



PROJETO DE GRADUAÇÃO

Uso de modelos multiaxiais para estimativa de caminho de trincas sob condições de fadiga por *fretting* na liga Al7050 T7451.

Por

Geovana Callasans Veras Pessoa

Brasília, 3 de julho de 2018

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

Uso de modelos multiaxiais para estimativa de caminho de trincas sob condições de fadiga por *fretting* na liga Al7050 T7451.

Por

Geovana Callasans Veras Pessoa

Relatório submetido como requisito para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico

Banca Examinadora

Prof. José Alexander Araújo, UnB/ENM (Orientador) _____

Prof. Thiago de Carvalho Rodrigues Doca, UnB/ENM _____

Prof. Jorge Luiz de Almeida Ferreira, UnB/ENM _____

Brasília 3 de julho de 2018

*Os números são a Linguagem
Universal ofertada por Deus aos
humanos como confirmação da verdade*
Santo Agostinho, (354–430 d.C.)

Agradecimentos

Primeiramente, a Deus. Por me proporcionar oportunidades tão maravilhosas, colocar pessoas sensacionais na minha vida e me fazer um ser que recebe tantas bênçãos todos os dias. A minha mãe, Dona Hilvete Maria, por ter sido meu maior exemplo de persistência e superação. Por sempre ter pensando em mim antes dela mesmo, e por nunca desistir de mim.

A Família Bolo, Ana Helena Perez, Marina Gontijo e Thaís França. Por terem sido minhas melhores amigas na UnB e companheiras de sofrimento e alegrias desde o início da minha trajetória na UnB, além de diversas vezes minhas monitoras e provedoras de almoços, jantares, lanches e sorvetes. Ao Vinícius Nattan, por sempre ter pensado *nós* toda vez que eu tinha um problema, por sempre me chamar a atenção nos momentos em que eram precisos, além de me aguentar todas as vezes que eu surtava. A Thaís França, minha companheira nos últimos 2 anos de UnB, obrigada por aturar todos os meus surtos e nossas brigas, além das memórias maravilhosas. Ao Gabriel Juvenal, por todo apoio e paciência em me ajudar diversas vezes. A Taty e Leo, por terem corrigido diversos textos e me ajudado a chegar na próxima fase pós UnB, além da Carol, a afilhada mais linda e educada que alguém poderia pedir.

A Draco Volans - Aerodesign, que me proporcionou os melhores anos da UnB, além das noites mais engraçadas e crescimentos profissionais. Obrigada por sempre exigir o máximo de mim e me fazer crescer.

A todos da equipe de Engenharia do Banco do Brasil, principalmente aos meus chefes Tiago Henrique e Paulo Henrique, que me permitiram ter horários malucos para poder concluir este trabalho e por terem sido excelentes mentores durante meu estágio, além dos estagiários maravilhosos que também cresceram junto comigo.

Ao Prof. José Alexander, por esses anos de orientação e oportunidades. Obrigada por abrir tantas portas na minha carreira e ter me auxiliado todos esses anos.

To Professor Satchi Ventakaraman and everyone at the Structure's Lab, for literally betting and believing in me. Thank you for welcoming me and teaching me so much. You're all brilliant! Hope to see you in a short future.

Resumo

O objetivo deste trabalho é avaliar modelos para a previsão de direção de iniciação de trincas em condições de Fadiga por *Fretting*. Os modelos de fadiga multiaxial em questão são baseados em abordagens de Plano Crítico e associados a Teorias de Distância Crítica para incorporar o efeito de gradiente de tensão nestas estimativas de caminho de trinca. Mais especificamente, considerou-se na análise os modelos multiaxiais de Carpinteri e Spagnoli, Smith-Watson-Topper, Curvas Modificadas de Wöhler e Fatemi-Socie. Propôs-se também uma metodologia denominada Direção Crítica para definir o plano crítico ao longo de um comprimento e não apenas em um único ponto material mais solicitado. Para a validação destes modelos, são utilizados dados de ensaios realizados no Laboratório de Fadiga, Fratura e Materiais da Universidade de Brasília. O material analisado é o Al 7050 T7451 e a configuração geométrica de contato é do tipo cilindro-plano. Para os carregamentos adotados, as melhores estimativas de caminho inicial de trinca foram obtidas pelo modelo de Carpinteri-Spagnoli associado a metodologia da Direção Crítica.

Palavras-chaves: Fadiga por *Fretting*. Fadiga Multiaxial. Mecânica da Fratura. Trincas.

Abstract

The aim of this work is to evaluate a variety of models to predict the initial crack direction under fretting fatigue conditions. The models here discussed are based on Critical Distance Theory and were applied in conjunction with the Critical Direction Method. In order to validate these models, routines were made in MatLab for numerical simulation and their results were compared with data from the literature and experiments done at the Fatigue, Fracture and Materials Laboratory of the University of Brasília. The flat dog bone specimens and pad here analyzed are made of Al 7050 T7451 and the critical-plane multiaxial theories are Carpinteri and Spagnoli, Smith-Watson-Topper, Modified Curves of Wohler and Fatemi-Socie. For the adopted loads, the results that obtained the least error were those of Carpinteri-Spagnoli, applying the methodology of the Critical Direction.

Key-words: fretting fatigue. Carpinteri. Spagnoli

Lista de Figuras

Figura 1 – Turbina Aeronáutica (a) Montagem pás e rotor; (b) Ruptura sem grandes danos da pá de uma turbina em 2007 em Dallas; (c) Ruptura em disco HTP de 1 estágio em vôo American Airlines N330AA em 2006 e (d) Ruptura de disco em 1996 levou a morte de 2 pessoas. Fonte: Meriaux, 2010	2
Figura 2 – Acidente da Aloha Airlines em Abril de 1968	3
Figura 3 – Plano de Corte Δ em um corpo sólido.	8
Figura 4 – Plano de Corte em um corpo sólido com o vetor unitário \mathbf{n}	8
Figura 5 – Carregamentos proporcionais. Fonte: (SOCIE, 1987).	10
Figura 6 – Carregamentos não-proporcionais. Fonte: (SOCIE, 1987).	10
Figura 7 – Caracterização de contatos: (a) Incompleto e não-conforme; (b) Incompleto e conforme; (c) Completo; (d) Incompleto com singularidade.	11
Figura 8 – Ilustração do contato normal entre dois corpos elasticamente idênticos.	12
Figura 9 – Ilustração da Zona de Aderência e Zona de Escorregamento	13
Figura 10 – Ilustração do contato entre corpos cilíndricos submetidos a carregamentos normal e cisalhante.	13
Figura 11 – Regiões de escorregamento e de adesão para o contato entre cilindros em regime de escorregamento parcial.	16
Figura 12 – Perfil de distribuição de pressão e tensão cisalhante superficial para uma configuração clássica de carregamento $Q/fP = 0,59$	17
Figura 13 – Variação do carregamento Q com o tempo t	18
Figura 14 – Variação das tensões cisalhantes na superfície do contato em diferentes instantes de tempo para um carregamento Q cíclico	19
Figura 15 – Modos <i>I</i> , <i>II</i> e <i>III</i> de propagação de trincas	20
Figura 16 – Ilustração do estado de tensão a uma distância r, θ da ponta trinca em uma placa submetida a um carregamento uniaxial σ	21
Figura 17 – Taxa de crescimento da trinca em função de ΔK . (CARDOSO, 2015).	22
Figura 18 – Tetraedro de Cauchy com forças genéricas atuantes no corpo num plano Δ	23

