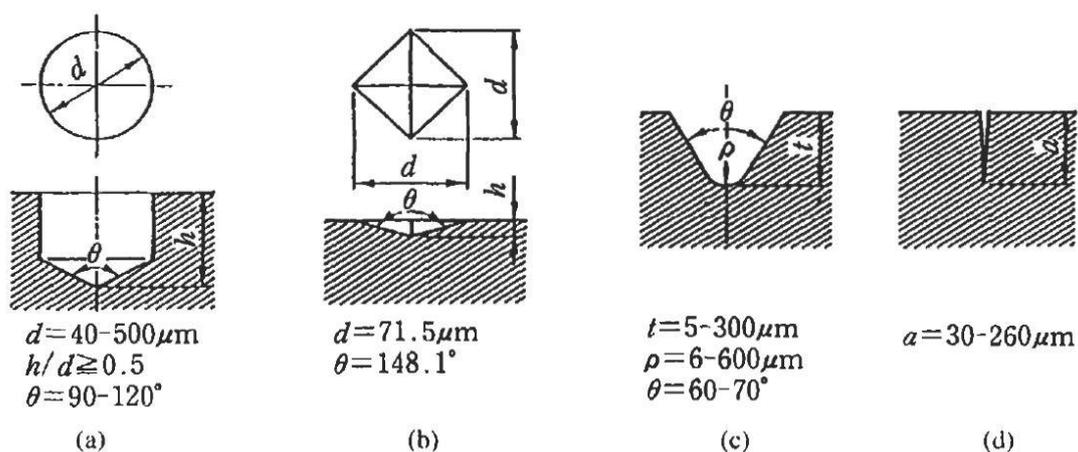


Figura 2.15: Geometria de defeitos artificiais (a) Furos (b) Identação Vickers (c) Entalhe (d) Trinca circunferencial (Murakami, 2002)

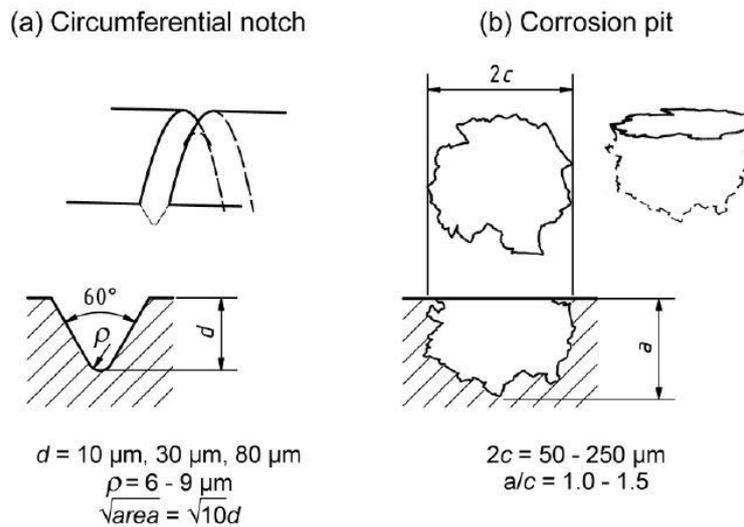


Figura 2.16: Geometria de defeitos artificiais (a) Entalhe circunferencial (b) Pontos de corrosão (Schönbauer; Yanase; Endo, 2017 - modificada)

Murakami propõe uma avaliação quantitativa e, talvez unificadora que descreva os efeitos de pequenos defeitos na resistência a fadiga. O autor fez uma investigação sobre como avaliar quantitativamente a transição das leis que governam trincas longas para as leis que governam as regiões de pequenas trincas e propõe um novo parâmetro geométrico para uma avaliação quantitativa do efeito de pequenos defeitos, pequenas trincas e inclusões não metálicas sob a resistência a fadiga.

Seu trabalho também pode ser entendido como a determinação do tamanho da zona de transição para a qual uma lei deve ser definida. O autor computou a influência não somente de defeitos 2D, que são bem descritos através da profundidade de entalhes e tamanho de trinca mas também de defeitos 3D como furos cegos, defeitos e trincas de superfície. Defeitos 2D e 3D foram tratados em uma única categoria e foram avaliadas de forma unificada.

2.7 CRITÉRIO \sqrt{area}

Ao traçar os gráficos $S - N$ de corpos de prova para ensaios de flexão rotativa, com furos de diferentes dimensões e encontrar trincas não-propagantes em todos os espécimes, Murakami e Endo (1978) concluíram que o limite de resistência a fadiga para espécimes contendo pequenos defeitos não é a condição crítica para início da trinca nos cantos do furo, mas é a condição limitante para a não propagação de trincas emanando dos furos.

Para estudar os efeitos de pequenos defeitos, Inicialmente, Murakami e Endo (1983) introduziram pequenos furos artificiais para simular pequenos defeitos naturais em corpos de prova. Os

diâmetros selecionados estavam na faixa de 40 a 200 μm e tinham profundidade de mesmo tamanho que o diâmetro. Estes são representado na Figura 2.17.

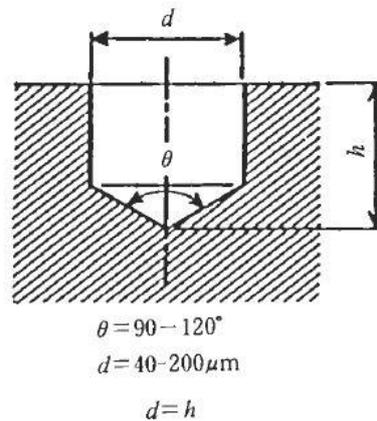


Figura 2.17: Geometria do furo artificial. (Murakami, 2002)

Foi verificado que a ordem de grandeza do fenômeno que buscavam entender se encontrava entre 40 μm e 1000 μm . Experimentalmente, valores de micro defeitos inferiores a 40 μm não apresentaram qualquer efeito no limite de resistência a fadiga em relação ao observado em corpos de prova sem entalhe e os efeitos de defeitos de ordem próxima a 1000 μm são melhor explicados pelas teorias que levam em conta o fator de concentração de tensão K_t .

Além disso, perceberam que o tamanho do defeito é mais crucial para a resistência a fadiga do que o fator de concentração de tensão K_t para micro defeitos. Em outras palavras, K_t não é o fator crucial que controla a resistência a fadiga em micro defeitos. Os efeitos do diâmetro do furo sobre a resistência a fadiga para ensaios de flexão rotativa para diferentes materiais podem ser vistos na Figura 2.18 (Murakami, 2002).

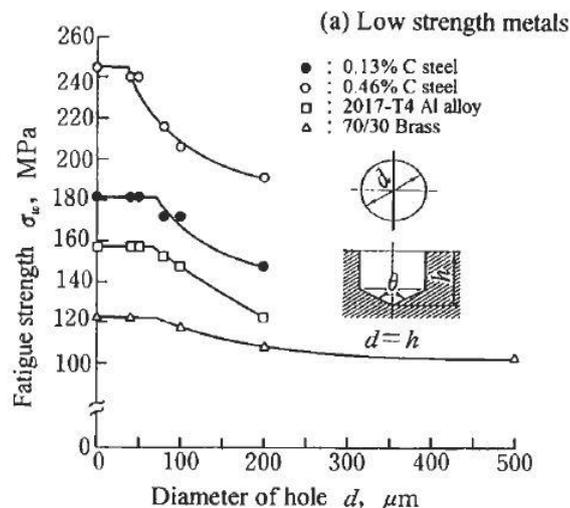


Figura 2.18: Efeitos do diâmetro do furo sobre a resistência a fadiga para ensaios de flexão rotativa para diferentes materiais. (Murakami, 2002)

Considerando que a condição para o limite de fadiga é a não propagação de trincas, Murakami propõe que o problema de pequenos defeitos é essencialmente um problema de pequenas trincas e sugere que se aborde esse problema usando fator de intensidade de tensão ao invés de concentradores de tensão.

Murakami e Nemat-Nasser (1983) investigaram o máximo valor admissível para o fator de intensidade de tensão de trincas superficiais e irregulares e mostraram que o valor máximo do fator de intensidade de tensão, $K_{I,máx}$ tem forte correlação com o parâmetro \sqrt{area} . Portanto, houve a proposta de se avaliar os defeitos internos do material através da área efetiva do defeito que englobasse o contorno dessa projetada sobre o plano de interesse que é o plano de máxima tensão principal. A Figura 2.19 mostra defeitos de forma irregular e como é a forma de estimar o valor efetivo da sua área.



Figura 2.19: Trincas com formato irregular e método para estimar a área efetiva (Murakami, 2002)

A Figura 2.20 representa a forma de estimar a área projetada para uma trinca de superfície oblíqua de forma arbitrária.

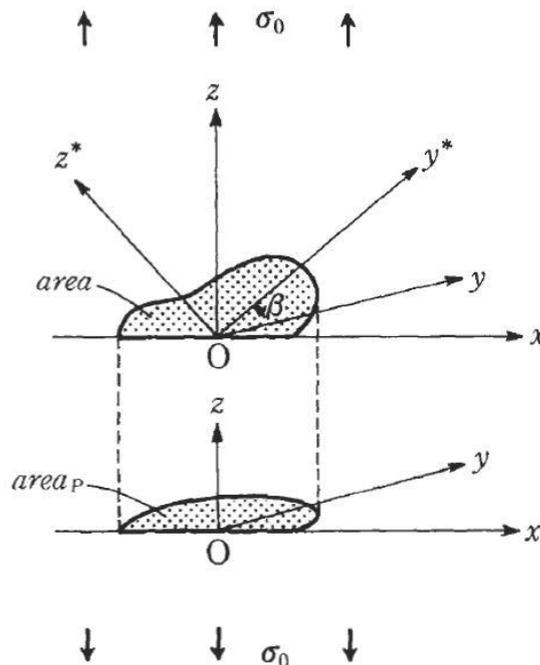


Figura 2.20: Área projetada equivalente de uma trinca arbitrária em uma superfície oblíqua (Murakami, 2002)

Para uma trinca interna à peça em um plano $x - y$ de um sólido infinito sob tensão nominal σ aplicada na direção z , o máximo valor do fator de intensidade de tensão K_I ao longo da trinca é dado

aproximadamente pela relação apresentada na equação (2-47). De forma similar, para uma trinca na superfície valor do fator de intensidade de tensão K_I é dado pela equação (2-48) (Murakami, 2002).

$$K_{I,máx} = 0,5\sigma\sqrt{\pi\sqrt{area}} \quad (2-47)$$

$$K_{I,máx} = 0,65\sigma\sqrt{\pi\sqrt{area}} \quad (2-48)$$

Para o caso onde existe uma trinca perto de uma cavidade, uma trinca interna ou outra trinca de superfície, a interação dessas duas, causa aumento no valor do fator de intensidade de tensão quando comparado com o da trinca isolada (Murakami, 2002). Na Figura 2.21, que mostra duas trincas semicirculares adjacentes submetidas a tensão nominal perpendicular às superfícies das trincas temos o máximo fator de intensidade de tensão no ponto A.

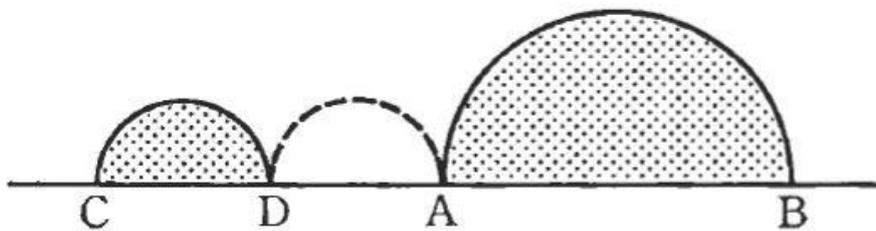


Figura 2.21: Efeito de interação entre duas trincas adjacentes (Murakami, 2002)

Murakami não determina equacionamento simples que expresse facilmente a interação, entretanto relata que, via de regra, se há espaço o suficiente entre as duas trincas para caber mais uma com dimensões iguais a menor dentre elas, então $K_{I,máx}$ é aproximadamente igual ao $K_{I,máx}$ da maior das trincas isolada. Em distâncias inferiores a essa, K_I aumenta substancialmente e as trincas tendem a coalescer em um pequeno número de ciclos e nesse caso, utiliza-se como área efetiva, a soma dos três semicírculos como na Figura 2.21 (Murakami, 2002).

2.7.1 PREDIÇÃO DO LIMITE DE RESISTÊNCIA A FADIGA UNIAXIAL ATRAVÉS DO CRITÉRIO \sqrt{area}

Ao verificar que o critério \sqrt{area} apresenta forte correlação com o máximo fator de intensidade de tensão $K_{I,máx}$, o próximo passo foi ver se \sqrt{area} também poderia ser um parâmetro promissor para usar como característica dimensional a fim de avaliar os efeitos de vários formatos e dimensões de pequenos defeitos na resistência a fadiga. A Figura 2.22 é o gráfico que mostra a relação, em escalas logarítmicas, entre o limite de fadiga por flexão rotativa, σ_w e a raiz quadrada da área projetada, \sqrt{area} de pequenos defeitos para um aço carbono médio recozido. Na Figura 2.22, as razões h/d são as relações geométricas entre a profundidade h e o diâmetro d do furo artificial inserido.

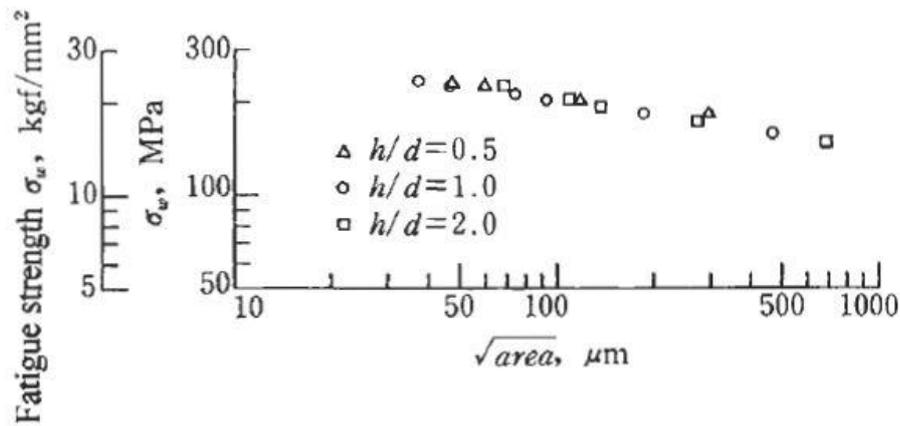


Figura 2.22: Relação em escalas logarítmicas entre o limite de resistência a fadiga por flexão rotativa, σ_w e a raiz quadrada da área projetada, \sqrt{area} de pequenos defeitos para aço carbono médio recozido. (Murakami, 2002)

Resultados experimentais verificaram que a relação determinada graficamente entre o limite de fadiga por flexão rotativa, σ_w e a raiz quadrada da área projetada, \sqrt{area} mostra uma inclinação de $-1/6$ e portanto, a relação entre as duas pode ser descrita através da equação (2-49) com $n = 6$.

$$\sigma_w^n \sqrt{area} = C \quad (2-49)$$

A equação (2-49) se mostra muito acurada para materiais avaliados individualmente mas tem como desvantagem a necessidade de que testes de fadiga sejam realizadas para cada material a fim de determinar os parâmetros n e C que podem diferir para cada material (Murakami, 2002). Para tornar a determinação do limite de fadiga por flexão rotativa σ_w mais simples e menos custosa, Murakami verificou a possibilidade de fazer a previsão dessa por meio do parâmetro geométrico proposto \sqrt{area} e um parâmetro material facilmente mensurável.