Figura 19 – Decomposição do vetor \mathbf{t} considerando as bases \mathbf{e}_a e \mathbf{e}_b no plano material Δ . (YU et al., 2017)	24
Figura 20 – Aplicação do Método MRH no plano material Δ	25
Figura 21 – (a) Vista geral de um espécime cilíndrico. (b) Vista do plano crítico na superfície do ponto P.	28
Figura 22 – Representação esquemática do Método da Direção Crítica.	32
Figura 23 – Critério de Carpinteri e Spagnoli (2001) aplicado em conjunto com o método da Direção Crítica para Configuração 2 da Tabela 5.	33
Figura 24 – Esquema da Máquina de Fadiga por <i>Fretting</i> . Fonte: (ALMEIDA, 2017).	35
Figura 25 – Corpo de prova preso a garra, após aplicação de pressão no atuador de 250 <i>kN</i> com <i>CP</i>	36
Figura 26 – (a) Configuração alinhada (b) Configuração desalinhada. Marcas do ensaio realizado para a configuração 7 da Tabela 6.	37
Figura 27 – Metodologia para análise do tamanho do contato para os ensaios.	38
Figura 28 – Procedimento de Análise Pós-Ensaio.	38
Figura 29 – Embutimento da amostra cortada do Corpo de Prova.	39
Figura 30 – Procedimento adotado para medição da direção de propagação da maior trinca encontrada.	39
Figura 31 – Tamanho da Zona de de Adesão e Escorregamento dos Ensaios realizados.	43
Figura 32 – Contato com trincas da Configuração 8 Ensaio 2.	44
Figura 33 – Contato com trincas da Configuração 7 Ensaio 1.	44
Figura 34 – Comprimentos totais das trincas para a Configuração 7.	45
Figura 35 – Comprimentos totais das trincas para a Configuração 8.	45
Figura 36 – Variação do comprimento de trinca com aumento da carga cisalhante.	46
Figura 37 – Variação do comprimento de trinca com a variação da carga média para sapata de raio 70 mm.	47
Figura 38 – Variação do comprimento de trinca com a variação da carga média para sapata de raio 30 mm.	47
Figura 39 – Ângulos de Iniciação de Trinca para Configuração 7 e 8.	48
Figura 40 – Resultados Analíticos e Experimental Esquematizado para a Configuração 7.	50
Figura 41 – Comparação dos Resultados Analíticos com os Experimentais	50
Figura 42 – Comparação dos Resultados Experimentais com os Resultados Numéricos para Variação da Carga Cisalhante.	52
Figura 43 – Comparação dos Resultados Experimentais com os Resultados Numéricos para Variação da Carga Média para Sapata de Raio 70 mm.	52
Figura 44 – Comparação dos Resultados Experimentais com os Resultados Numéricos para Variação da Carga Média para Sapata de Raio 30 mm.	53

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Componentes cisalhantes normalizadas em diferentes regiões de um ciclo de <i>fretting</i>	18
Tabela 2 – Composição Química da liga Al 7050 T7451. Fonte: (DAVIS, 1994) . . .	33
Tabela 3 – Propriedades mecânicas da liga de alumínio 7050 T7451 (ROSSINO et al., 2009).	34
Tabela 4 – Propriedades de fadiga do Al 7050 T7451. Fonte: (ATZORI; MENEGHETTI; SUSMEL, 2005)	34
Tabela 5 – Configurações dos ensaios realizados no Al7050 T7451 (ALMEIDA, 2017).	40
Tabela 6 – Configurações dos ensaios realizados pela autora no Al7050 T7451. . . .	40
Tabela 7 – Medidas experimentais das zonas de adesão tamanho total do contato para C7E1 (Figura 31 a).	42
Tabela 8 – Medidas experimentais das zonas de adesão tamanho total do contato para C7E2 (Figura 31 b).	42
Tabela 9 – Medidas experimentais das zonas de adesão tamanho total do contato para C8E1 (Figura 31 c).	42
Tabela 10 – Medidas experimentais das zonas de adesão tamanho total do contato para C8E2 (Figura 31 d).	42
Tabela 11 – Erros associados ao tamanho do contato e zona de escorregamento. . . .	43
Tabela 12 – Comprimentos de Trinca Experimentais para os carregamentos de Almeida (2017) e da autora.	46
Tabela 13 – Ângulos de Iniciação de Trincas para os carregamentos propostos	49
Tabela 14 – Resultado numéricos para os carregamentos das Tabelas 5 e 6.	49
Tabela 15 – Erros associados ao restados analíticos e experimentais para o ângulo de iniciação de trincas.	51

Lista de símbolos

σ_n	tensão normal [Mpa]
τ	vetor tensão cisalhante [MPa]
σ_{ut}	tensão de ruptura [MPa]
σ_y	tensão de escoamento [Mpa]
ΔK_{th}	limiar do fator intensidade de tensão [MPa \sqrt{m}]
E	módulo de elasticidade [Mpa]
ΔK_I	amplitude do fator intensidade de tensão no Modo I [MPa \sqrt{m}]
σ_{-1}	faixa do limite de resistência à fadiga [MPa]
$\Phi(z)$	função potencial de Muskhelishvili
p_0	pressão de pico [MPa]
R_{eq}	raio equivalente [mm]
E_{eq}	módulo de elasticidade equivalente [MPa]
ϕ, θ, ψ	ângulos principais de Euler [°]
μ	coeficiente de Poisson
x, y, z	eixos do sistema cartesiano
P	carregamento normal por unidade de comprimento [N/mm]
Q	carregamento cisalhante por unidade de comprimento [N/mm]
a	tamanho do semi-contato [mm]
c	tamanho da zona de escorregamento [mm]
$\sigma_{m,x}$	tensão média [MPa]
L	distância crítica [mm]

τ_a	amplitude da tensão cisalhante [MPa]
$\tau_{a,MRH}$	amplitude de tensão cisalhante segundo método MRH [MPa]
$\sigma_{1,a}$	amplitude da tensão principal 1 [MPa]
$\hat{1}, \hat{2}, \hat{3}$	média das direções principais [°]

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Motivação	1
1.2	Histórico	2
1.3	Objetivo	5
1.4	Estrutura do Trabalho	5
2	TEORIA FUNDAMENTAL	7
2.1	Conceitos Básicos	7
2.1.1	Vetor Tensão	7
2.1.2	Teorema de Cauchy	8
2.2	Fadiga Uniaxial	9
2.3	Formulação e Solução do Contato Elástico entre Cilindros	10
2.3.1	Campo de Tensão	19
2.4	Mecânica da Fratura	20
2.4.1	Tensão na Ponta da Trinca	20
2.4.2	Propagação de Trincas	21
2.5	Fadiga Multiaxial	22
2.5.1	Amplitude de Tensão Cisalhante	24
2.5.2	Critérios de Plano Crítico	26
2.5.2.1	Método da Curva Modificada de Wöhler - MWCM	26
2.5.2.2	Fatemi-Socie - FS	26
2.5.2.3	Smith-Watson-Topper - SWT	27
2.5.2.4	Carpinteri e Spagnoli - CS	27
2.5.3	Teoria da Distância Crítica	29
3	METODOLOGIA	31
3.1	Método da Direção Crítica (ARAUJO et al., 2017)	31
3.1.1	Distância Crítica (ARAUJO et al., 2017) combinada com Carpinteri e Spagnoli (2001)	32
3.2	Material e Método	33

3.2.1	Procedimento de Ensaio	34
3.2.2	Procedimento de Análise Pós-Ensaio	37
3.3	Ensaio Planejado	39
4	RESULTADOS	41
4.1	Resultados Experimentais	41
4.1.1	Análise do Tamanho do Contato	41
4.1.2	Análise do Comprimento de Trinca	44
4.1.3	Análise do Ângulo de Iniciação da Trinca	47
4.2	Resultados Analíticos	49
4.2.1	Varição da Carga Cisalhante	51
4.2.2	Varição da Carga Média (R = 70 mm)	52
4.2.3	Varição da Carga Média (R = 30 mm)	53
5	CONCLUSÕES	54
	REFERÊNCIAS	56
	ANEXOS	60
	ANEXO A – DESENHOS TÉCNICOS	61

1 Introdução

1.1 Motivação

Em sistemas mecânicos, o contato de componentes é a forma mais comum de transmissão de movimento e trabalho. Quando dois elementos em contato são submetidos a forças oscilatórias que geram um pequeno deslocamento tangencial entre as duas superfícies dá-se o nome de *fretting*. Segundo Nowell e Hills (1993) a origem destes pequenos deslocamentos são variados, podem surgir oriundos de vibrações ou de cargas cíclicas tangenciais atuantes neste corpo. Independente da origem do deslocamento tangencial, o contato entre as superfícies sobre essas condições gera um aumento da sua rugosidade, tornando a nucleação de trincas suscetível a essas condições.