Como Murakami havia sido bem sucedido em relacionar o limite de resistência a fadiga para materiais com defeitos internos, para uma condição de não propagação de trincas, verificou se existia uma relação entre o parâmetro fator de intensidade de tensão do ponto limite inicial ΔK_{th} e o parâmetro geométrico proposto \sqrt{area} . Se fosse possível encontrar uma relação explícita entre os parâmetros anteriores, a determinação quantitativa do limite de fadiga por flexão rotativa σ_w seria simples.

Uma grande quantidade de dados de ensaios de fadiga por flexão rotativa e de tração compressão em diferentes materiais com diferentes geometrias foram analisados e destes foram determinados os valores do fator de intensidade de tensão do ponto limite inicial ΔK_{th} através da substituição do termo σ pela amplitude de tensão no limite de fadiga na equação (2-48). Uma relação aproximadamente linear de inclinação $1/3$ foi encontrada entre o parâmetro ΔK_{th} e o parâmetro \sqrt{area} independente do material e para $\sqrt{area} < 1000\mu m$. A equação (2-50) é a expressão válida para os casos estudados.

$$\Delta K_{th} \propto (\sqrt{area})^{\frac{1}{3}} \quad (2-50)$$

A Figura 2.23 mostra a relação empírica encontrada entre ΔK_{th} e \sqrt{area} em escalas logarítmicas para vários pequenos defeitos e trincas em diferentes materiais. .

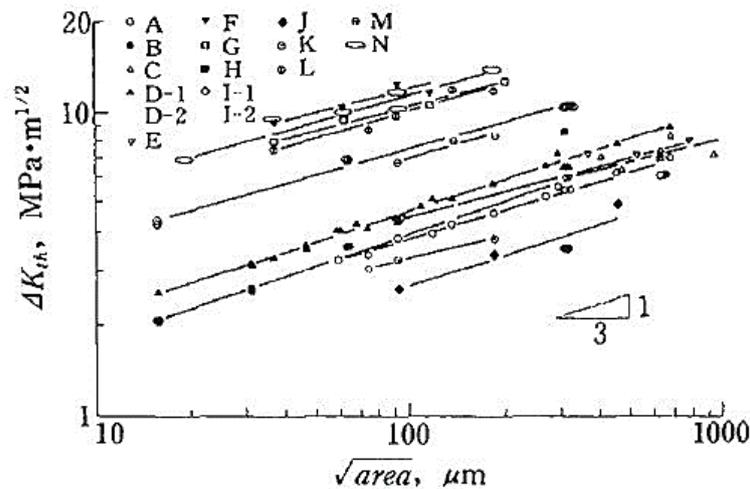


Figura 2.23: Relação entre ΔK_{th} e \sqrt{area} em escalas logarítmicas para vários pequenos defeitos e trincas em diferentes materiais (Murakami, 2002)

Quando foi selecionar a propriedade material apropriada dentre as que poderiam ser correlacionadas com o fator ΔK_{th} , Murakami optou pela dureza Vickers pela simplicidade de sua medição e também pela disponibilidade de dados. Observou-se empiricamente que o limite de resistência a fadiga não é diretamente proporcional à dureza Vickers.

Ao se comparar materiais iguais com dureza diferente, observa-se que materiais com maior dureza Vickers possui maiores valores de ΔK_{th} e maiores valores de tensão limite de fadiga (Murakami, 2002). A relação entre o fator de intensidade de tensão do ponto limite inicial ΔK_{th} e a dureza Vickers é descrito através da equação (2-51) abaixo onde C é uma constante independente do material.

$$\Delta K_{th} \propto (H_v + C) \quad (2-51)$$

A validade de (2-51) foi verificada para grande gama de materiais após traçar gráfico $\Delta K_{th}/\sqrt{area}$ vs H_v , onde H_v é a dureza Vickers. Da combinação das equações (2-50) com (2-51) obtêm-se a equação (2-52) onde C_1 e C_2 são constantes independentes do material que podem ser determinadas aplicando-se o método dos mínimos quadrados.

$$\Delta K_{th} = C_1(H_v + C_2)(\sqrt{area})^{\frac{1}{3}} \quad (2-52)$$

A equação resultante encontrada para os materiais estudados está descrita em (2-53) e a Figura 2.24 apresenta o gráfico encontrado. As unidade de ΔK_{th} e \sqrt{area} são $Mpa \cdot m^{\frac{1}{2}}$ e μm respectivamente.

$$\Delta K_{th} = 3,3 \cdot 10^{-3} (H_v + 120) (\sqrt{area})^{\frac{1}{3}} \quad (2-53)$$

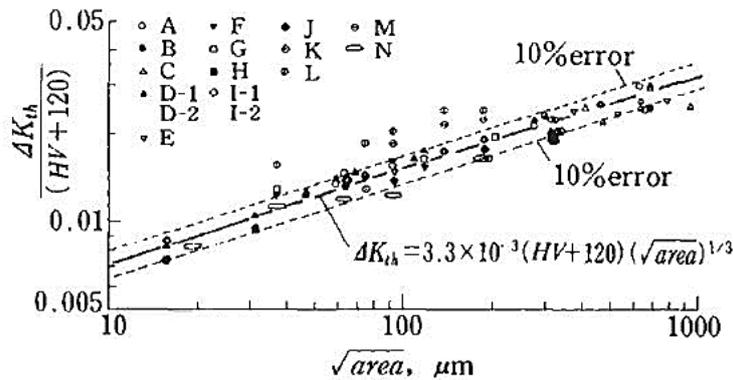


Figura 2.24: Relação entre $\Delta K_{th}/(H_v + 120)$ e \sqrt{area} (Murakami, 2002)

Combinando a equação (2-53) com (2-48), obtêm-se a resistência a fadiga para um corpo de prova com trincas e esta é descrita através da equação (2-54) abaixo

$$\sigma_w = 1,43(H_v + 120)/(\sqrt{area})^{\frac{1}{6}} \quad (2-54)$$

A exceção de aços inoxidáveis, para os materiais estudados, foram encontradas diferenças menores do que 10% entre os valores de ΔK_{th} e σ_w previstos e os determinados experimentalmente pelas equações (2-53) e (2-54) para todos.

Pode-se portanto concluir que as equações (2-53) e (2-54) são válidas para entalhes extremamente rasos com profundidade entre 5 a 20 μm e para pequenas trincas ou pequenos furos com diâmetros de entre 40 a 500 μm e $\sqrt{area} < 1000 \mu m$ (Murakami, 2002). Também é importante reiterar que a relação entre o parâmetro \sqrt{area} e a tensão limite de fadiga σ_w , deve ser analisada na situação onde o limite de fadiga do material não é a condição crítica para iniciação de trinca, mas sim a condição para não propagação de uma trinca que possa resultar na fadiga de um material, até 10^7 ciclos.

2.7.2 PREDIÇÃO DO LIMITE DE RESISTÊNCIA A FADIGA EM TORÇÃO ATRAVÉS DO CRITÉRIO \sqrt{area}

Murakami e Endo (1987) também verificaram que trincas não-propagantes em furos definem a condição limite para a resistência a fadiga sob torção completamente reversa. Portanto concluiu que, a determinação do limite de resistência a fadiga em torção τ_w para corpos contendo pequenos defeitos também deve ser tratado como um problema de trinca. O passo seguinte foi buscar relacionar o limite de resistência a fadiga sob flexão rotativa e o limite de resistência a torção através da razão (τ_w/σ_w) (Murakami, 2002).

Os autores verificaram que na condição limite de resistência a fadiga não há propagação de trincas nas bordas do micro defeito para os dois tipos de carregamento, supôs que a tensão máxima encontrada devido a presença do furo no limite de resistência a fadiga deveria ser a mesma nos dois casos. A máxima tensão na borda de um furo circular tem valor igual a $3\sigma_w$ sob tração devido a flexão rotativa e $4\tau_w$ sob torção. Então, quando $3\sigma_w = 4\tau_w$ espera-se que $\tau_w/\sigma_w = 0,75$.

Verificou-se que se o tamanho da trinca presente nas bordas do furo é relativamente pequeno comparado como diâmetro do furo, então o fator de intensidade de tensão K_I da trinca é fortemente influenciado pelo fator de concentração de tensão K_t , o que torna a razão entre os fatores de intensidade de tensão em flexão rotativa e torção aproximadamente iguais à razão entre os fatores de concentração de tensão para defeitos em flexão rotativa e torção (Murakami, 2002).

Para estudar o limite de resistência a fadiga em torção, Murakami e Endo (1987) realizaram testes de em aços recozidos 0,46% C com pequenos defeitos artificiais de geometria cilíndrica com diâmetro no intervalo de 40 a $500\mu\text{m}$. Foi verificado que o valor do diâmetro crítico do furo, valor este que não causa qualquer detrimento no limite de resistência a fadiga é bem maior para fadiga em torção do que em flexão rotativa (Murakami, 2002). A Figura 2.25 mostra as curvas que definem a relação entre a resistência a fadiga em função do diâmetro do furo artificial inserido no corpo de prova para o caso de flexão rotativa e torção totalmente reversa.

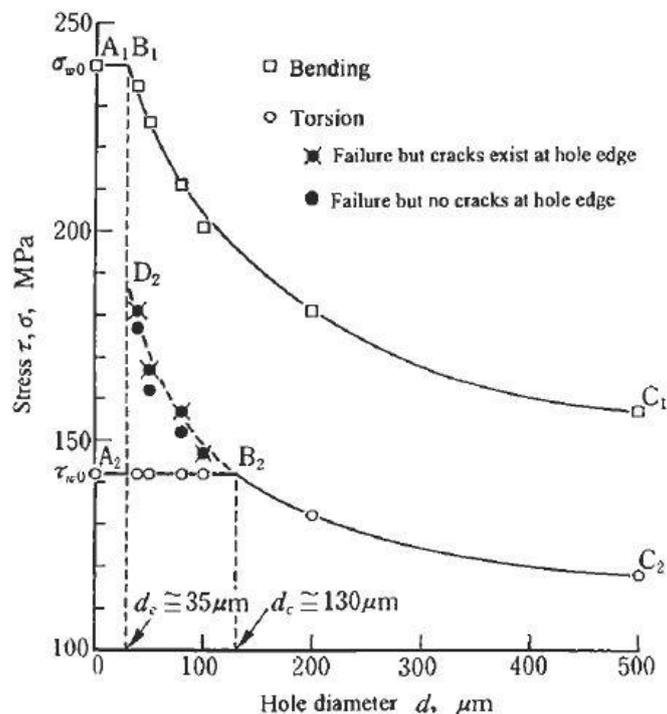


Figura 2.25: Relação entre limite de resistência a fadiga em flexão rotativa e em torção completamente reversa vs diâmetro do micro defeito (Murakami, 2002)

A linha B_2C_2 localiza-se a aproximadamente 80% da linha B_1C_1 e isso é principalmente devido a diferença entre os concentradores de tensão K_t de um furo sob tensão ($K_t = 3$) e sob torção ($K_t = 4$).

Esperar-se-ia, que a razão (τ_w/σ_w) fosse aproximadamente igual a 0,75, mas em alguns casos, encontram-se trinca não-propagantes da ordem do diâmetro do furo e o efeito do tamanho entre a trinca e furo deve ser levado em consideração no cálculo do fator de intensidade de tensão. Com o aumento do tamanho da trinca, o fator de intensidade de tensão para flexão rotativa se torna um pouco maior do que o mesmo parâmetro para torção fazendo com que a razão (τ_w/σ_w) se torne um pouco maior do que 0,75 (Murakami, 2002).

A curva que define o limite de resistência a torção de um corpo de prova de aço com defeito circular em função do diâmetro do furo é descrita pelas curvas A_2B_2 e B_2C_2 apresentadas na figura 2.25 acima. Apesar dos valores encontrados experimentalmente para a relação τ_w/σ_w na curva B_2C_2 serem minimamente inferiores ao previsto, é possível determinar, para corpos de prova com pequenos defeitos cilíndricos de igual profundidade e diâmetro, os valores do limite de resistência a fadiga em torção τ_w a partir do valor do limite de resistência a fadiga em tração σ_w através da relação apresentada na equação (2-55) (Murakami, 2002).

$$\tau_w = 0,8 \cdot \sigma_w \quad (2-55)$$

2.7.3 PREDIÇÃO DE VIDA EM TRAÇÃO E EM TORÇÃO ATRAVÉS DO CRITÉRIO \sqrt{area}

É importante relatar que apesar do modelo \sqrt{area} apresentar previsão ótima do fator de intensidade de tensão do ponto limite inicial ΔK_{th} e tensão limite de fadiga σ_w ao tratar todos os defeitos da mesma forma, quando são traçadas curvas tensão-vida em fadiga para corpos de prova contendo pequenos defeitos, percebemos que na região de vida finita do gráfico, há diferenças entre as curvas encontradas para tipos diferentes de defeitos com o mesmo valor de \sqrt{area} .

Para valores idênticos de \sqrt{area} , sob tensões maiores que o limite de fadiga, a vida do corpo de prova com trinca é sempre inferior à vida do corpo de prova contendo um furo. Esse fenômeno ocorre, pois o número de ciclos necessários para iniciação de uma trinca propagante em corpos de prova que já contêm uma trinca é muito inferior ao necessário em corpos com furos. A Figura 2.26 mostra resultados experimentais para três tipos diferentes de defeitos introduzidos em corpos de prova de aço martensítico envelhecido (Murakami, 2002).

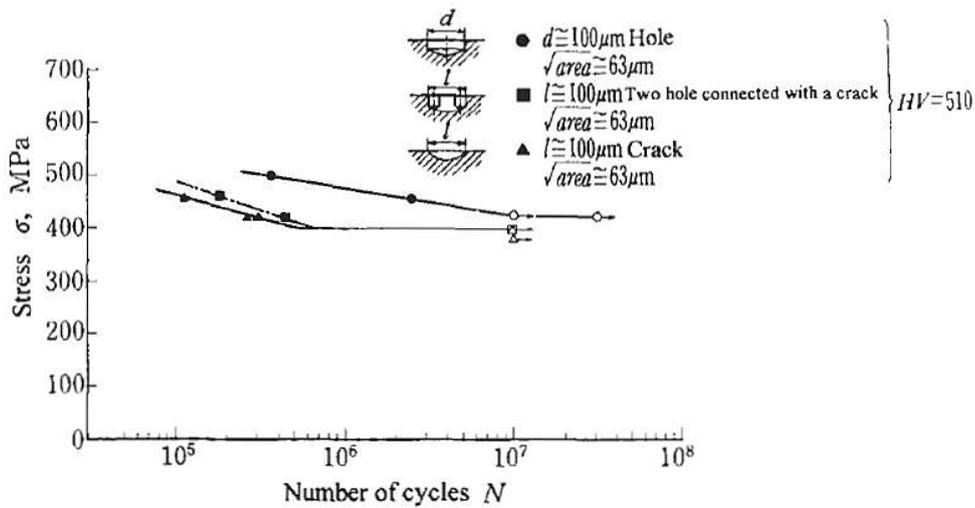


Figura 2.26: Curvas S-N para aço martensítico envelhecido contendo diferentes defeitos com mesmo valor de \sqrt{area} (Murakami, 2002)

Queiroz e Mamiya (2018) realizaram a estimativa de vida em fadiga para aço AISI 1045 na presença de pequenos defeitos superficiais através da obtenção de curvas de fadiga axial e torcional através de experimentos com controle de força e torque. Para estimar o número de ciclos até a falha em regime compreendido entre 10^4 e 10^6 do material com defeito verificaram a influência do tamanho do defeito na relação de Basquin. Defeitos artificiais superficiais de geometria cilíndrica foram inseridos artificialmente e apresentavam parâmetro \sqrt{area} com valores de 500 e $700\mu m$.