Trincas em conjuntos onde têm-se carregamento cíclico podem causar a diminuição da vida do componente, ocasionando uma falha prematura (DOWLING, 2007). Quando o microdeslizamento entre superfícies em contato aparenta reduzir a vida à fadiga e leva a falha do componente, dá-se o nome de fadiga por *fretting* (NOWELL; HILLS, 1993).

Diversos dispositivos têm aplicações nos quais os componentes estruturais estão sujeitos a fadiga por *fretting*, como por exemplo, juntas parafusadas e rebitadas, acoplamento de eixos com engrenagens e/ou rolamentos, na interface da montagem das palhetas de discos de turbinas ou compressores e fuselagem de aeronaves. Segundo Thomson (1998), cerca de 17% das falhas e contratempos dos sistemas de propulsão aeronáuticos são causados por fadiga por *fretting*. Além disso, experimentos têm mostrado que este fenômeno de fadiga pode causar redução de até 90% na resistência à fadiga de um material metálico (MCDOWELL, 1952). Por mais que esse tipo de falha seja antigo, somente no século XX, por meio da observação de trincas em regiões de contato em corpos de prova, o fenômeno de *fretting* foi relatado por Tomlinson (1927).

No setor de transmissão de energia, este tipo de falha é comum devido ação de ventos que geram vibrações em cabos de distribuição de energia elétrica. Por isso, é necessária a manutenção constante e acompanhamento de diversos componentes, como medidas paliativas adotadas pela indústria.

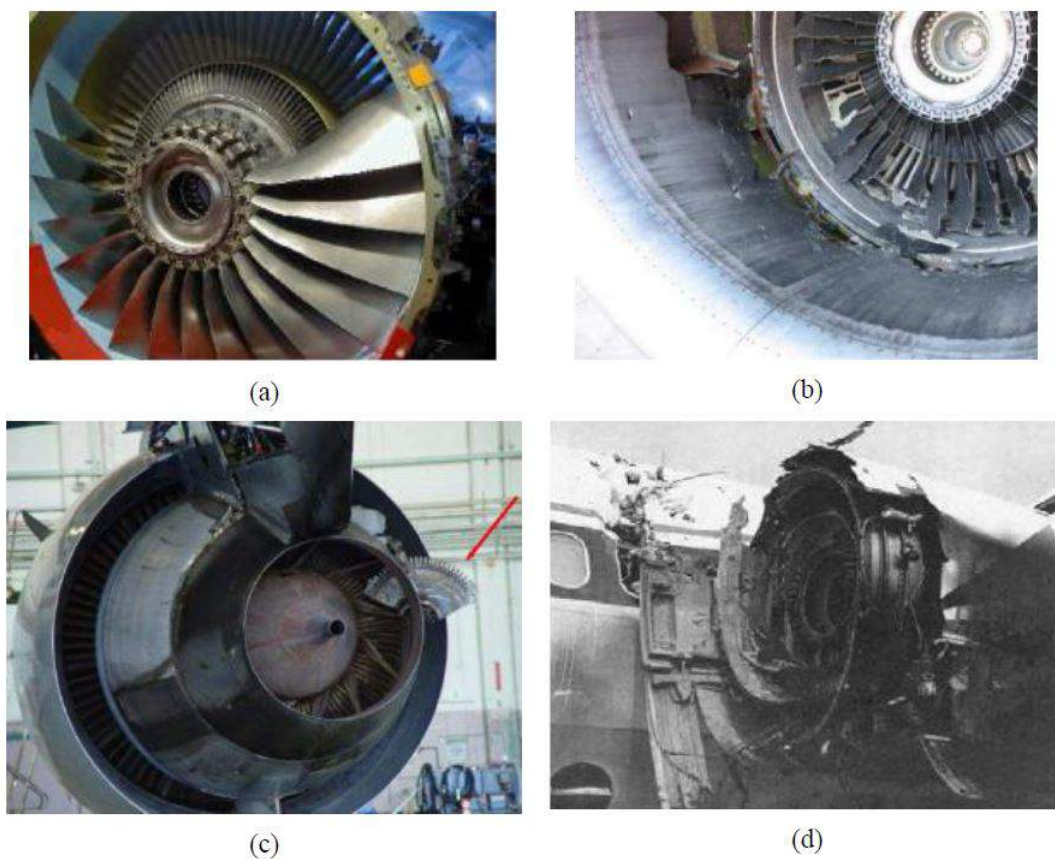


Figura 1 – Turbina Aeronáutica (a) Montagem pás e rotor; (b) Ruptura sem grandes danos da pá de uma turbina em 2007 em Dallas; (c) Ruptura em disco HTP de 1 estágio em vôo American Airlines N330AA em 2006 e (d) Ruptura de disco em 1996 levou a morte de 2 pessoas. Fonte: Meriaux, 2010

1.2 Histórico

Desde a metade do século XIX, engenheiros e cientistas perceberam que o estudo de fadiga e fratura era essencial para a construção e otimização de diversas máquinas e dispositivos e, para tal, tem feito significativas contribuições para o entendimento deste fenômeno.

Entre 1852 a 1869, o pesquisador alemão August Wöhler estudou as falhas ocorridas em rodas de ferrovias. Seu trabalho conduziu à caracterização do comportamento em fadiga plena dos metais, especialmente com o conceito de limite de resistência à fadiga. Já para a fadiga por *fretting*, os estudos ocorreram inicialmente com Eden, Rose e Cunningham (1911) onde os cientistas observaram a iniciação de trincas na região de contato entre o corpo de prova e as garras de uma das máquinas de teste utilizadas pela equipe. Somente com Tomlinson (1927), o fenômeno foi entendido como o movimento tangencial entre superfícies de contato.

Warlow-Davies (1941), examinaram a influência do *fretting* na vida em fadiga. Em seus ensaios, os pesquisadores impuseram o material ao dano por *fretting* e, posteriormente, conduziram os ensaios de fadiga. Nestes testes, observou-se uma redução entre



Figura 2 – Acidente da Aloha Airlines em Abril de 1968. Fonte: Aerotime: <https://www.aerotime.aero/en/did-you-know/18542-history-hour-aloha-airlines-flight-243-incident> (Acesso: 10/09/2017)

13% a 17% na resistência mecânica dos metais submetidos à última condição de ensaios.

Posteriormente, McDowell (1952) realizou ensaios que mostram que a ação contínua de *fretting* e fadiga podem causar danos por reduzirem de forma significativa a resistência nos materiais. A partir de 1955, uma série de acidentes envolvendo aviões de diversas companhias aéreas, faz surgir os conceitos de "Projeto de Falha Segura" e "Projeto de Vida Segura". O primeiro conceito está relacionado com o estudo da Mecânica da Fratura, onde assume-se que o material irá desenvolver imperfeições e falhas que irão afetar sua resistência mecânica, mas com o monitoramento do dispositivo, a trinca gerada será controlada e a integridade do componente não será comprometida. Já o segundo conceito, deriva-se de extensos estudos de carregamentos e vidas do material utilizado. Após o número pré-definido de ciclos sofridos, este será desinstalado e substituído por um novo.