Os autores ainda geraram curvas $S - N$ utilizando dados gerados conforme procedimento da ASTM E 466-96 para 5 níveis diferentes de amplitude de tensão axiais e torcionais com $R = -1$. Determinaram então os coeficientes e expoentes da relação de Basquin para fadiga axial e torcional para corpos com e sem micro defeito e extrapolou-se essa curva considerando uma vida de 10^6 ciclos. Comparam o valor extrapolado com o limite de resistência a fadiga axial e torcional previsto pelas equações de Murakami e encontraram diferenças entre os valores sempre menores que 10%.

Dado que o material estudado apresentou comportamento elástico aceitável para as condições definidas de carregamento cíclico axial e torcional definidas, os autores propõe incorporar o tamanho do defeito através do critério \sqrt{area} na relação de Basquin para estimar a vida à fadiga na presença de micro defeitos superficiais através das equações (2-56) e (2-57) abaixo onde σ'_f e τ'_f são os coeficientes de resistência a fadiga axial e torcional respectivamente, $2N_f$ é a reversão cíclica até a falha e b e b' são os expoentes de resistência à fadiga axial e torcional respectivamente.

Os termos σ'_{f_estim} , τ'_{f_estim} , b_estim e b'_estim , podem ser calculados através das equações (2-58) a (2-61). C é uma constante material dada em $[mm]$ e \sqrt{area} é o tamanho do defeito em $[mm]$. σ_{a_estim} , τ_{a_estim} , σ'_{f_estim} , τ'_{f_estim} são dados em $[Mpa]$ (Queiroz, Mamiya, 2018).

$$\sigma_{a_estim} = \sigma'_{f_estim} (2N_f)^{b_estim} \quad (2-56)$$

$$\tau_{a_estim} = \tau'_{f_estim} (2N_f)^{b_{0_estim}} \quad (2-57)$$

$$\sigma'_{f_estim} = \frac{1}{C} [\sigma'_f (1 + \sqrt{area})] \quad (2-58)$$

$$\tau'_{f_estim} = \frac{1}{C} [\tau'_f (1 + \sqrt{area})] \quad (2-59)$$

$$b_estim = \frac{1}{C} [b (1 + \sqrt{area})] \quad (2-60)$$

$$b_{0_estim} = \frac{1}{C} [b_0 (1 + \sqrt{area})] \quad (2-61)$$

As Figuras 2.27 e 2.28 foram elaboradas pelos autores e mostram as curvas S-N axial e torcional respectivamente ajustadas aos dados experimentais considerando o material com micro defeitos superficiais de 500 e 700 μm . Apresenta também as curvas de Basquin modificadas propostas para estimar a vida a fadiga axial e torcional em regime considerado elástico.

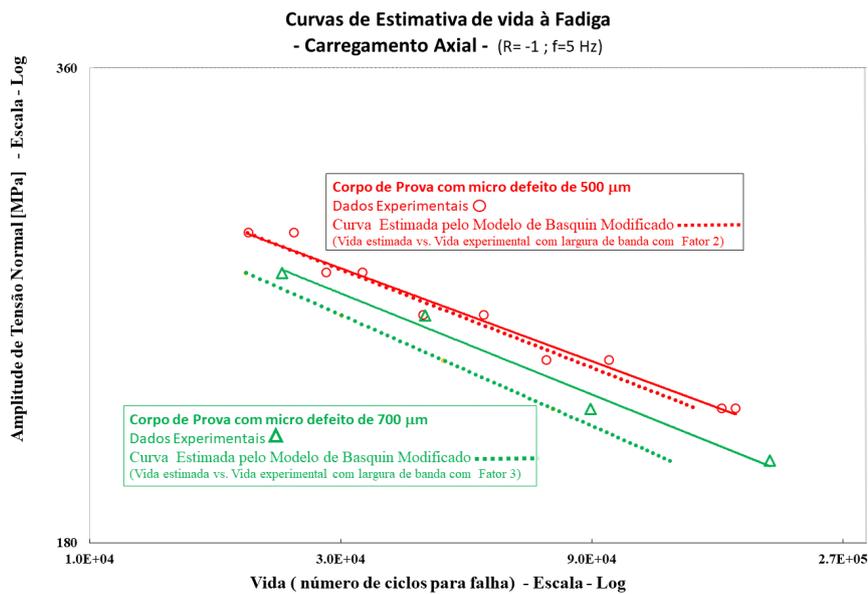


Figura 2.27: Curvas de Basquin Modificadas utilizadas para previsão de vida à fadiga axial em material com micro defeito. Geometria cilíndrica - \sqrt{area} de 500 e 700 μm (Queiroz, Mamiya, 2018)

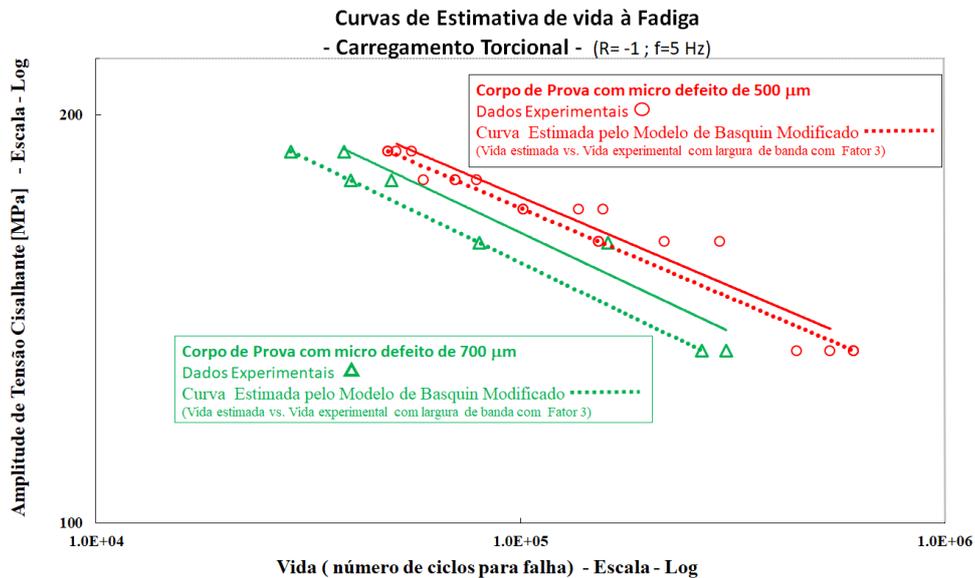


Figura 2.28: Curvas de Basquin Modificadas utilizadas para previsão de vida à fadiga torcional em material com micro defeito. Geometria cilíndrica - \sqrt{area} de 500 e 700 μ m (Queiroz, Mamiya, 2018)

Queiroz e Mamiya (2018) relatam que nas condições adotadas nos experimentos e efetuando otimização do erro entre vida estimada e vida obtida experimentalmente, observa-se que o parâmetro material C apresenta valores próximos de 1 para todos os resultados de fadiga axial e torcional. Foram obtidos valores de $C = 0,9$ para os ensaios de fadiga axial e $C = 1$ para os ensaios de fadiga torcional. Os autores concluem então que, para as condições adotadas, a vida à fadiga axial e torcional na presença de micro defeito pôde ser prevista utilizando os parâmetros C e \sqrt{area} com estimativa de vida conservadora variando entre fator 1 e 2.

2.7.4 PREDIÇÃO DE LIMITE DE RESISTÊNCIA A FADIGA MULTIAXIAL ATRAVÉS DO CRITÉRIO \sqrt{area}

Endo (2003) propõe um critério para determinar o limite de resistência a fadiga de um corpo de prova contendo pequenos defeitos quando este está sob carregamentos multiaxiais, mais especificamente uma combinação de carregamentos axial e torcional em fase com $R = -1$.

Para validar seus resultados, testes de fadiga foram realizados em corpos de prova sem defeito e com furos de diâmetro de 40 a 500 μ m. O autor relata que em testes de fadiga realizados com carregamentos axiais e torcionais combinados em fase, o limite de fadiga para corpos de prova contendo pequenos defeitos é determinado pela condição de não propagação das pequenas trincas emanando do defeito.

Também afirma que a direção de uma trinca não-propagante é aproximadamente normal a direção da maior tensão principal σ_1 independente da razão de tensão combinada τ/σ . Valores um pouco

mais alto que o limite de resistência a fadiga fazem com que a trinca se propague na direção normal a σ_1 .

Com base nessas observações, Endo (2003) conclui que o plano de máxima tensão principal é o plano crítico e considera que o problema de fadiga em espécimes contendo pequenos defeitos submetidos a tensões combinadas pode ser considerado equivalente ao caso limite de propagação da trinca no modo I sob um campo de tensão biaxial com tensão principal máxima σ_1 normal à direção de propagação à trinca e tensão principal mínima σ_2 paralela à direção de propagação da trinca como mostra a Figura 2.29.

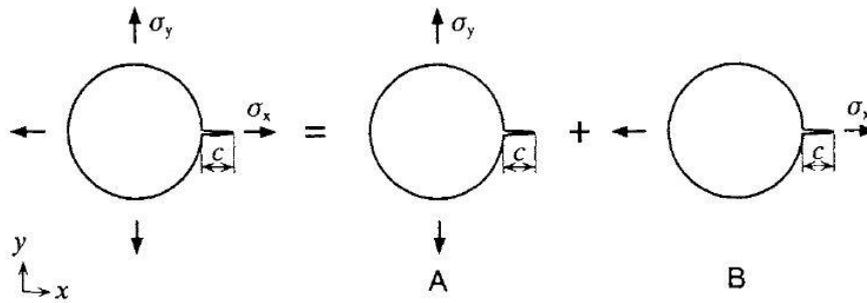


Figura 2.29: Um defeito tridimensional que leva a uma trinca sujeita a tensão biaxial. (Endo, 2003)

Considerando uma trinca do modo I sob esforços biaxiais σ_x e σ_y , pode-se calcular o fator de intensidade de tensão K_I na raiz da trinca através da seguinte superposição dada pela equação (2-62) onde F_{IA} e F_{IB} são os fatores de correção para os casos representados na Figura 2.29 e c é o tamanho da trinca (Endo, 2003).

$$K_I = F_{IA}\sigma_y\sqrt{\pi c} + F_{IB}\sigma_x\sqrt{\pi c} \quad (2-62)$$

Endo (2003) então afirma por hipótese que o fator de intensidade de tensão do ponto limite inicial sob carregamentos biaxiais, $\Delta K_{th,bi}$ é igual ao mesmo parâmetro para carregamentos uniaxiais, $\Delta K_{th,uni}$. Essa relação é expressa pela equação (2-63) abaixo.

$$\Delta K_{th,bi} = \Delta K_{th,uni} \quad (2-63)$$

O parâmetro $\Delta K_{th,bi}$ é o limiar de propagação do fator de intensidade de tensão de uma trinca que se propaga de acordo com carregamento modo I, oriunda de um defeito em um corpo de prova submetido a um campo de tensão biaxial e $\Delta K_{th,uni}$ o fator de intensidade de tensão com carregamento modo I para a condição limite de fadiga uniaxial em um corpo de prova contendo o mesmo defeito.

O autor ainda afirma que para carregamentos completamente reversos ($R = -1$), $\Delta K_{th,bi}$ e $\Delta K_{th,uni}$ são expressos pelas equações (2-64) e (2-65) abaixo. Reitera-se aqui que σ_1 e σ_2 são a máxima e mínima tensão principal resultantes de uma combinação de tensões no limite de fadiga e σ_w é o limite de resistência a fadiga para uma trinca que se propaga em modo I sob carregamento tração-compressão.

$$\Delta K_{th,bi} = F_{I,1}(2\sigma_1)\sqrt{\pi c} + F_{I,2}(2\sigma_2)\sqrt{\pi c} \quad (2-64)$$

$$\Delta K_{th,uni} = F_{I,1}(2\sigma_w)\sqrt{\pi c} \quad (2-65)$$

Quando tamanho da trinca, c sob carregamento uniaxial é igual ao comprimento sob carregamento biaxial, (2-63) se reduz a (2-66) abaixo onde $k = F_{I,2}/F_{I,1}$ e representa o efeito da tensão biaxial.

$$\sigma_1 + k\sigma_2 = \sigma_w \quad (2-66)$$

O autor ainda relata que se um corpo de prova for submetido a carregamento de torção, onde τ_w é o limite de fadiga de torção, então $\sigma_1 = -\sigma_2 = \tau_w$ e $\rho = \tau_w/\sigma_w = 1/(1 - k)$. Assim tanto (2-63) como (2-66) fornecem critérios para a falha por fadiga de corpos de prova contendo pequenos defeitos quando submetidas a cargas multiaxiais.

Para corpos de prova de seção circular sujeitos a carregamentos combinados axiais e torcionais a equação (2-66) pode ser expressa pela equação (2-67) onde σ_a e τ_a são respectivamente a amplitude da tensão normal e cisalhante no limite de resistência a fadiga sob carregamentos combinados.

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)^2 \left(\frac{\tau_a}{\sigma_w}\right)^2 + \left(\frac{1}{\rho} - 1\right) \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_w}\right)^2 + \left(2 - \frac{1}{\rho}\right) \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_w}\right) = 1 \quad (2-67)$$

Indo além, o autor afirma que o valor de ρ pode ser estimado por análise de tensão como verificado por Beretta e Murakami (1998 e 2000). Se o valor médio de ρ calculado por Beretta e Murakami, que tem valor 0,85, for usado para na equação (2-67), ela passa a ser expressa pela equação (2-68) que é válida para corpos de prova contendo defeitos de geometria circular na superfície se a condição de estado plano de tensões é satisfeita.

$$1,38 \left(\frac{\tau_a}{\sigma_w}\right)^2 + 0,176 \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_w}\right)^2 + 0,824 \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_w}\right) = 1 \quad (2-68)$$

Endo (2003) verificou-se boa concordância entre as predições dadas pelo critério proposto e os resultados experimentais para testes de fadiga sob carregamentos uniaxial, torcional e multiaxial para uma gama de materiais entre eles aço médio carbono recozido, aço Cr-Mo temperado e revenido e latão de alta resistência.

3 METODOLOGIA

3.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Para a elaboração da metodologia a seguir foram consultadas Normas ASTM que tratam de práticas padrão para testes de fadiga conduzidos por carregamentos de amplitude constante em materiais metálicos, práticas padrão para apresentação de resultados de teste de fadiga de amplitude constante em materiais metálicos, práticas padrão para análise estatística de dados de fadiga do tipo tensão-vida ou deformação-vida e trabalhos desenvolvidos no Laboratório de Fadiga, Fratura e Materiais do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília.

Com o objetivo de verificar se a previsão de vida em elementos contendo micro defeitos pode ser prevista pelos critérios de fadiga multiaxiais baseados em planos críticos Smith-Watson-Topper e Fatemi-Socie e também verificar se o efeito do micro defeito sobre a previsão de vida pode ser computado através do critério \sqrt{area} , foram realizados o cômputo dos parâmetros em função da vida a partir de resultados experimentais disponíveis na literatura e a possibilidade de previsão da vida experimental através da vida estimada foi verificada. Durante os ensaios as deformações são predominantemente elásticas, ao longo de toda a realização dos testes e os procedimentos foram realizados em espécimes com e sem micro defeito sujeitos a função forçamento periódica.

Inicialmente são apresentados os dados experimentais utilizados nesse trabalho e em seguida faz-se uma descrição dos procedimentos adotados para a apresentação dos gráficos e análises que foram utilizados a fim de verificar se a vida em fadiga do material com e sem defeito sob carregamentos multiaxiais podem ser previstos através dos parâmetros de falha de Smith-Watson-Topper e de Fatemi-Socie.

3.2 DESCRIÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS

Os dados experimentais utilizados nesse trabalho foram obtidos por meio de ensaios de fadiga axiais e torcionais controlados por força ou momento realizados em aço AISI 1045 (Queiroz, Mamiya, 2018) e ensaios multiaxiais ainda não publicados até a presente data e referentes a relatório interno de tese de doutorado de Hélio de Souza Queiroz. Descreve-se os dados a seguir.

Para os estudos realizados, o aço AISI 1045 foi laminado, trefilado, normalizado e eletropolido. As propriedades mecânicas estáticas do material foram obtidas por meio de ensaios monotônicos de tração e de torção e a dureza foi obtida por durômetro Rockwell em escala HRB e aproximada para escala de dureza Vickers segundo norma ASTM. A Tabela 3-1 apresenta as propriedades estáticas de tração e torção do material.

Tabela 3-1- Propriedades mecânicas estáticas de tração, torção e dureza do Aço AISI 1045 trefilado, normalizado e eletropolido

Propriedade	Valor
Módulo de Elasticidade, E (GPa)	208
Limite de escoamento, σ_y (MPa)	405
Limite de Resistência a Tração, σ_u (MPa)	647
Dureza, HV (Kgf/mm ²)	210
Módulo de Elasticidade, G (GPa)	76
Limite de escoamento, τ_y (MPa)	230

Queiroz e Mamiya, 2018 relatam que o material apresenta bom comportamento elástico para relação de Mises ($\tau_y/\sigma_y = 230/405 = 0,5679$). Ainda verificaram o comportamento cíclico do material, investigando se o material apresenta comportamento de amolecimento ou endurecimento ou nenhum dos dois nas condições estabelecidas pelos carregamentos utilizados nos ensaios de fadiga. Sua análise verificou comportamento de estabilidade da deformação sem presença de laços de histerese em todos os casos, evidenciando que nas condições estabelecidas o material AISI 1045 apresentou bom comportamento elástico. A dureza do material está dentro da faixa para a qual as equações apresentadas neste trabalho são válidas.

Os ensaios de fadiga foram realizados em regime de tração-compressão ($R = -1$), torção ($R = -1$) e tração-torção ($\sigma_a/\tau_a = 1$, $R = -1$). As histórias de tensão dos carregamentos aplicados foram senoidais. Os ensaios multiaxiais foram realizados em fase, e eram síncronos e completamente alternados. Estes foram realizados sob controle de força e momento na máquina MTS série 646 Hydraulic Collet Grip, Model - 809 Axial/Torsional Test System. A máquina apresenta capacidade de carga axial de 100 KN e carga torcional de 1100 Nm e pode ser visualizada na Figura 3.1.

As vidas exploradas nestes ensaios estavam no intervalo de 10^4 a 10^6 ciclos e a completa separação do corpo de prova foi tomado como critério de falha. Os valores de tensão verificados experimentalmente foram 161, 170, 179, 188, 197, 219, 235, 251, 260, 267, 270, 283, 299 MPa para corpos de prova sem micro defeito, 134, 161, 170, 179, 188, 197, 219, 235, 251, 267, 283 MPa, para os corpos de prova contendo micro defeito de $\sqrt{\text{área}} = 500\mu\text{m}$ e 143, 159, 179, 188, 200, 203, 219, 235, 251, 267, 270 MPa para os corpos de prova contendo micro defeito de $\sqrt{\text{área}} = 700\mu\text{m}$. Os ensaios foram realizados sob frequências no intervalo de 3 a 12 Hz que está contido dentro da faixa na qual a resistência a fadiga não é influenciada por esse aspecto experimental que vale 10^{-2} a 10^2 Hz segundo a norma ASTM E466 – 15.



Figura 3.1: Máquinas servo-hidráulica série 646 Hydraulic Collet Grip, Model - 809 Axial/Torsional Test System.

Foram utilizados nesse estudo 91 corpos de prova. A Tabela 3-2 abaixo apresenta a quantidade de corpos de prova utilizados em cada configuração de ensaio e o número de tensões verificados.

Tabela 3-2- Número de tensões verificadas e número de corpos de prova testados para cada tipo de carregamento

Ensaio	Valor do Critério $\sqrt{\text{area}}$ (μm) do defeito	Nº total de níveis de tensão	Nº de corpos de prova testados
Axial (R = -1)	Sem defeito	9	19
	500	5	10
	700	5	5
Torcional (R = -1)	Sem defeito	8	13
	500	7	12
	700	5	7
Multiaxial ($\sigma_a/\tau_a = 1$, R = -1)	Sem defeito	5	9
	500	7	8
	700	4	8

Sob alguns níveis de tensão não ocorreu a falha para vidas até $2 \cdot 10^6$. Estes ensaios foram interrompidos e considerados runouts. Para fins deste trabalho considerou-se que estes não falharam por fadiga dentro do intervalo estudado e, portanto, os ensaios considerados runouts não foram utilizados nas análises.

Os corpos de prova utilizados tiveram sua geometria e dimensões escolhidos de forma a atender a norma ASTM 466-15. Foram utilizados corpos de prova de seção transversal circular e filetes misturando tangencialmente a seção de teste e as extremidades. Levando em conta as recomendações da norma, o corpo de prova utilizado apresenta as dimensões segundo a Figura 3.2.

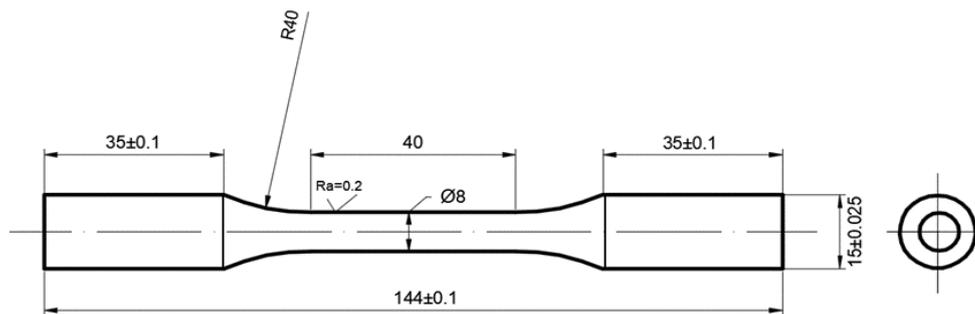


Figura 3.2: Desenho do corpo de prova cilíndrico utilizado nos ensaios de fadiga – unidades em [mm] (Queiroz, 2018)

Os corpos de prova passaram por processo de normalização em forno tipo mufla com controle automático de aquecimento e resfriamento e posteriormente foram resfriados ao ar, a fim de refinar e homogeneizar os grãos e promover alívio de tensão decorrentes dos processos de trefilação e usinagem. A próximas etapas na preparação dos espécimes foram lixamento e polimento mecânico utilizando lixas de n°s 200, 400, 500, 600, 800 e 1200 até obter uma rugosidade entre 0,08 e 0,10 Ra.

Para análise qualitativa do processo foram preparadas amostras onde foi medido o tamanho do grão perlítico-ferrítico. Foi observado tamanho médio de grão de $(7,5 \pm 1,5) \mu\text{m}$ e uma composição de 59% de ferrita e 41% de perlita. A visualização do tamanho de grão foi realizada por microscopia eletrônica de varredura (MEV) e o software ImageJ. A Figura 3.3 apresenta imagem micrográfica caracterizando as estruturas perlita-ferrita do aço estudado. O ataque químico foi realizado com ácido Nital 3% por 10 minutos e Picral 5% por 5 minutos.

Foram produzidos dois diferentes tamanhos de defeito artificiais nos corpos de prova pelo processo de eletroerosão realizada com eletrodo de grafite industrial. O equipamento utilizado foi o modelo CHMER 50 HZ automático. A geometria escolhida para os micro defeitos foi cilíndrica como apresentada na Figura 3.4 abaixo. A Figura 3.5 apresenta imagens dos micro defeitos obtidas por microscopia confocal. As medições da geometria dos defeitos foram realizadas em microscopia confocal de varredura laser e as dimensões estão expressas na Tabela 3-3 abaixo.

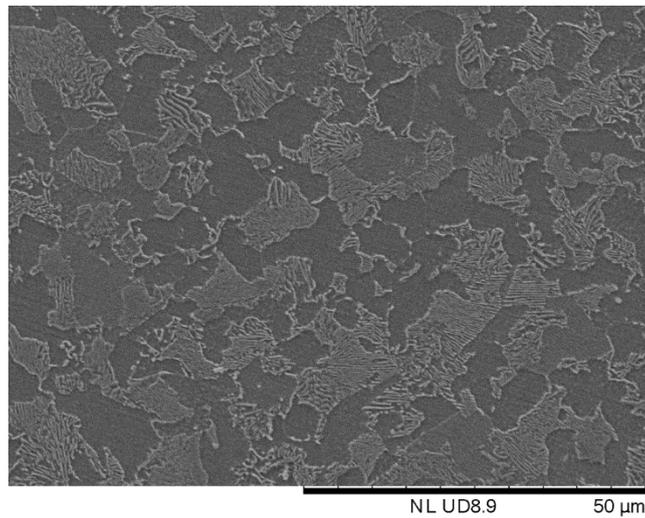


Figura 3.3: Imagem micrográfica caracterizando as estruturas perlita-ferrita do aço estudado. Imagem de obtida por Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV) ampliação 1800X. (Queiroz, 2018)

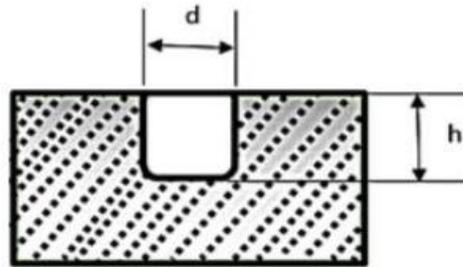


Figura 3.4: Esquema do micro defeito gerado por eletroerosão (Queiroz, Mamiya, 2018)

Tabela 3-3- Tipo de defeito e o respectivo valor de \sqrt{area}

\sqrt{area} (μm)	Diâmetro, d (μm)	Profundidade, h (μm)
500	520	480
700	710	690

O último passo na elaboração dos corpos de prova foi a realização de eletropolimento para alívio de tensões internas geradas pelos processos de lixamento e micro usinagem por eletroerosão.

3.3 ESTIMATIVA DOS PARÂMETROS E DETERMINAÇÃO DOS PLANOS CRÍTICOS

Para a determinação dos parâmetros de plano crítico considera-se que as condições de ensaio usadas conduzem a vida de fadiga de médio e alto ciclo, quando a deformação plástica macroscópica é muito pequena, Por isso é possível desprezar o segundo termo da equação (2-33) fazendo com que a curva que represente a relação entre o parâmetro FS, P_{FS} , e a vida possa ser escrita, na forma de tensão como na equação (3-1) onde A_{FS} e b_{FS} são constantes obtidas por ajuste de dados de ensaio.

$$P_{FS} = \tau_a \left(1 + k \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_y} \right) = A_{FS} N^{b_{FS}} \quad (3-1)$$

Para o modelo de Smith-Watson-Topper, em situações de regime predominantemente elástico, elimina-se o segundo termo da equação (2-35) relacionado à deformação plástica muito pequena, similar ao descrito para o parâmetro FS. Assim, o parâmetro SWT, pode ser escrito na seguinte forma baseado na tensão segundo a equação (3-2) abaixo na qual A_{SWT} e b_{SWT} são constantes obtidas por ajuste de dados do ensaio:

$$P_{SWT} = \sqrt{\sigma_{na} \sigma_{n,max}} = A_{SWT} N^{b_{SWT}} \quad (3-2)$$

O plano crítico para ambos critérios, é definido como aquele onde o parâmetro de fadiga é o máximo. Sob as condições de carregamento, utilizadas nos ensaios a determinação do plano crítico pode ser realizada através de metodologia onde há a pesquisa de planos. Para situações como as observadas em ensaios axial-torcionais em fase, é possível construir algoritmos de análise simples e rápidos sendo os parâmetros descritos em função dos carregamentos. Nos ensaios avaliados para esse trabalho as tensões normais e cisalhantes atuantes no plano material θ são representadas pelas equações (3-3) e (3-4) abaixo onde σ_{my} e σ_{ay} são, respectivamente, as componentes de tensão normal média e alternada, τ_{axy} é a componente cisalhante alternada e f é a frequência com que o esforço é aplicado

$$\sigma_{axial}(t) = \sigma_{my} + \sigma_{ay} \text{sen}(2\pi ft) \quad (3-3)$$

$$\tau_{xy}(t) = \tau_{axy} \text{sen}(2\pi ft) \quad (3-4)$$

As tensões normal alternada, normal máxima e cisalhante alternada atuantes sobre o plano material θ são expressas respectivamente pelas equações (3-5), (3-6) e (3-7).

$$\sigma_{an}(\sigma_{ay}, \tau_{axy}, \theta) = \sigma_{ay} \cos^2(\theta) - 2\tau_{axy} \text{sen}(\theta) \cos(\theta) \quad (3-5)$$

$$\sigma_{nm\acute{a}x}(\sigma_{ay}, \tau_{axy}, \sigma_{my}, \theta) \quad (3-6)$$

$$= (\sigma_{ay} + \sigma_{my}) \cos^2(\theta) - 2\tau_{axy} \text{sen}(\theta) \cos(\theta) \quad (3-6)$$

$$\tau_{ant}(\sigma_{ay}, \tau_{axy}, \theta) = \sigma_{ay} \text{sen}(\theta) \cos(\theta) + \tau_{axy} [\cos^2(\theta) - \text{sen}^2(\theta)] \quad (3-7)$$

E finalmente, os parâmetros SWT e FS no plano material θ são expressos pelas Equações (3-8) e (3-9) abaixo.

$$P_{swt}(\sigma_{ay}, \sigma_{my}, \tau_{axy}, \theta) = \frac{\sigma_{nm\acute{a}x}(\sigma_{ay}, \tau_{axy}, \sigma_{my}, \theta)\sigma_{an}(\sigma_{ay}, \tau_{axy}, \theta)}{E} \quad (3-8)$$

$$P_{FS}(\sigma_{ay}, \sigma_{my}, \tau_{axy}, \theta) = \frac{\tau_{ant}(\sigma_{ay}, \tau_{axy}, \theta)}{G} \left[1 + k \frac{\sigma_{nm\acute{a}x}(\sigma_{ay}, \tau_{axy}, \sigma_{my}, \theta)}{\sigma_y} \right] \quad (3-9)$$

Assim, a identificação dos parâmetros SWT e FS nos seus respectivos planos críticos podem ser realizada tomando o valor máximo das funções expostas em (3-8) e (3-9). Para o cálculo dos parâmetros foi gerado no MatLab algoritmo onde são calculados os parâmetros para todos os θ e verificado qual o seu valor máximo e ângulo onde ocorre.