Apesar dos estudos feitos, em 1988, o acidente com a aeronave da *Aloha Airlines* ilustrado na Figura 2, levou diversos engenheiros e pesquisadores a rever as teorias de falhas que influenciam a durabilidade de um componente. A principal causa do acidente foi a propagação e união de múltiplas trincas que se nuclearam a partir dos furos dos rebites da fuselagem do avião (DOWLING, 2007). A nucleação deveu-se pelo movimento relativo entre o elemento de fixação e a estrutura do avião. Na indústria aeroespacial existem diversas montagens que estão sujeitas a vibrações que levam a pequenos descolamentos que produzem a falha por *fretting*.

A comunidade científica demonstrou particular interesse no estudo de contato, especialmente de *fretting*, uma vez que seus efeitos são catastróficos, contudo, não foi obtida uma abordagem completa e detalhada do fenômeno até então. Entre 1968 e 1969, Nishioka e Hirakawa (NISHIOKA; NISHIMURA; HIRAKAWA, 1968; NISHIOKA; HIRAKAWA, 1969a; NISHIOKA; HIRAKAWA, 1969b; NISHIOKA; HIRAKAWA, 1969c; NISHIOKA; HIRAKAWA, 1969d) conduziram diversos experimentos com o intuito de variar múltiplos

fatores e avaliar a influência destes fatores em casos de fadiga por *fretting*. Estas variáveis foram frequência, tensão média de fadiga, amplitude de escorregamento, pressão de contato, dureza dos materiais de contato e cargas tangenciais.

Em seu primeiro trabalho, Nishioka, Nishimura e Hirakawa (1968) concluíram que a frequência não tem efeito determinante sobre a amplitude de deslizamento. No mesmo artigo, os autores afirmaram que a redução da resistência à fadiga de corpos sob carregamentos de *fretting* é causada pela concentração de tensão gerada pela força de atrito e que, principalmente nessas regiões, foram encontradas trincas. Na publicação seguinte Nishioka e Hirakawa (1969b) analisaram o efeito da carga média de fadiga nos corpos de prova. Neste trabalho foi constatado que o limite de fadiga depende da tensão média aplicada. Já para a iniciação de trinca, o limite de fadiga se mostrou indiferente ao efeito de tensão média. Considerando a amplitude de deslizamento relativo, a tensão necessária para iniciar as trincas é amplificada pela ação abrasiva da fadiga por *fretting* quando existe a condição de alto deslizamento. Além disso, a resistência à fadiga contra iniciação de trincas pode aumentar quando a amplitude de deslizamento relativo é reduzida.

Bramhall (1973) fez um extenso estudo sobre o tamanho do contato na vida em fadiga onde o estado de tensão superficial era constante. Desta forma, verificou-se que para contatos inferiores a um determinado tamanho crítico, dependente das propriedades do material, apresentam vida infinita ($> 10^7$ ciclos) enquanto que para contatos maiores, existia falha. Posteriormente, Nowell (1988) e Araujo (2000) confirmaram esse efeito com mais análises numéricas e ensaios.

Para tratar problemas de fadiga por *fretting*, Ciavarella e Demelio (2001) resumiram e classificaram as abordagens dentro do campo de fadiga por *fretting* em três frentes:

1. Abordagem de microdeslizamento;
2. Abordagem baseada em Mecânica da Fratura;
3. Abordagem que estabelece analogia entre fadiga por *fretting* e fadiga em entalhes.

Na última classificação, Giannakopoulos et al. (2000) sugere o tratamento do problema de *fretting* como um problema de fadiga convencional na presença de um concentrador de tensões. Com isso, o efeito do desgaste gerado é tratado como um problema secundário, enquanto o efeito da concentração de tensão na região do contato é maximizado.

Uma vez definida a abordagem, precisa-se definir os pontos materiais para o cálculo das tensões. Para tal, Taylor (1999), baseando-se em conceitos da mecânica da fratura linear e elástica combinadas com a influência do gradiente do campo de tensão, propõe a teoria da distância crítica, onde a propagação de trincas pode ser evitada desde que haja uma rápida redução dos níveis de tensão, a medida que a análise seja em pontos mais profundos. Desta forma, altos níveis de tensão nas proximidades do contato onde ocorre

o problema de *fretting* podem não ser representativos para a determinação da vida do componente, com a condição que o campo de tensão caia rapidamente.

Atualmente, novas abordagens vem sendo propostas para se aproximar cada vez mais o problema de fadiga *fretting* para a realidade, a exemplo disso, as análises de amplitude de tensão cisalhante para os casos de fadiga multiaxial mostraram-se adequadas para análise (MAMIYA; ARAÚJO; CASTRO, 2009; MEGGIOLARO; CASTRO, 2015). Além desta abordagem, nos últimos anos as análises numéricas de Mecânica do Contato têm sido utilizadas para analisar esse problema complexo. Baietto et al. (2013) utilizando o *Extended Finite Element Method (XFEM)*, comparou resultados experimentais realizados em duas configurações de contato distintas (cilíndrica e esférica) com os resultados numéricos obtidos. Ao confrontar as duas abordagens, foi possível observar que o modelo numérico respondeu acuradamente, mostrando muito promissora a utilização do método X-FEM nos casos de fadiga por *fretting*.

1.3 Objetivo

O objetivo deste trabalho é estudar os modelos multiaxiais de Fatemi-Socie, Smith-Watson-Topper, Curvas Modificadas de Wöhler e Carpinteri-Spagnoli e avaliar sua capacidade em estimar o ângulo de iniciação de trincas em espécime de Al 7050 T7451 submetidos a carregamentos de Fadiga por *Fretting*. Para tal, foram criadas rotinas numéricas onde estes modelos foram implementados em diversas configurações juntamente com o método de distância crítica proposto por Araujo et al. (2017). Os resultados numéricos foram comparados aos resultados experimentais de Almeida (2017) além de outros dois conjuntos de dados experimentais projetadas pela autora

1.4 Estrutura do Trabalho

Este trabalho é dividido em 5 partes, para melhor abordar os assuntos tratados.

- Capítulo 1: Apresenta uma revisão do estado da arte sobre fadiga por *fretting* além de justificar a importância do estudo deste tema e os principais objetivos deste trabalho.
- Capítulo 2: Faz uma rápida revisão bibliográfica sob conceitos fundamentais para o entendimento do tema abordado, como por exemplo, Mecânica do Contato, Mecânica da Fratura, Fadiga Multiaxial, além de apresentar os critérios de plano crítico estudados.

- Capítulo 3: Apresenta as metodologias utilizadas para o cálculo do caminho inicial de trinca sob condições de *fretting*, além de abordar os métodos experimentais que serão utilizados nos ensaios que foram realizados.
- Capítulo 4: Apresenta os resultados experimentais e numéricos para os carregamentos propostos .
- Capítulo 5: Apresenta a conclusão sobre o trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

2 Teoria Fundamental

2.1 Conceitos Básicos

Admite-se que os sólidos, apesar da natureza discreta da matéria, sejam conjuntos contínuos de pontos materiais, dentro de um espaço Euclidiano de três dimensões, de modo que, a cada instante exista uma correspondência entre os pontos materiais do sólido e os pontos geométricos de uma região deste espaço. Em um Meio Contínuo Clássico os pontos materiais possuem apenas três graus de liberdade que são as componentes do vetor posição em um referencial qualquer, como os pontos materiais da Mecânica Newtoniana.

2.1.1 Vetor Tensão

Haja vista o importante papel desempenhado pela estática no desenvolvimento e na aplicação da Mecânica dos Materiais, também é importante que seus fundamentos sejam compreendidos. Um corpo pode estar submetido a vários tipos de forças, e estas podem ser classificadas como internas ou externas, onde na última classificação, elas podem ser subdivididas como de superfície, contato, distribuída ou concentrada. Para uma maior compreensão sobre o assunto, Cauchy (1821) examinou como os carregamentos externos influenciavam o corpo. Desta forma, Cauchy considerou um plano imaginário de corte passando por um ponto específico do corpo sólido, como mostrado na Figura 3.