3.4 CARACTERIZAÇÃO DAS CURVAS QUE RELACIONAM A VIDA A FADIGA AOS PARÂMETROS DE PLANO CRÍTICO

O intuito é avaliar se as previsões de vida à fadiga podem ser realizadas utilizando-se os parâmetros de Smith-Watson-Topper e Fatemi-Socie. Para isso, foram geradas curvas do Parâmetro de SWT em função da vida ($P_{SWT} - N_f$) e do Parâmetro de FS em função da vida ($P_{FS} - N_f$). Essas curvas correlacionarão os respectivos parâmetros com a vida observada experimentalmente em espécimes sem e com micro defeitos. O seguinte algoritmo proposto apresenta a estrutura básica dos procedimentos para a determinação dos coeficientes e expoentes da curva que relaciona um parâmetro de plano crítico à vida, considerando-se as condições de carregamento e a respectiva vida em fadiga de cada espécime entalhado:

- a) Determina-se as histórias das componentes de tensões nominais relacionadas às condições de carregamento aplicado sobre o espécime em cada ensaio, definindo-se assim, as tensões normal alternada, normal máxima e cisalhante alternada em cada ângulo verificado.
- b) Estima-se o plano crítico segundo um critério específico e relaciona-se o parâmetro de fadiga à vida do espécime definindo-se assim um par (N_{fi}, P_{*i}) .
- c) Após estimar todos os pares (N_{fi}, P_{*i}) , utiliza-se técnicas de ajuste de curva para determinar os parâmetros que definem a relação $P_* - N_f$. Assumindo que os dados experimentais sejam bem representados por uma função de potência, a utilização da técnica de mínimos quadrados pode ser utilizada para a determinação do coeficiente (A) e expoente (b) que caracterizam a curva que relaciona o parâmetro de plano crítico à vida.

3.5 PREVISÃO DE VIDA DE ELEMENTOS COM MICRO DEFEITO SOB CARREGAMENTO DE FADIGA MULTIAXIAL A PARTIR DE ENSAIOS DE TRAÇÃO E TORÇÃO

A verificação da possibilidade da previsão de vida de elementos contendo micro defeitos sob carregamentos multiaxiais será realizada através de comparação entre a vida experimental obtida e o valor estimado pela curva Parâmetro-vida interpolada a partir dos dados experimentais dos ensaios axiais e torcionais segundo os passos abaixo:

- a) Calcula-se os parâmetros para cada um dos ensaios multiaxiais para os corpos de prova sem e com cada um dos tipos de defeito e define-se um par (N_{fi}, P_{*i})
- b) Interpola-se as curvas $P_{swt} - N$ e $P_{FS} - N$ supondo que os dados sejam bem representados por função de potência a partir dos dados experimentais obtidos nos ensaios de tração e torção para cada tipo de defeito, sendo vida uma função do parâmetro.
- c) Utiliza-se cada parâmetro calculado para os ensaios multiaxiais como entrada nas equações $P_{swt} - N$ e $P_{FS} - N$ interpoladas a partir dos ensaios torcionais e axiais para estimar a vida do elemento
- d) Traça-se gráficos relacionando a vida obtida experimentalmente com a vida estimada pela curva
- e) Analisa-se os resultados das curvas relacionando a vida experimental com a vida estimada tanto qualitativamente quanto quantitativamente, e tira-se conclusões.

4 RESULTADOS E ANÁLISE

4.1 RESULTADOS DOS ENSAIOS DE FADIGA

A fim de determinar o comportamento mecânico do material sob ação dos diferentes carregamentos em fadiga construiu-se diagramas $S - N$ com os dados experimentais e determinou-se a curva de wholer que melhor representa esses dados.

Para interpretação gráfica dos resultados, foram gerados os gráficos em escala log-log referentes aos ensaios axiais, torcionais e multiaxiais respectivamente pelas Figuras 4.1, 4.2 e 4.3. Nelas são apresentados os dados experimentais encontrados junto com as curvas interpoladas de cada regime de ensaio. Em cada um deles, os corpos de prova sem defeito, com micro defeito de $\sqrt{\text{área}} = 500\mu\text{m}$ e com micro defeito de $\sqrt{\text{área}} = 700\mu\text{m}$ são representados pelos símbolos xis, quadrado e losango respectivamente e as curvas interpoladas a partir dos resultados sem defeito, com micro defeito de $\sqrt{\text{área}} = 500\mu\text{m}$ e com micro defeito de $\sqrt{\text{área}} = 700\mu\text{m}$ são representados pelas cores azul, vermelha e verde respectivamente. Também foi realizada a extrapolação de cada uma das curvas para ciclos no intervalo de 10^4 a 10^6 quando os dados experimentais não estavam disponíveis a fim de realizar a verificação da tendências do comportamento do material em seus limites superior e inferior de ciclos que foram estudados.

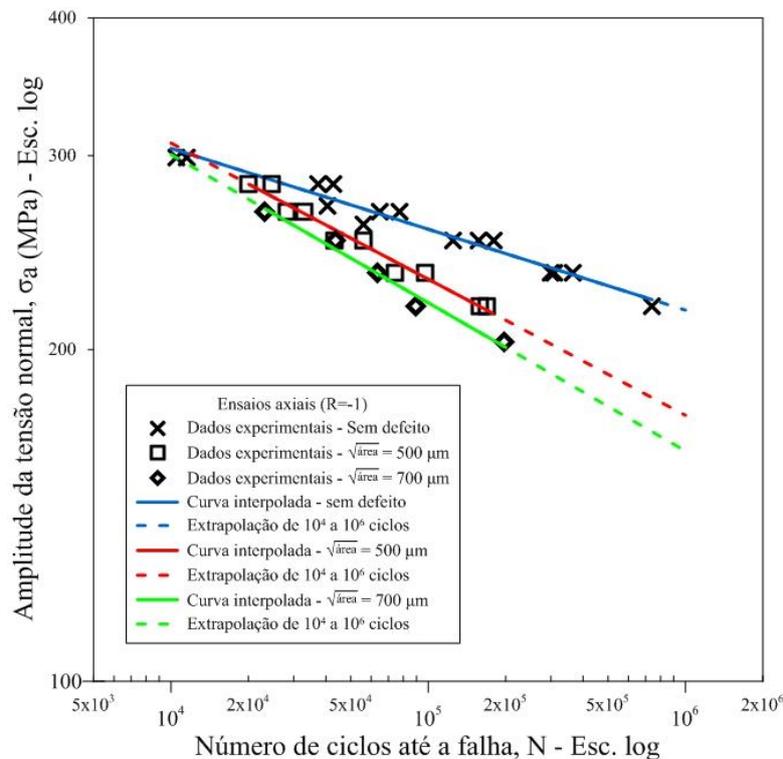


Figura 4.1: Diagrama Amplitude da tensão normal - Número de ciclos até a falha em escala log-log

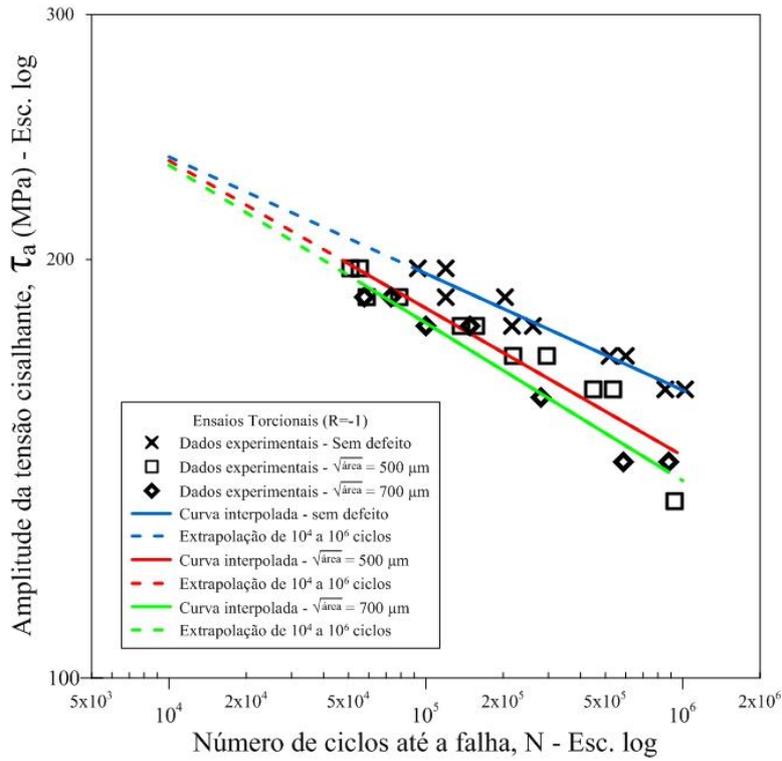


Figura 4.2: Diagrama Amplitude da tensão cisalhante - Número de ciclos até a falha em escala log-log

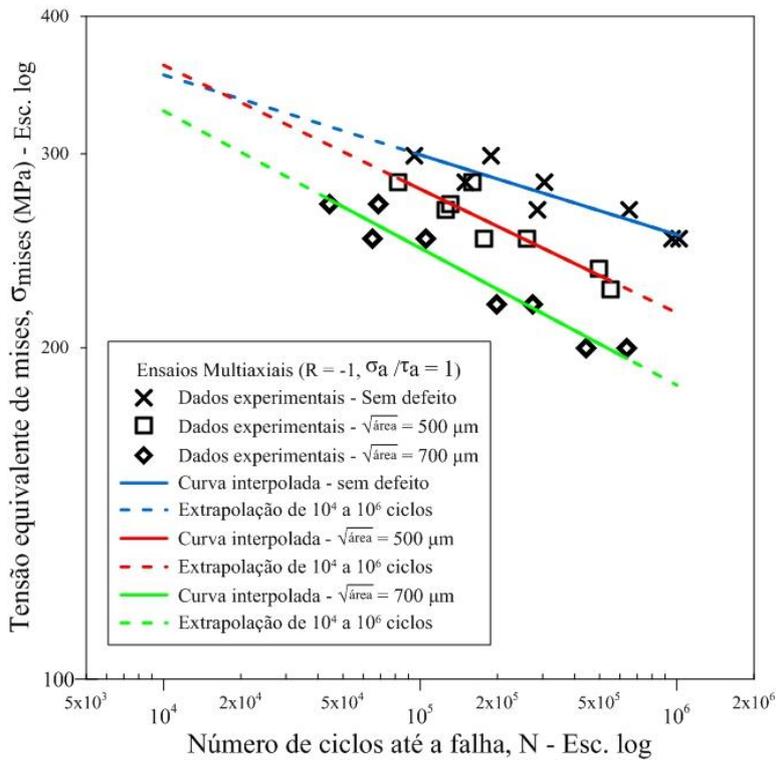


Figura 4.3: Diagrama Amplitude da tensão equivalente de mises - Número de ciclos até a falha em escala log-log

O expoente e o coeficiente de resistência a fadiga para o material sem a presença do defeito e com os dois diferentes tamanhos de micro defeito foram determinados e o coeficiente de determinação da curva resultante foi apresentado. As Informações sobre as condições de ensaio bem como os coeficiente e expoentes da curva $S - N$ e o índice de correlação R^2 que descrevem o comportamento a fadiga dos espécimes são apresentados nas Tabela 4-1, 4-2 e 4-3. Para os ensaios axiais e torcionais verificou-se a relação entre a amplitude da tensão normal e a amplitude da tensão cisalhante e o número de ciclos até a falha. Para os ensaios multiaxiais verificou-se a relação entre a tensão equivalente de mises e o número de ciclos até a falha. Para os diferentes regimes de ensaio foi verificado o valor do coeficiente de determinação que é uma medida de ajustamento de um modelo em relação aos valores observados. Esse coeficiente varia entre 0 e 1 e quanto maior o seu valor, mais explicativo é o modelo.

Tabela 4-1- Coeficientes e expoentes das curvas amplitude da tensão normal - número de ciclos até a falha para ensaios axiais

Ensaio	Valor do Critério \sqrt{area} (μm) do defeito	Coeficiente de Resistência, σ'_f	Expoente de Resistência, b	Coeficiente de determinação, R^2
Axial (R = -1)	Sem defeito	596	-0,073	0,97
	500	961	-0,123	0,97
	700	1037	-0,134	0,98

Tabela 4-2- Coeficientes e expoentes das curvas amplitude da tensão cisalhante - número de ciclos até a falha para ensaios torcionais

Ensaio	Valor do Critério \sqrt{area} (μm) do defeito	Coeficiente de Resistência, τ'_f	Expoente de Resistência, b'_0	Coeficiente de determinação, R^2
Torcional (R = -1)	Sem defeito	513	-0,083	0,95
	500	626	-0,106	0,89
	700	665	-0,113	0,96

**Tabela 4-3- Coeficientes e expoentes das curvas amplitude da tensão equivalente de mises
- número de ciclos até a falha para ensaios multiaxiais**

Ensaio	Valor do Critério \sqrt{area} (μm) do defeito	Coeficiente de Resistência, σ'_{eq}	Expoente de Resistência, b'_{eq}	Coeficiente de determinação, R^2
Multiaxial ($\sigma_a/\tau_a = 1$, $R = -1$)	Sem defeito	690	-0,072	0,83
	500	1017	-0,112	0,84
	700	1034	-0,124	0,94

Para todos os ensaios, foram encontrados valores do coeficiente de determinação muito próximos de 1. Isso evidencia que a curva de Wholer, que propõe relação de função de potência entre vida e amplitude de tensão e o número de ciclos até a falha descreve muito bem os resultados obtido experimentalmente tanto para os casos sem defeito como os casos com micro defeito. Cabe ressaltar que maiores coeficientes de determinação foram verificados para os ensaios axiais e torcionais do que para os casos multiaxiais. É, portanto, importante verificar se outros métodos de previsão de vida mostram coeficiente de determinação melhores para o regime de carregamento multiaxial.

Em todos os três diferentes tipos de ensaio foi verificado que a presença do micro defeito assim como o aumento de suas dimensões causam diminuição do número de ciclos até a falha para um mesmo nível de amplitude de tensão e que esse efeito aumenta com o aumento das dimensões do micro defeito reforçando que a existência de micro defeitos e seus efeitos sob a vida em fadiga não podem ser ignorada em aplicações de engenharia Os micro defeitos tiveram o efeito de desviar a curva de vida para a esquerda.

Também foi possível verificar que em ensaios axiais e torcionais, para número de ciclos com valor 10^4 , há uma tendência a que todas as tensões descritas pelas diferentes curvas se encontrem em um mesmo valor. Tal comportamento foi verificado para a curva os ensaios multiaxiais mas não para todos os tamanhos de defeito. A curva interpolada para o micro defeito de $\sqrt{area} = 700\mu m$ em ensaio multiaxial encontra tensão de mises com valor inferior à verificada pelas curvas do corpo de prova sem defeito e com o micro defeito de $\sqrt{area} = 500\mu m$.