Este plano de corte é definido por um vetor unitário \mathbf{n} e um vetor tensão \mathbf{t} , que são consequência de um esforço externo aplicado resultante ΔF em um elemento de área ΔS da superfície do corpo, sendo formulado pela Equação (2.1)

$$\mathbf{t} = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta \mathbf{F}}{\Delta S}, \quad (2.1)$$

Por convenção, o vetor \mathbf{t} pode ser decomposto em um vetor normal ao plano de corte, denominado por \mathbf{t}^n e outro paralelo a superfície de corte, denominado por vetor tensão cisalhante \mathbf{t}^t , como ilustrado na Figura 4.

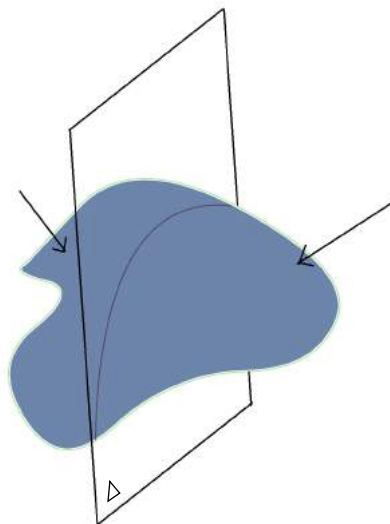


Figura 3 – Plano de Corte Δ em um corpo sólido.

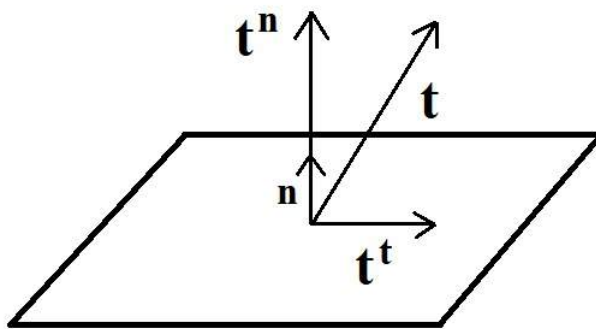


Figura 4 – Plano de Corte em um corpo sólido com o vetor unitário \mathbf{n}

O vetor normal pode ser calculado pela Equação (2.2)

$$\mathbf{t}^n = (\mathbf{t} \cdot \mathbf{n})\mathbf{n}, \quad (2.2)$$

O vetor tensão cisalhante é definido pela Equação (2.3):

$$\mathbf{t}^t = \mathbf{t} - \mathbf{t}^n, \quad (2.3)$$

O vetor tensão \mathbf{t} depende da orientação e origem da superfície de corte no qual o mesmo atua. Esta característica é conhecida como Hipótese de *Cauchy*, onde a relação entre o vetor tensão e o vetor unitário do plano de corte é dado pelo Teorema de *Cauchy* (HIBBELER, 1997).

2.1.2 Teorema de Cauchy

A representação matemática do Teorema de *Cauchy* é dada pela Equação (2.4)

$$\mathbf{t} = \boldsymbol{\sigma}\mathbf{n}, \quad (2.4)$$

Onde $\boldsymbol{\sigma}$ é o Tensor Tensão de *Cauchy* de segunda ordem e simétrico e \mathbf{n} o vetor unitário no plano de corte.

Matematicamente, $\boldsymbol{\sigma}$ pode ser representado por uma matriz 3×3 definido como Tensor de Tensão de *Cauchy*

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix}$$

onde σ_{ij} é a componente normal que atua nos plano i e na direção j e τ_{ij} a componente cisalhante.

Por equilíbrio, é possível demonstrar que $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, $\tau_{yz} = \tau_{zy}$ e $\tau_{xz} = \tau_{zx}$. Desta forma, o Tensor Tensão de *Cauchy* é simétrico e possui 6 elementos independentes para definir o estado de tensão em um ponto material.

2.2 Fadiga Uniaxial

Carregamentos dinâmicos e cíclicos podem levar a uma série de falhas, incluindo o dano por fadiga. Em termos quantitativos, as variáveis de interesse em um problema clássico de fadiga são a amplitude do carregamento, o valor médio da tensão e o número total de ciclos de tensão/deformação. As teorias que definem o comportamento de um material em condições de fadiga são relações empíricas através de ensaios em corpos de prova sob este tipo de carregamento.

Para caracterizar a vida em termos de tensão nominal, Wöhler (1860), tendo analisado o fenômeno de fadiga em eixos de máquinas ferroviárias, obteve por meio de métodos empíricos, o Diagrama de Wöhler (Curva S-N).

Esta curva relaciona a amplitude de tensão nominal aplicada em um corpo de prova e a quantidade de ciclos até a falha do respectivo corpo. Estes dados são usualmente obtidos em carregamentos de flexão, torção ou tração/compressão e podem ser representadas como

$$\sigma(t) = \sigma_m + \sigma_a \text{sen}(wt), \quad (2.5)$$

$$\tau(t) = \tau_m + \tau_a \text{sen}(wt - \beta), \quad (2.6)$$

onde os subíndices m representam a tensão média, o subíndice a as amplitudes de tensão, w é a frequência angular e β é a diferença de fase.

Pode-se classificar as histórias de tensão em relação à frequência como síncronas e assíncronas. Nestes casos, um carregamento é classificado como síncrono quando os

componentes do Tensor de Tensão estão na mesma frequência, caso contrário, a história de carregamento é dito assíncrono. Além disso, os carregamentos são classificados em proporcionais, como representado na Figura 5, e não-proporcionais, como mostrado na Figura 6. Esta classificação é dada quando os componentes do Tensor de Tensões mantém uma relação de proporcionalidade durante toda a história de tensão e pode ser descrito pela Equação (2.7) (SURESH, 1992).

$$\sigma_{ij} = k\sigma'_{ij}, \quad (2.7)$$

Onde $k \in \mathfrak{R}$ é um coeficiente de proporcionalidade e os subíndices indicam o plano de atuação da tensão. O carregamento proporcional em um ciclo de carregamento é caracterizado por apresentar uma orientação fixa dos eixos principais associados com os componentes alternados da deformação. Já nos casos de carregamentos não-proporcionais, em qualquer instante, a orientação dos eixos principais em relação à componente ou magnitude varia no tempo, ou seja, nesse caso ocorre também a variação temporal da orientação das tensões principais (SURESH, 1992).

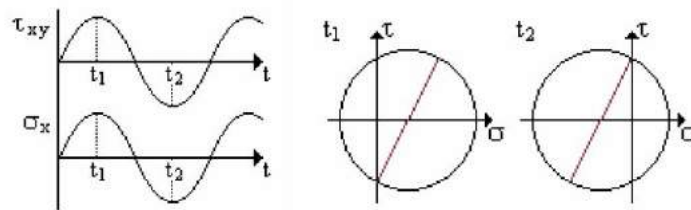


Figura 5 – Carregamentos proporcionais. Fonte: (SOCIE, 1987).

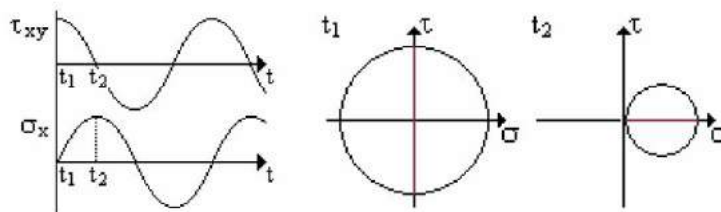


Figura 6 – Carregamentos não-proporcionais. Fonte: (SOCIE, 1987).