Para quantificar essa tendência calculou-se os valores da tensão para 10^4 ciclos a partir das curvas obtidas através da interpolação dos dados experimentais para cada tipo de corpo de prova dado um mesmo tipo de carregamento e em seguida calculou-se a diferença entre a maior e a menor tensão

obtidas em relação à média dos valores obtidos para os ensaios axiais, torcionais e multiaxiais. Encontrou-se valores iguais a 3%, 1,79% e 9,37% respectivamente.

Para verificar se as equações que consideram o fator $\sqrt{\text{área}}$ são capazes de prever o limite de resistência fadiga do material, calculou-se as diferenças percentuais entre o valor obtido através destas e os obtidos pela extrapolação das curvas obtidas experimentalmente considerando vida de 10^6 ciclos. A diferença entre o valor calculado pela extrapolação da curva obtida a partir dos resultados experimentais e os previstos pela equação (2-55) para os ensaios axiais com os corpos de micro defeito com $\sqrt{\text{área}} = 500\mu\text{m}$ e $\sqrt{\text{área}} = 700\mu\text{m}$ foram respectivamente de 4,72% e 2,82%. Para vida de 10^6 ciclos, a diferença entre o valor obtido pela extrapolação da curva obtida a partir dos resultados experimentais e os previstos pelas equações (2-54) para os ensaios torcionais com os corpos de micro defeito com $\sqrt{\text{área}} = 500\mu\text{m}$ e $\sqrt{\text{área}} = 700\mu\text{m}$ foram respectivamente de 7,72% e 9,66%. Esse resultado mostra que assim como verificado na literatura, o limite de resistência a fadiga do material pode ser previsto com boa precisão através do critério $\sqrt{\text{área}}$.

4.2 IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS E ELABORAÇÃO DAS CURVAS PARÂMETRO-VIDA

A partir dos dados experimentais, foram calculados os parâmetros segundo metodologia apresentada em 3.3.1 e foram construídas as curvas que relacionam a vida a fadiga aos parâmetros representativos de falha (P_{SWT} e P_{FS}), de acordo com a metodologia desenvolvida na seção 3.3.2. Inicialmente construiu-se as curvas para o material sem defeito a fim de verificar qual deles representa melhor o comportamento do material. Posteriormente, a mesma metodologia e análise foi utilizada para os corpos de prova com diferentes tamanhos de defeito. São apresentadas Figuras utilizadas para análise gráfica, Tabela com as curvas interpoladas e discussão.

As Figuras 4.4 a 4.9 apresentam os gráficos de $P_{SWT} - N$ e $P_{FS} - N$ para corpos de prova sem defeito, com micro defeito de $\sqrt{\text{área}} = 500\mu\text{m}$ e $\sqrt{\text{área}} = 700\mu\text{m}$ respectivamente. Há a representação dos dados experimentais para os ensaios axiais ($R = -1$), torcionais ($R = -1$) e multiaxiais ($\sigma_a/\tau_a = 1$, $R = -1$) respectivamente pelos símbolos triângulo, círculo e cruz. Também nesses gráficos apresenta-se, em azul a curva interpolada a partir dos parâmetros obtidos para todos os ensaios dado o tipo de corpo de prova em linha contínua junto uma banda de 95% de confiança desta curva em linha tracejada como recomendado pela norma ASTM E739 – 10. Em vermelho é apresentada a curva interpolada somente a partir dos ensaios multiaxiais em linha contínua junto com sua extrapolação para os limites onde não foram encontrados dados experimentais em linha tracejada.

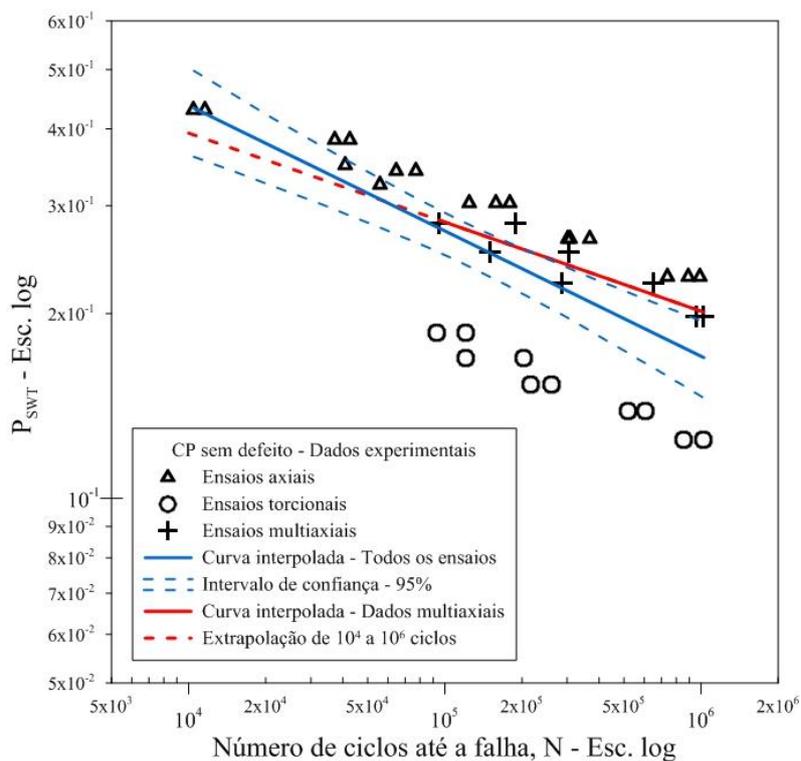


Figura 4.4: Diagrama $P_{SWT} - N$ para corpos de prova sem defeito em escala log-log

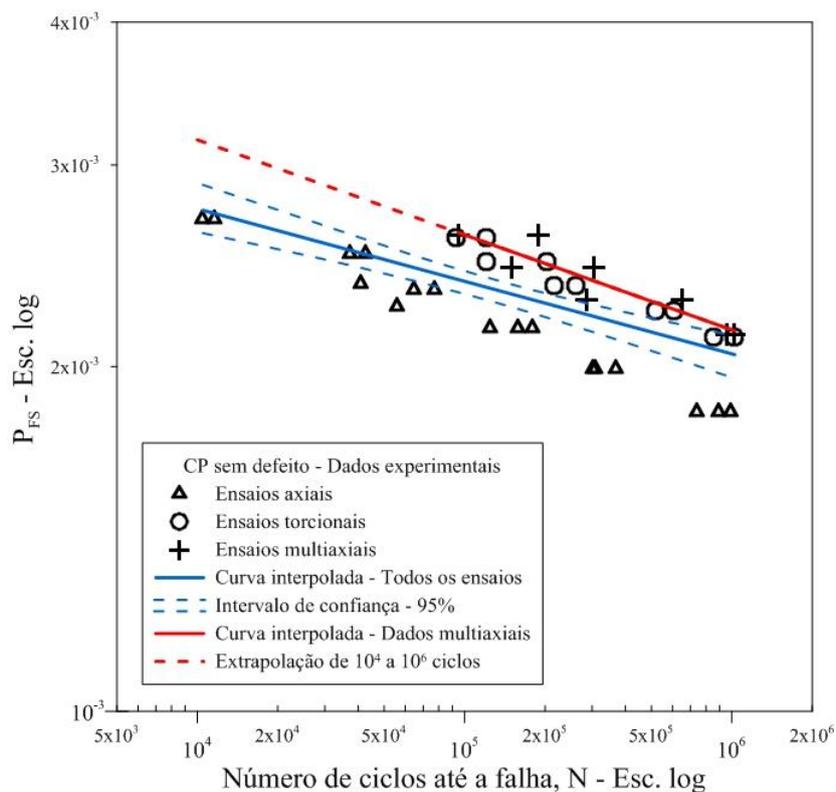


Figura 4.5: Diagrama $P_{FS} - N$ para corpos de prova sem defeito em escala log-log

A verificação das Figuras 4.4 e 4.5 mostram que não se pode tomar o comportamento da curva interpolada a partir dos ensaios multiaxiais através da curva interpoladas a partir de todos os ensaios

com exatidão. Entretanto, para o material sem defeito a curva do parâmetro SWT que representa somente os dados axiais parece representar bem os dados multiaxiais e vice-versa. Quando se verifica as curvas dos parâmetros FS para estes mesmos corpos de prova parece que a curva que representa os dados torcionais também descreve os dados multiaxiais.

Para corpos de prova sem micro defeitos, dentre as curvas que caracterizam os parâmetros verificados neste trabalho, SWT parece ser mais preciso no comportamento da curva que descreve ensaios multiaxiais pois toda a região de vida que atende ao intervalo de 10^4 até aproximadamente $3 \cdot 10^5$ ciclos, que inclui toda a extrapolação da curva para dados multiaxiais e boa para da curva interpolada a partir da dados experimentais se encontra dentro do intervalo de confiança de 95% em relação a curva interpolada a partir dos dados de todos os ensaios.

Esse mesmo comportamento não pode ser verificado para as curvas de FS tomadas a partir dos mesmos corpos de prova. A curva interpolada a partir dos dados de todos os ensaios está abaixo da curva interpolada somente com os dados de ensaios multiaxiais por todo o intervalo de vida estudado não estando a curva interpolada a partir dos dados multiaxiais dentro do intervalo de confiança de curva obtida a partir de todos os dados ao longo de todo o intervalo de vida verificado entre 10^4 e 10^6 ciclos.

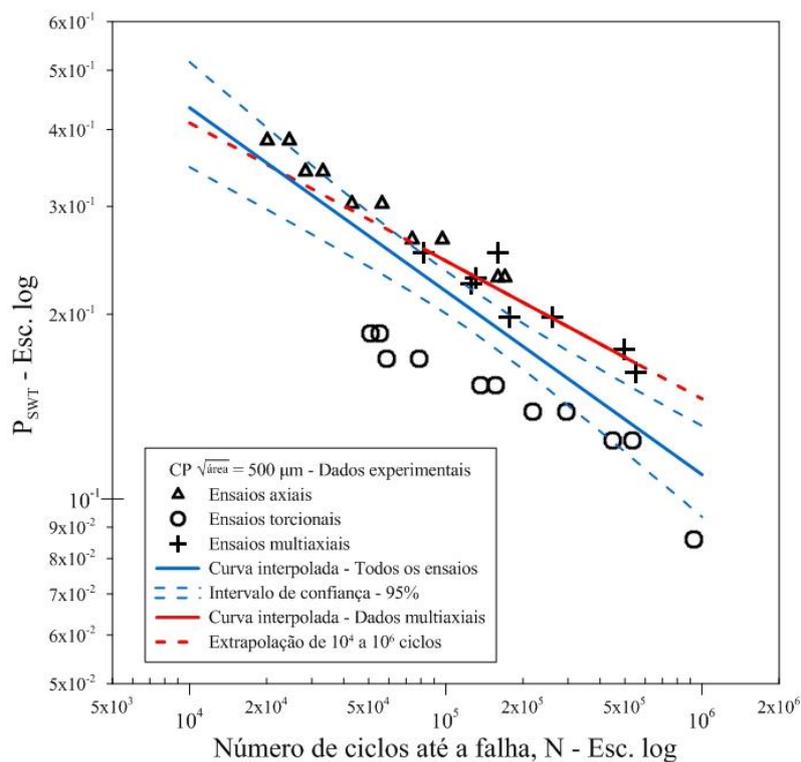


Figura 4.6: Diagrama $P_{SWT} - N$ para corpos de prova com micro defeito de $\sqrt{area} = 500 \mu m$ em escala log-log

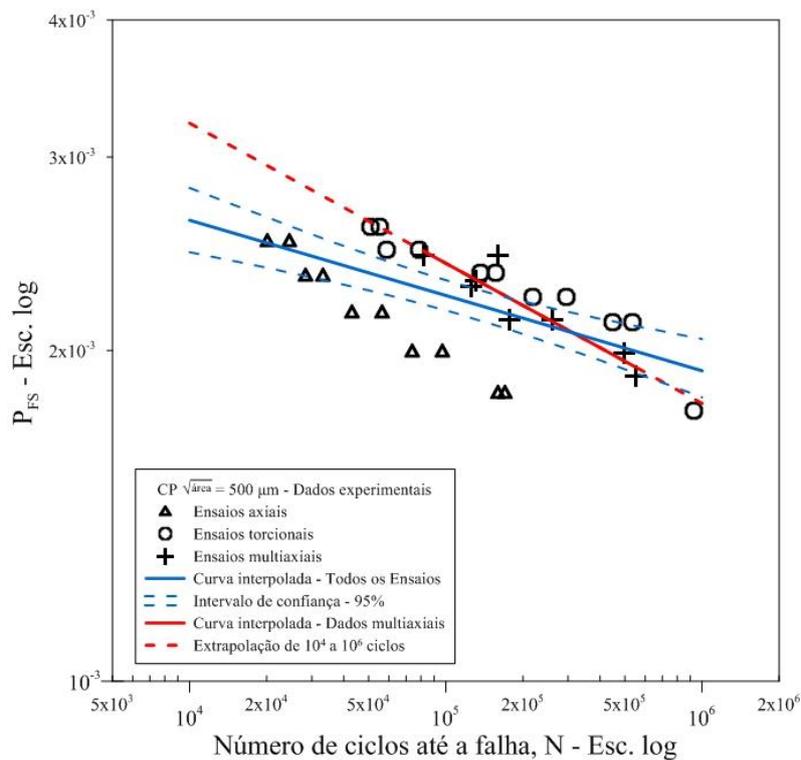


Figura 4.7: Diagrama $P_{FS} - N$ para corpos de prova com micro defeito de $\sqrt{area} = 500 \mu m$ em escala log-log

A verificação das Figuras 4.6 e 4.7 mostram que a impossibilidade de se tomar o comportamento da curva interpolada a partir dos ensaios multiaxiais através da curva interpoladas a partir de todos os ensaios com exatidão em corpos se mantem para os ensaios realizados em corpos de prova contendo micro defeito de $\sqrt{area} = 500 \mu m$. Assim como no caso sem defeito, a curva do parâmetro SWT que representa somente os dados axiais parece representar bem os dados multiaxiais e vice-versa. Quando se verifica as curvas do parâmetros FS para estes corpos de prova parece que a curva que representa os dados torcionais e a curva que descreve os dados multiaxiais mantêm a tendência de estarem próximas mesmo com a presença do micro defeito.

Ao verificar as curvas que caracterizam o parâmetros SWT para os corpos de prova contendo micro defeito de $\sqrt{area} = 500 \mu m$ verifica-se que a região da extrapolação da curva para dados multiaxiais está contida dentro do intervalo de confiança de 95% em relação a curva interpolada a partir dos dados de todos os ensaios somente para o intervalo de vida entre 10^4 e $7 \cdot 10^4$ aproximadamente se distanciando para número de ciclos maiores. É possível verificar também que para número de ciclos próximos de 10^5 alguns dados de ensaios torcionais passam a estar contidos dentro do intervalo de confiança de 95% em relação a curva interpolada a partir dos dados de todos os ensaios

O comportamento das curvas de FS tomadas para os corpos de prova contendo micro defeito de $\sqrt{area} = 500 \mu m$ tem comportamento diverso do verificado para os corpos de prova sem micro defeito. A curva interpolada a partir dos dados de todos os ensaios não parece representar bem o comportamento apresentado por todos os dados ou qualquer um dos diferentes tipos de ensaio separadamente. A curva

interpolada somente com os dados de ensaios multiaxiais, sem suas extrapolações, no entanto, estão mais próximas da região contida pelo intervalo de confiança de 95% em relação a curva interpolada a partir dos dados de todos os ensaios.