2.3 Formulação e Solução do Contato Elástico entre Cilindros

Problemas de *fretting* envolvem contato entre componentes com geometrias complexas e variados históricos de carregamento. Para estes casos, a modelagem analítica é de extrema complexidade e faz-se o uso de métodos de elementos finitos ou de elementos de contorno para a solução (HILLS, 1994). Desta forma, na maioria dos estudos sobre

este tema, as geometrias são simples e bem definidas, para que os campos de tensão e deformações induzidas por este também os sejam.

Para este trabalho, foi considerado um contato cilíndrico, cuja solução analítica é muito bem definida para algumas configurações de carregamento e existem diversos dados na literatura para comparação e validação de resultados. Para tal, deve-se primeiramente definir a natureza do contato, que pode ser classificado nas configurações mostradas na Figura 7 (NOWELL; HILLS, 1993).

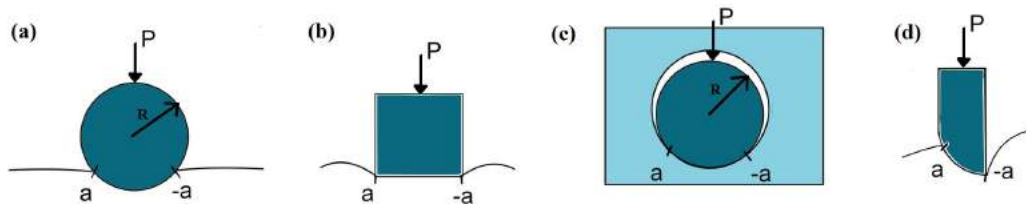


Figura 7 – Caracterização de contatos: (a) Incompleto e não-conforme; (b) Incompleto e conforme; (c) Completo; (d) Incompleto com singularidade.

A Figura 7 (a) indica um cilindro sendo pressionado contra um semi-plano, caracterizando um contato incompleto, uma vez que o tamanho do contato, aqui definido por a depende diretamente da carga P aplicada nesta geometria. Isso implica que, para cargas P muito pequenas o semi contato a é muito inferior ao raio R do cilindro, desta forma, quando $a \ll R$, a deformação do cilindro será restrita a um pequeno segmento de arco, portanto, o cilindro pode ser aproximado por um semi-plano, onde a pressão é máxima no centro e decai até zero nas extremidades do contato.

Já na Figura 7 (b), ilustra um contato completo, onde o tamanho do mesmo não é influenciado pela carga P , uma vez que a distribuição de pressão ao longo do contato apresenta singularidades nas extremidades, onde assume valores muito elevados. No caso do contato incompleto e com singularidade, representado na Figura 7 (c), o tamanho do contato depende da carga P aplicada, tem distribuição de pressão singular em uma das extremidades e uma distribuição que cai continuamente até zero na outra.

Já para o último caso, Figura 7 (d) há conformidade do contato, o semi-tamanho do contato passa a não ser muito menor que o raio do cilindro, tornando a aproximação dos corpos em um semi-plano. Essas classes de contato foram estudadas por Gladwell (1980).

Para a solução do problema dos cilindros, considera-se dois corpos elasticamente idênticos submetidos a uma carga normal P , exemplificado na Figura 8. A deformação gerada devido a carga P faz com que as partículas da superfícies dos corpos sofram um deslocamento paralelo, além de serem comprimidas.

Contudo, uma vez que os corpos são idênticos elasticamente, estas partículas sofrem o mesmo deslocamento, o que indica que, mesmo que haja um coeficiente de atrito

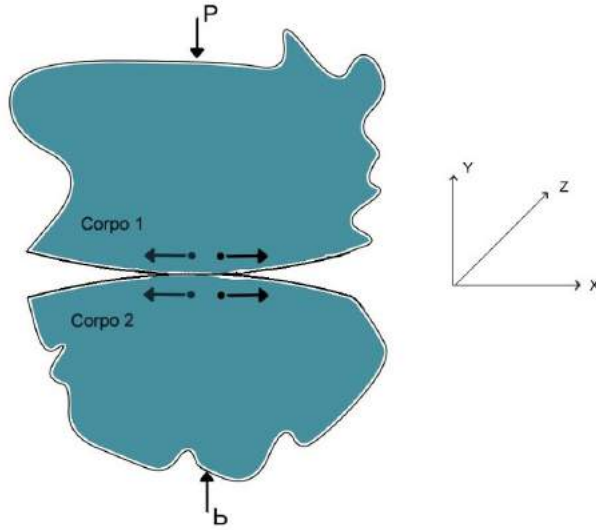


Figura 8 – Ilustração do contato normal entre dois corpos elasticamente idênticos.

diferente de zero entre as superfícies, não haverá tensões cisalhantes.

Aplicando-se uma força tangencial suficientemente grande para causar um escorregamento entre as partes, gera-se uma distribuição de tensão cisalhante $q(x, y)$, dependente do fator de atrito f , e pela distribuição de tensão normal $p(x, y)$, dado pela Equação (2.8)

$$|q(x, y)| = -fp(x, y). \quad (2.8)$$

A presença das tensões cisalhante causa um deslocamento normal nos pontos correspondentes dos corpos em contato. Contudo, as tensões cisalhantes atuam em direções opostas, e como proposto inicialmente, os corpos são elasticamente similares, o deslocamento normal dos pontos correspondentes na superfície dos dois corpos é o mesmo, fazendo com que a pressão do contato permaneça a mesma. De maneira geral, na região do contato, assume-se que a força de cisalhamento aplicada é suficientemente pequena para não causar deslizamento total. Esta condição pode ser representada pela Equação (2.9)

$$|Q| < fP, \quad (2.9)$$

onde Q é a carga tangencial de contato, P é a carga normal e f o fator de atrito. Com esta condição, criam-se duas regiões distintas, uma de aderência e uma de escorregamento, esquematizadas na Figura 9.

A existência da zona de adesão é de fácil compreensão, uma vez que as forças tangenciais não são suficientes para causar escorregamento. No caso da zona de escorregamento, à medida que se afasta do centro do contato, a tensão normal tende a zero e, portanto, seria necessário um coeficiente de atrito infinito para prevenir o escorregamento. Sendo assim, na zona de escorregamento, as tensões cisalhantes são iguais em magnitude

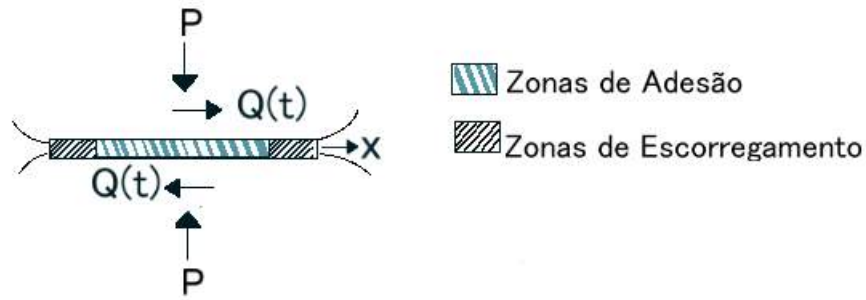


Figura 9 – Ilustração da Zona de Aderência e Zona de Escorregamento

no limite onde há escorregamento, condição essa dada pela Equação (2.8). Já para a zona de adesão é dada pela Equação (2.10)

$$|q(x, y)| < fp(x, y). \quad (2.10)$$

Para o caso de *fretting*, é de suma importância o conhecimento do campo de tensão do problema. Para isso, é necessário resolver as equações que relacionam a distribuição de pressão $p(x)$ com o deslocamento normal $h(x)$ conforme ilustrado na Figura 10.

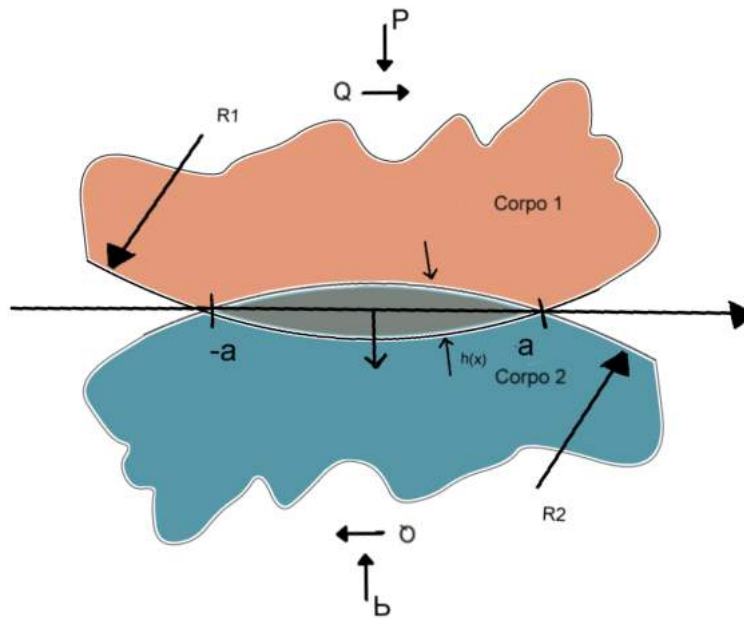


Figura 10 – Ilustração do contato entre corpos cilíndricos submetidos a carregamentos normal e cisalhante.

Para o caso plano, a solução usada será a do Potencial de Muskhelishvili (MUSKHELISHVILI, 1953; GLADWELL, 1980; NOWELL; HILLS, 1993). Nesta formulação, a coordenada das posições é dada no domínio complexo e na forma de $z = x + yi$, o potencial pode ser definido como a Equação (2.11)

$$\Phi(z) = \frac{1}{2\pi i} \int \frac{p(t) - iq(t)}{t - z} dt, \quad (2.11)$$

onde $p(t)$ e $q(t)$ são as distribuições de tensões normais e cisalhantes. Em condições de escorregamento, essas distribuições são relacionadas pela Equação (2.8). Desta forma, a Equação (2.11) pode ser reescrita como a Equação (2.12)

$$\Phi(z) = \frac{1 - if}{2\pi i} \int \frac{p(t)}{t - z} dt. \quad (2.12)$$

Uma vez encontrada a função potencial, as componentes de tensão podem ser definidas por

$$\sigma_{xx} + \sigma_{yy} = 2[\Phi(z) + \bar{\Phi}(\bar{z})], \quad (2.13)$$

e

$$\sigma_{yy} - \sigma_{xx} + 2i\tau_{xy} = 2[(\bar{z} - z)\Phi'(z) + \bar{\Phi}(z) - \Phi(z)], \quad (2.14)$$

onde $\Phi(z)$ é a derivada da função potencial em relação a z , $\bar{\Phi}(z)$ o conjugado da função potencial e $\bar{\Phi}(\bar{z})$ é o conjugado da função potencial aplicado ao conjugado da função z .

Somando-se as Equações 2.13 e 2.14 encontra-se a seguinte relação:

$$A = \sigma_{yy} + i\tau_{xy} = [(\bar{z} - z)\Phi'(z) - \bar{\Phi}(z) + \bar{\Phi}(\bar{z})]. \quad (2.15)$$

Pode-se agora, por meio da Equação (2.15) reescrever as componentes de tensão da seguinte forma:

$$\sigma_{xx} = 4Re[\Phi(z)] - Re(A), \quad (2.16)$$

$$\sigma_{yy} = Re(A), \quad (2.17)$$

e

$$\tau_{xy} = Im(A). \quad (2.18)$$

Considerando o estado plano de deformação, a componente σ_{zz} é dada pela Equação (2.19)

$$\sigma_{zz} = \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{yy}). \quad (2.19)$$

Após a rearranjo das Equações (2.15) a (2.19), necessita-se solucionar a equação potencial $\Phi(z)$ e suas variações. A solução de Hertz para cilindros, prevê uma distribuição elíptica de pressão ao longo do contato (HERTZ, 1882), que é definido pela Equação (2.20)

$$p(x) = -p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}, \quad (2.20)$$

sendo p_0 a pressão de pico, expressa pela Equação (2.21)

$$p_0 = \frac{2P}{a\pi}, \quad (2.21)$$

e a semi-largura do contato a , calculada pela Equação (2.22)

$$a = \sqrt{\frac{4PR_{eq}}{\pi E_{eq}}}, \quad (2.22)$$

onde R_{eq} é o raio equivalente e E_{eq} o módulo de elasticidade são calculados pela Equação (2.23) e (2.24)

$$R_{eq} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1}, \quad (2.23)$$

e

$$E_{eq} = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1}. \quad (2.24)$$

Os subscritos 1 e 2 referem-se aos corpos 1 e 2 respectivamente, E é o módulo de elasticidade, e ν é a razão de Poisson calculados para um corpo como o da Figura 10

Solucionando o Potencial de Muskhelishvili, têm-se as seguintes soluções:

$$\Phi(z) = -\frac{p_0}{2a}(i + f)(z - \operatorname{sgn}|Re(z)|\sqrt{z^2 - a^2}), \quad (2.25)$$

$$\Phi'(z) = -\frac{p_0}{2a}(i + f)(1 - \operatorname{sgn}|Re(z)|\frac{z}{\sqrt{z^2 - a^2}}), \quad (2.26)$$

$$\bar{\Phi}(z) = -\frac{p_0}{2a}(-i + f)(z - \operatorname{sgn}|Re(z)|\sqrt{z^2 - a^2}), \quad (2.27)$$

$$\bar{\Phi}(\bar{z}) = -\frac{p_0}{2a}(-i + f)(\bar{z} - \operatorname{sgn}|Re(\bar{z})|\sqrt{z^2 - a^2}). \quad (2.28)$$

Dado que o problema de *fretting* é desacoplado, é conveniente separar as contribuições de cada componente. As Equações (2.16) a (2.19) são composições de componentes normal e tangencial causadas pelas cargas p e q . As composições são calculadas segundo as Equações (2.29), (2.30) e (2.31).

$$\sigma_{xx} = \sigma_{xx}^n + \sigma_{xx}^t, \quad (2.29)$$

$$\sigma_{yy} = \sigma_{yy}^n + \sigma_{yy}^t, \quad (2.30)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{xy}^n + \tau_{xy}^t. \quad (2.31)$$

Para solucionar as componentes normais, resolve-se as Equações 2.25 a 2.28 supondo um coeficiente de atrito nulo ($f = 0$). Não havendo atrito a componente tangencial desaparece. As tensões devido as cargas cisalhantes são calculadas aplicando o coeficiente de atrito. Ao final do processo, soma-se as contribuições.

A carga tangencial dá origem as tensões cisalhantes onde regiões são formadas, uma zona de adesão, para $|x| \leq c$ e outra região de escorregamento, onde $c < |x| \leq a$, como indicado na Figura 11. É conveniente modelar as tensões cisalhantes superficiais como uma perturbação da solução de escorregamento total, como indicado na Equação (2.32)

$$q(x) = fp_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} - q'(x). \quad (2.32)$$

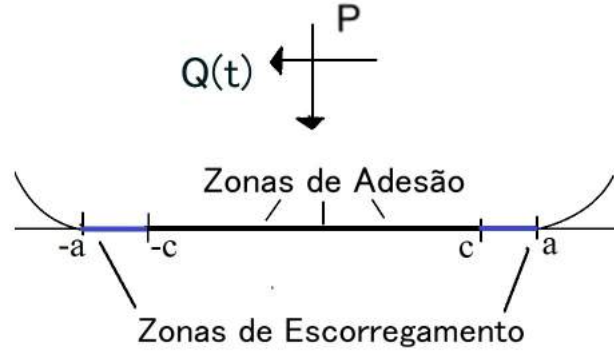


Figura 11 – Regiões de escorregamento e de adesão para o contato entre cilindros em regime de escorregamento parcial.