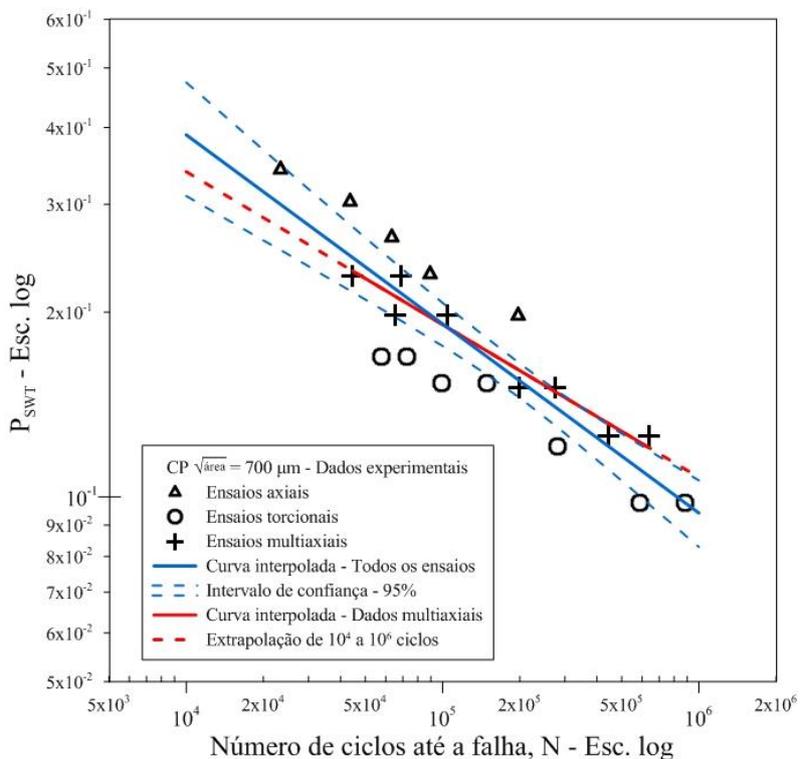


Figura 4.8: Diagrama $P_{SWT} - N$ para corpos de prova com micro defeito de $\sqrt{area} = 700 \mu m$ em escala log-log

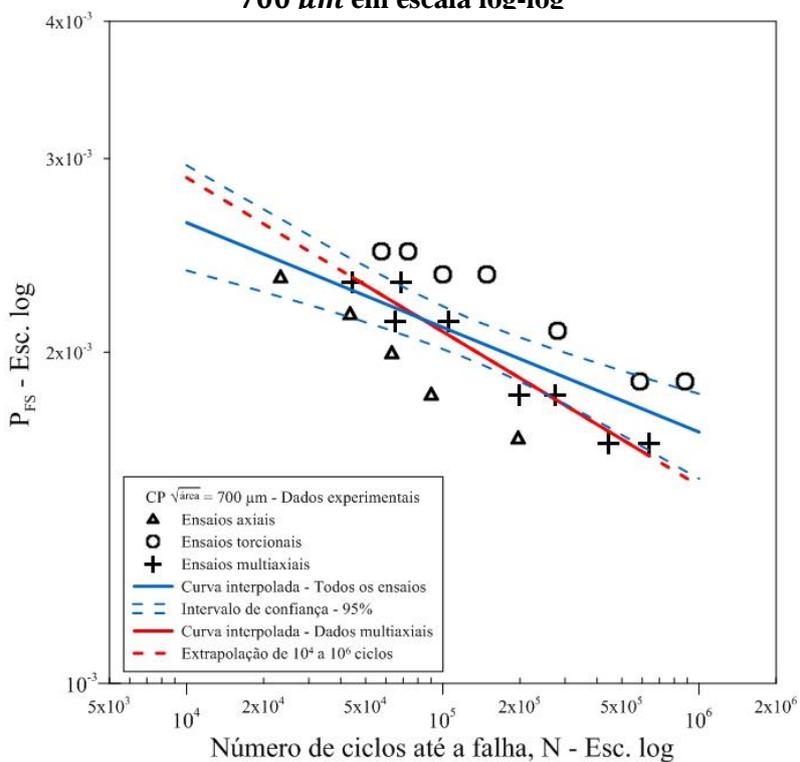


Figura 4.9: Diagrama $P_{FS} - N$ para corpos de prova com micro defeito de $\sqrt{area} = 700 \mu m$ em escala log-log

A verificação das Figuras 4.8 e 4.9 mostram que com o aumento do tamanho do defeito para as dimensões tais que critério $\sqrt{area} = 700 \mu m$, o comportamento da curva interpolada a partir dos ensaios multiaxiais passa a ser bem representado pela curva interpolada a partir de todos os ensaios. A curva do parâmetro SWT parece representar bem todos os diferentes ensaios apesar de haver certa dispersão. Quando se verifica as curvas dos parâmetros FS para estes corpos de prova, parece haver efeito de afastamento dos dados obtidos nos ensaios multiaxiais em relação aos obtidos em ensaios torcionais e este efeito é maior quanto maiores as dimensões do micro defeito.

Ao verificar as curvas que caracterizam o parâmetro SWT para os corpos de prova contendo micro defeito de $\sqrt{area} = 700 \mu m$ verifica-se que a curva para dados multiaxiais assim como sua extrapolação estão contidas dentro do intervalo de confiança de 95% em relação a curva interpolada a partir dos dados de todos os ensaios ao longo de todo o intervalo de vida verificado.

O comportamento das curvas de FS tomadas para os corpos de prova contendo micro defeito de $\sqrt{area} = 700 \mu m$ apresenta comportamento próximo do verificado para os corpos contendo micro defeito de $\sqrt{area} = 500 \mu m$ mas foram verificadas diferenças. A curva interpolada a partir dos dados de todos os ensaios não parece representar bem o comportamento apresentado por todos os dados ou qualquer um dos diferentes tipos de ensaio separadamente, entretanto a curva interpolada somente com os dados de ensaios multiaxiais, assim como suas extrapolações estão contidos dentro do intervalo de confiança de 95% em relação a curva interpolada a partir dos dados de todos os ensaios ao longo de quase todo o intervalo de vida verificado por este trabalho.

A Tabela 4-4 apresenta as equações das curvas que relacionam os diferentes parâmetros SWT e FS com a vida interpoladas a partir de todos os ensaios para um mesmo tipo de corpo de prova.

Tabela 4-4- Coeficientes e expoentes das curvas Parâmetro - número de ciclos até a falha interpoladas a partir de todos os ensaios

Parâmetro	Valor de \sqrt{area} (μm)	Coeficiente, A	Expoente, b	Coeficiente de determinação, R^2
SWT	Sem defeito	2,8678	-0,204	0,51
	500	6,8290	-0,299	0,66
	700	6,6478	-0,308	0,80
FS	Sem defeito	0,0049	-0,063	0,52
	500	0,0049	-0,069	0,40
	700	0,0063	-0,095	0,50

Através de análise gráfica podemos verificar que uma única curva interpolada a partir dos parâmetros de todos os diferentes tipos de ensaios não representa bem o comportamento do material para qualquer tipo de carregamento. Há uma clara separação entre os dados que representam cada um dos diferentes tipos de ensaio em todas as curvas $P_{SWT} - N$ e $P_{FS} - N$ e uma curva tomada a partir de um tipo de carregamento não representaria bem um carregamento diferente. Curvas interpoladas para cada diferente tipo de carregamento devem prever melhor o comportamento do material. Graficamente há dispersão maior dos dados nas curvas $P_{FS} - N$ do que nas curvas $P_{SWT} - N$. Diferenças específicas para cada tipo de corpo de prova foram consideradas.

Ao avaliarmos os coeficientes de determinação das curvas obtidas é possível verificar que valores mais próximos de 1 foram verificados para as curvas de SWT do que os obtidos por FS para todos os tipos de corpos de prova. A presença do defeito torna no modelo melhor assim como o aumento do tamanho do defeito.

Era esperado que se um dos parâmetros de fadiga multiaxial avaliados fosse calculado a partir de diferentes tipos de ensaio, este deveria representar bem o comportamento do material e deveria ser capaz de apresentar o mesmo comportamento independentemente do tipo de ensaio devido a sua capacidade de perceber falhas no material levando em consideração carregamentos complexos. Esperava-se que ensaios axiais e torcionais ou multiaxiais verificados por esses critérios responderiam de forma semelhante e através de uma única curva.

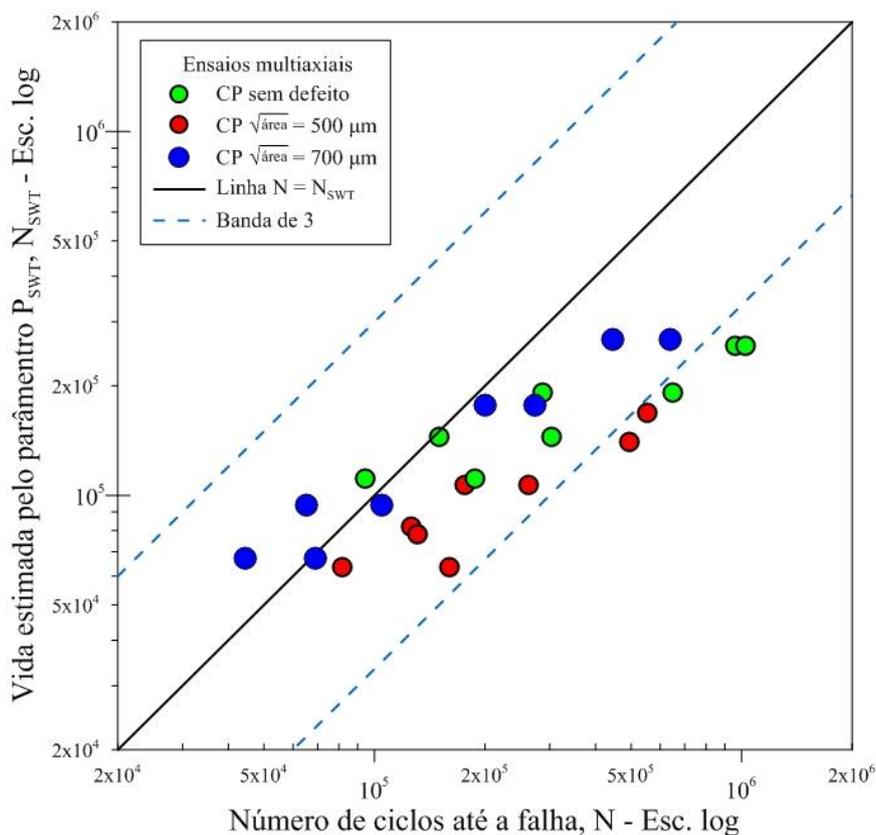
Dentre as curvas avaliadas para diferentes parâmetros, as $P_{SWT} - N$ apresentaram comportamento mais próximo do esperado para um critério de falha multiaxial válido para o material com e sem defeito e além disso, a curva que descreve os resultados multiaxiais apresenta boa conformidade com a curva interpolada a partir de todos os três tipos de carregamento quando comparada com as curvas $P_{FS} - N$.

Essa conformidade pode ser devida ao plano crítico e o tipo de falha para o qual o critério de fadiga multiaxial SWT é válido ser semelhante aos experimentais verificados para micro defeitos. O parâmetro de SWT vale para materiais que falham predominantemente por crescimento de trincas no plano de máxima tensão ou deformação de tração e onde o crescimento da trinca ocorre em planos perpendiculares à atuação da máxima tensão e deformação principal. O resultados experimentais mostram que em corpos com micro defeito, a direção de uma trinca não-propagante é aproximadamente normal a direção da maior tensão principal σ_1 em ensaios axiais, torcionais e multiaxiais independente da razão de tensão combinada τ/σ .

Aumento na dureza do material podem levar a melhores previsões pelo parâmetro de SWT dado que o material avaliado neste trabalho é bem dúctil e o tipo de falha verificado por SWT é característico de materiais mais duros.

4.3 PREVISÃO DE VIDA DE ELEMENTOS CONTENDO MICRO DEFEITO SOB CARREGAMENTO MULTIAXIAL ATRAVÉS DE ENSAIOS DE TRAÇÃO E TORÇÃO

Após a elaboração das curvas parâmetro-vida, foi verificado qual delas apresentava melhor previsão de vida para o material na presença de micro defeitos em ensaios multiaxiais. Para realizar essa verificação utilizou-se o procedimento recursivo apresentado na seção 3-4 da metodologia e as Figuras 4.10 e 4.11 abaixo mostram os gráficos $N_{FS} - N$ e $N_{PSW} - N$. Nestes gráficos os dados foram apresentados com mesmo símbolo mas cada tipo de corpo de prova foi representado por uma cor diferente sendo verde para os corpos de prova sem micro defeitos, vermelho para os corpos de prova com defeito $\sqrt{\text{área}} = 500\mu\text{m}$ e azul escuro para os corpos de prova com defeito $\sqrt{\text{área}} = 700\mu\text{m}$. A linha preta representa os pontos onde a vida estimada é igual a vida observada. Também é apresentada a banda de 3 através das linhas pontilhadas em azul claro. Uma banda de fator 3 situam os resultados em que a vida estimada é até três vezes menor ou até três vezes maior do que a vida observada.



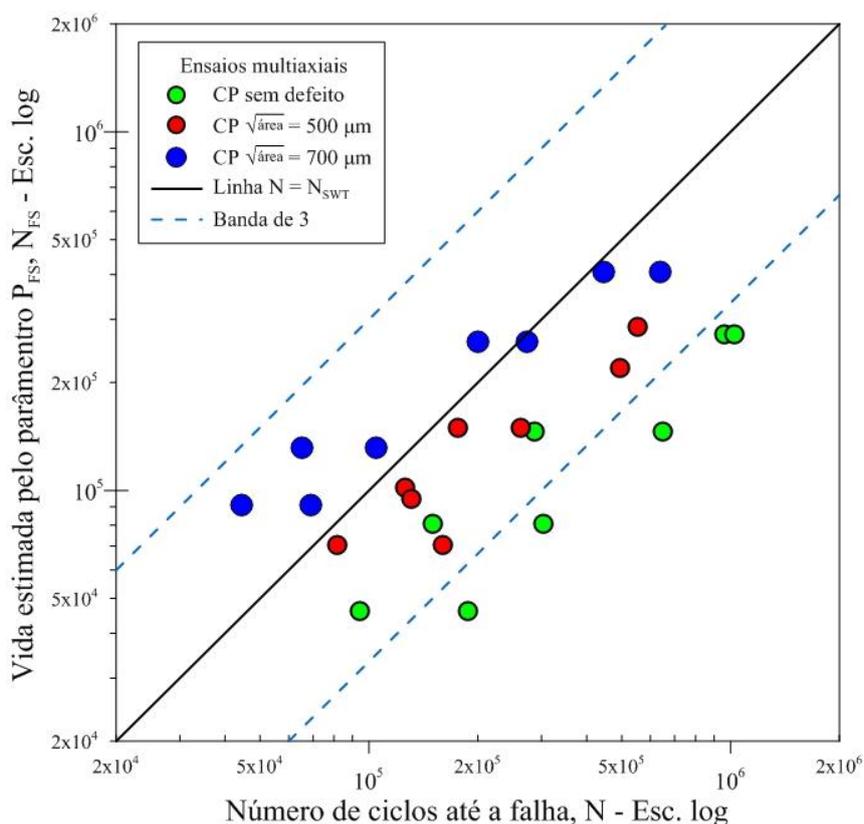


Figura 4.11: Diagrama $N_{FS} - N$ para ensaios multiaxiais em escala log-log

A Tabela 4-5 mostra as curvas obtidas para os parâmetros em função da vida interpoladas a partir dos ensaios axiais e torcionais.

Tabela 4-5- Coeficientes e expoentes das curvas Parâmetro-número de ciclos até a falha interpoladas a partir dos ensaios axiais e torcionais

Parâmetro	Valor de $\sqrt{areã}$ (μm)	Coeficiente, A	Expoente, b	Coeficiente de determinação, R^2
SWT	Sem defeito	3,5825	-0,225	0,54
	500	11,7620	-0,351	0,76
	700	9,8383	-0,342	0,79
FS	Sem defeito	0,0052	-0,070	0,62
	500	0,0048	-0,067	0,37
	700	0,0046	-0,067	0,30

Tanto na Figura 4.10 como na Figura 4.11 verificamos que os gráficos mostram resultados de previsão de vida conservadores sendo os resultados encontrados para a vida estimada pelo parâmetro de SWT melhores do que os resultados obtidos para a previsão de vida de FS. Através da utilização dos dois parâmetros é possível verificar que a previsão de vida é melhor para números de ciclo até a falha menores para a vida estimada pelo parâmetro de SWT.

Coefficientes de determinação semelhantes aos verificados para as curvas apresentadas na Tabela 4-4 foram encontrados reiterando que SWT é mais eficiente na previsão de vida do material do que FS e que a presença assim com o aumento do tamanho do defeito torna o modelo mais apropriado.

Na Figura 4.10 é possível verificar a vida estimada pelo parâmetro de SWT. Esse parâmetro apresentou mais resultados contidos dentro da banda de 3 e para um mesmo tipo de carregamento, maior tendência a se aproximar da reta onde a vida estimada é igual a vida observada. Com o aumento do tamanho do defeito houve melhora na previsão de vida por esse parâmetro. A maior parte dos resultados encontrados está abaixo da linha onde a vida estimada é igual a vida experimental. Isso mostra que a vida estimada é inferior à vida obtida experimentalmente.

Na Figura 4.11 é possível verificar a vida estimada pelo parâmetro de FS. A vida estimada pelo parâmetro de FS apresentou o mesmo número de resultados fora da banda de três que a curva estimada pelo parâmetro SWT mas todos os resultados fora da banda de 3 são referentes ao corpo de prova sem defeito, mostrando que a presença do defeito torna a metodologia melhor, mas com o aumento do defeito temos a previsão deixando de ser conservadora e passamos a estimar vidas inferiores às obtidas experimentalmente para corpos de prova com defeito $\sqrt{\text{área}} = 700\mu\text{m}$. Isso mostra que o parâmetro medido tem comportamento imprevisível na previsão de vida com ou sem a presença de micro defeitos sendo sua utilização inadequada para esta finalidade.

5 CONCLUSÕES

O objetivo desse projeto de graduação foi realizar um estudo sobre as metodologias propostas por Murakami e Endo e avaliar a possibilidade de usar essa metodologia não apenas para a previsão da resistência a fadiga, mas também para a previsão da vida à fadiga sob carregamentos multiaxiais. Para realizar essa verificação foram empregados os modelos de plano crítico baseados nos parâmetros de Smith-Watson-Topper e Fatemi-Socie e comparou-se a vida estimada a partir dessas curvas como a vida observada do elemento na presença de micro defeitos experimentalmente. Se bons resultados fossem verificados para a previsão de vida haveria a tentativa de utilizar o critério $\sqrt{área}$ para quantificar o efeito do micro defeito sob a vida em fadiga. Com base nos resultados obtidos conclui-se que:

- A presença do micro defeito assim como o aumento de suas dimensões causam diminuição do número de ciclos até a falha para um mesmo nível de amplitude de tensão e esse efeito aumenta com o aumento das dimensões do micro defeito reforçando que a existência de micro defeitos e seus efeitos sob a vida em fadiga não podem ser ignorados em aplicações de engenharia.
- Em ensaios axiais e torcionais, para número de ciclos com valor 10^4 , há uma tendência a que as tensões descritas pelas diferentes curvas $S - N$ se encontrem em um mesmo valor independentemente da presença ou das dimensões do micro defeito. Diferenças sempre inferiores a 10% entre os valores da tensão obtido através das diferentes curvas para esse número de ciclos até a falha foram verificados. Tal comportamento se manteve para a curva dos ensaios multiaxiais mas não para todos os tamanhos de defeito.
- As equações que consideram o fator $\sqrt{área}$ são capazes de prever o limite de resistência fadiga do material para número de ciclos com valor 10^6 . A diferença entre o valor calculado pela extrapolação da curva obtida a partir dos resultados experimentais e os previstos pelas equações que levam em consideração o fator $\sqrt{área}$ foram sempre inferiores a 10% para os ensaios axiais e torcionais realizados nos corpos de prova contendo micro defeitos.
- Uma única curva $P_* - N$ interpolada a partir dos parâmetros de todos os diferentes tipos de ensaios não representa bem o comportamento do material para qualquer tipo de carregamento. Há uma clara separação entre os dados que representam cada um dos diferentes tipos de ensaio em todas as curvas $P_{SWT} - N$ e $P_{FS} - N$ e uma curva tomada a partir de um tipo de carregamento não representaria bem um carregamento diferente.
- Dentre as curvas avaliadas para diferentes corpos de prova, as $P_{SWT} - N$ apresentaram comportamento mais próximo do esperado para um critério de falha multiaxial válido. As curvas $P_{SWT} - N$ que descrevem os resultados multiaxiais apresentam boa conformidade com a curva interpolada a partir de todos os três tipos de carregamento

quando comparada com as curvas $P_{FS} - N$. Há dispersão maior dos dados nas curvas $P_{FS} - N$ do que nas curvas $P_{SWT} - N$.

- Nenhum dos dois parâmetros verificados apresentou o comportamento esperado para um parâmetro de fadiga multiaxial válido. Esperava-se que ensaios axiais e torcionais ou multiaxiais verificados por esses parâmetros responderiam de forma semelhante e através de uma única curva. Era esperado de um parâmetro de plano crítico adequado que, quando este fosse calculado a partir de diferentes tipos de ensaio, este deveria representar bem o comportamento do material e deveria ser capaz de apresentar o mesmo comportamento independentemente do tipo de ensaio.
- Os resultados de previsão de vida para ensaios multiaxiais mostram-se conservadores sendo os resultados encontrados para a vida estimada pelo parâmetro de SWT melhores do que os resultados obtidos para a previsão de vida pelo parâmetro de FS. A previsão de vida é melhor para números de ciclo até a falha menores nos dois casos.
- A vida estimada pelo parâmetro de SWT apresentou mais resultados contidos dentro da banda de 3 e para um mesmo tipo de carregamento, maior tendência a se aproximar da reta onde a vida estimada é igual a vida observada. Com o aumento do tamanho do defeito houve melhora na previsão de vida por esse parâmetro.
- A vida estimada pelo parâmetro de FS apresentou o mesmo número de resultados fora da banda de três que a curva estimada pelo parâmetro SWT mas todos os resultados fora da banda de 3 são referentes ao corpo de prova sem defeito. Para o intervalo de vida experimentais verificado, a presença do defeito torna a metodologia melhor, mas com o aumento do defeito temos a previsão deixando de ser conservadora e passamos a estimar vidas inferiores às obtidas experimentalmente. Isso mostra que o parâmetro medido Isso mostra que o parâmetro medido tem comportamento imprevisível na previsão de vida com ou sem a presença de micro defeitos sendo sua utilização inadequada para a previsão de vida.
- Apesar do critério \sqrt{area} possibilitar a previsão do limite de resistência a fadiga do material estudado, a previsão de vida através dos parâmetros SWT e FS estudados não se mostrou adequada e portanto não foi verificado por este trabalho a previsão de vida de forma direta através dos parâmetros SWT ou FS e do critério \sqrt{area} .

5.1 PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

Sugere-se para trabalhos futuros:

- Verificar se outros modelos de falha apresentam melhores resultados para previsão de vida de forma direta

- Realizar ensaios com carregamentos multiaxiais fora de fase a fim de complementar a análise deste trabalho
- Verificar os efeitos da mudança da geometria do micro defeito e consequente mudança no cálculos do critério $\sqrt{\acute{a}rea}$ para os mesmos carregamentos
- Verificar o efeito do aumento da dureza HV sob os resultados de previsão de vida através dos mesmos parâmetros
- Realizar ensaios para o intervalo de vida entre 10^3 a 10^4 e verificar se as conclusões deste trabalho se mantêm.
- Verificar a possibilidade de utilizar o comportamento do material em suas condições limites de número de ciclos até a falha e o critério $\sqrt{\acute{a}rea}$ de forma indireta para obter melhores resultados para a previsão de vida

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

American Society for Testing Materials. **E466 – 15 Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials** In: Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2015, www.astm.org

American Society for Testing Materials. **E468 – 18 Standard Practice for Presentation of Constant Amplitude Fatigue Test Results for Metallic Materials** In. Standard Practice for Presentation of Constant Amplitude Fatigue Test Results for Metallic Materials, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2018, www.astm.org

American Society for Testing Materials. **E739 – 10 Standard Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (ϵ -N) Fatigue Data** In. Standard Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (ϵ -N) Fatigue Data, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2015, www.astm.org

BERNASCONI, A.; PAPADOPOULOS, I.V. **Efficiency of algorithms for shear stress amplitude calculation in critical plane class fatigue criteria**. Computational Materials Science, [s.l.], v. 34, n. 4, p.355-368, dez. 2005. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.commatsci.2005.01.005>.

BERETTA, S.; FOLETTI, S.; VALIULLIN, K.. **Fatigue strength for small shallow defects/cracks in torsion**. International Journal Of Fatigue, [s.l.], v. 33, n. 3, p.287-299, mar. 2011. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2010.08.014>.

BERETTA, S., MURAKAMI, Y. **SIF and Threshold for Small Cracks at Small Notches under Torsion**. Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct, p. 97-104, 2000

BORGES, R. A. (2018). **Generalização da Teoria da Distância Crítica para Estimativa de Vida de Componentes Entalhados em Regime de Médio e Alto Ciclo de Fadiga**. Dissertação de Mestrado em Integridade de Materiais da Integridade da Engenharia, Publicação N° 073A/2018, Faculdade UnB Gama/FT/Universidade de Brasília, DF, 87 p.

BROWN, M. W., MILLER, K. J. **A theory for fatigue under multiaxial stress-strain conditions**. Proc. Inst. Mech. Engrs 187, p,745-755, 1973,

CALLISTER Jr, W. D. **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**. 7. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2008. cap 8 p. 151-183

DANTAS, A. P. (2009) **Proposta Alternativa para Amplitude da Tensão Cisalhante e Uso de Algoritmos Genéticos para Determinação do Plano Crítico em Fadiga Multiaxial**, Publicação ENM.TD-003/2009, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 142p.

ENDO M. European Structural Integrity Society: **The multiaxial fatigue strength of specimens containing small defects**. Fukuoka, 31, p243-264. 2003.

ENDO M., ISHIMOTO I., **The fatigue strength of steels containing small holes under out-of-phase combined loading**. International Journal of Fatigue 28, p;592-597. 2006.

ENDO, M., MURAKAMI, Y. **A Geometrical Parameter for the Quantitative Estimation of the Effects of Small Defects on Fatigue Strength of Metals.** Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. A, n.49(438) p. 127-136. 1983

ENDO, M., MURAKAMI, Y. **Effects of an Artificial Small Defect on Torsional Fatigue Strength of Steels** Eng. Mater. Tech., Trans. ASME, 109, p. 124-129, 1987

FATEMI, A.; SOCIE, D. F. **A Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage Including Out of Phase Loading.** Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 11 (3) 149–165, 1988

GONZALEZ M., J. M. (2018). **Previsão de vida em fadiga de fios de alumínio liga contendo microfuros utilizando métodos numéricos.** Tese de Doutorado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM-DT 49/2018, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 85p.

McEVILY A. J.: **Metal Failures: Mechanisms, Analysis, Prevention**, John Wiley, New York, 2002

MURAKAMI Y., FUKUDA S. ENDO T. **Effect of Micro-hole on Fatigue Strength [1st Report, Effect of Micro-hole (Dia.: 40, 50, 80, 100 and 200 pm) on the Fatigue Strength of 0.13% and 0.46% Carbon Steels].** Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. Ser. I, n. 44(388), p. 4003-4013. 1978

MURAKAMI, Y. **Metal Fatigue: Effects of Small Defects and Nonmetallic Inclusions.** 1ª ed. Kidlington, Oxford: Elsevier Science Ltd, 2002. 369p.

MURAKAMI Y. NEMAT-NASSER S., **Growth and stability of interacting surface flaws of arbitrary shape** Engng Fract Mech 17 3, p. 193-210. 1983

NISHIDA S.: **Failure Analysis in Engineering Applications**, Butterworth Heinemann, London, 1992.

NISHIMURA, Y. et al. **Fatigue strength of spring steel with small scratches.** Fatigue & Fracture Of Engineering Materials & Structures, [s.l.], v. 41, n. 7, p.1514-1528, 26 fev. 2018. Wiley. <http://dx.doi.org/10.1111/ffe.12793>.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas – Uma Abordagem Integrada.** 4ª. ed. Porto Alegre - RS: Bookman, 2013.

PINTO NETO, E. S. (2018). **Avaliação de modelos multiaxiais para estimativa da resistência à fadiga de aços naturalmente defeituosos.** Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM.DM-282/2018, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 53p.

QUEIROZ, H., MAMIYA, E.N. (2018). **Estimativa de vida à fadiga para o aço AISI 1045 trefilado e normalizado com micro defeito.** 10.26678/ABCM.CONEM2018.CON18-1511.

SCHÖNBAUER, B.M., YANASE, K., ENDO, M. **The Influence of various types of small defects on the threshold behaviour of precipitation-hardened 17-4PH stainless steel,** Theoretical and Applied Fracture Mechanics (2016), doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.tafmec.2016.10.003>

SHIGLEY, J. E.; BUDYNAS, R. G.; MISCHKE, C. R. **Projeto de Engenharia Mecânica.** 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. cap 7, p. 301-383

SMITH, R. N.; WATSON, P.; TOPPER, T.H. **A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals.** Journal of Materials, 5 (4) 767–778, 1970

SOCIE, D.; MARQUIS, G. **Multiaxial Fatigue**. SAE International, 1997

SOCIE, D.. **Multiaxial Fatigue Damage Models**. Journal Of Engineering Materials And Technology, [s.l.], v. 109, n. 4, p.293-298, 1 out. 1987. ASME International. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3225980>.

SUSMEL, L.;LAZZARIN, P. **A bi-parametric Wöhler curve for high cycle multiaxial fatigue assessment**. Fatigue Fract Engng Mater Struct, n. 25, p.63-78, 2002, Blackwell Science Ltd.

SUSMEL, L. **Multiaxial notch fatigue: From nominal to local stress/strain quantities**. Boca Raton, FL 33487, USA: CRC Press LLC, 2009.