Dentro da zona de adesão, é possível obter $q'(x)$ resolvendo a formulação integral proposta por Nowell e Hills (1993), considerando que não existe movimento relativo na direção x entre os pontos correspondentes da região de adesão ($g(x) = 0$, $|x| \leq c$). Resolvendo-se a integral, chega-se na Equação (2.33)

$$q'(x) = fp_0 \frac{c}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{c}\right)^2}, \quad |x| \leq c \quad (2.33)$$

Dentro da zona de escorregamento, ou seja, $c < |x| \leq a$, não há perturbação da solução completa, desta forma,

$$q'(x) = 0. \quad (2.34)$$

O tamanho da zona de adesão c é encontrado por equilíbrio tangencial e é calculado segundo a Equação (2.35)

$$c = a \sqrt{1 - \left(\frac{Q}{fP}\right)}. \quad (2.35)$$

A Figura 12 mostra a distribuição de pressão e das tensões cisalhantes superficiais para uma configuração clássica de carregamento. A zona de adesão central, onde as tensões cisalhantes são reduzidas devido a perturbação na solução total, é evidente pela quebra da forma elíptica da curva.

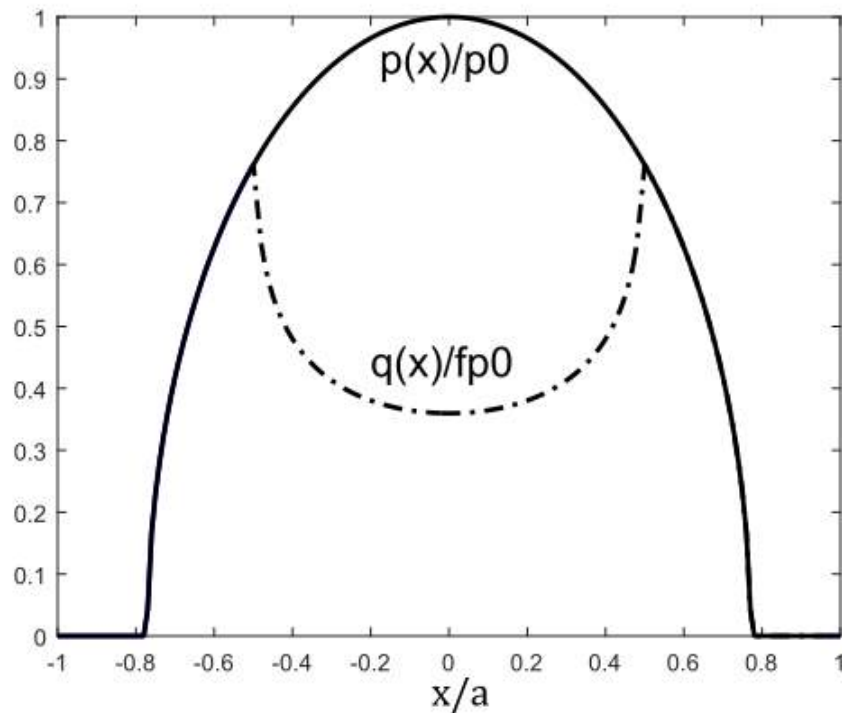


Figura 12 – Perfil de distribuição de pressão e tensão cisalhante superficial para uma configuração clássica de carregamento $Q/fP = 0,59$.

As expressões até aqui desenvolvidas são válidas apenas quando a força tangencial está em seu valor máximo no ciclo de carregamento. Para o cálculo ao longo do tempo, Hills, Nowell e Sackfield (1993) mostraram que é necessário analisar as condições de contorno da zona de escorregamento e zona de adesão, que são descritas pelas Equações 2.8 e 2.9. Além disso, as tensões cisalhantes apontam na direção contrária ao do movimento do corpo de contato, ou seja,

$$\text{sgn}(q(x)) = -\text{sgn}\left(\frac{\partial g}{\partial t}\right) \quad (2.36)$$

onde $\frac{\partial g}{\partial t}$ é a taxa de deslocamento na direção x .

Assumindo um carregamento tangencial com comportamento senoidal ao longo do tempo, representado pela Figura 13, durante o processo de carregamento, quando a tensão

cisalhante atinge seu valor máximo (Ponto A), a Equação (2.33) descreve a variação de $q(x)$. Durante o descarregamento, indo do ponto A até o ponto B, o deslocamento relativo muda de sinal, provocando uma violação da condição imposta pela Equação (2.36).

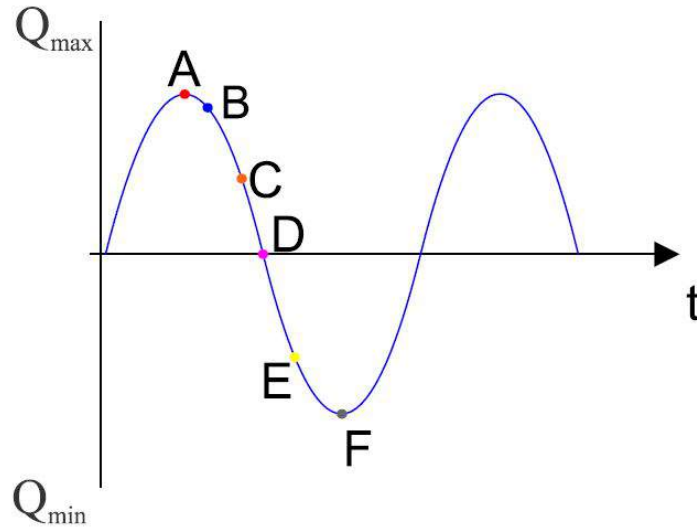


Figura 13 – Variação do carregamento Q com o tempo t.

Prosseguindo com o carregamento até o ponto C, verifica-se escorregamento reverso nas extremidades do contato, dado pelo intervalo ($c' < x \leq a$). Nesta nova zona de contato, as tensões cisalhantes alteram de direção (Equação (2.36)) e mudam de $fp(x)\sqrt{1 - (\frac{x^2}{a^2})}$ para $-fp(x)\sqrt{1 - (\frac{x^2}{a^2})}$. Desta forma, por analogia, pode-se concluir que a tensão necessária para provocar o escorregamento na superfície é dada pela Equação (2.37):

$$q''(x) = 2fp_0 \frac{c'}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{c'}\right)^2} \quad (2.37)$$

O fator multiplicativo de 2 cancela o histórico do movimento relativo quando as tensões superficiais na zona de escorregamento mudam de $fp(x)$ para $-fp(x)$. A tabela 1 apresenta as relações de distribuição de tensão cisalhante para cada região na fase de descarregamento.

Tabela 1 – Componentes cisalhantes normalizadas em diferentes regiões de um ciclo de *fretting*

$q(x)/fp_0$	Zona de Aplicação
$-\sqrt{1 - (\frac{x}{a})^2}$	$c' < x \leq a$
$-\sqrt{1 - (\frac{x}{a})^2} + 2\frac{c'}{a}\sqrt{1 - (\frac{x}{c'})^2}$	$c < x \leq c'$
$-\sqrt{1 - (\frac{x}{a})^2} + 2\frac{c'}{a}\sqrt{1 - (\frac{x}{c'})^2} - \frac{c}{a}\sqrt{1 - (\frac{x}{c})^2}$	$ x < c$

Sendo que o tamanho da nova zona de adesão devido ao carregamento reverso, c' é calculado pela Equação (2.38)

$$c' = a \sqrt{1 - \left| \frac{Q_{max} - Q(t)}{2fP} \right|} \quad (2.38)$$

A Figura 14 ilustra a variação da distribuição de tensão cisalhante na superfície do contato em diferentes instantes de tempo de um carregamento, relacionados com os pontos A, C, D, E e F da Figura 13.

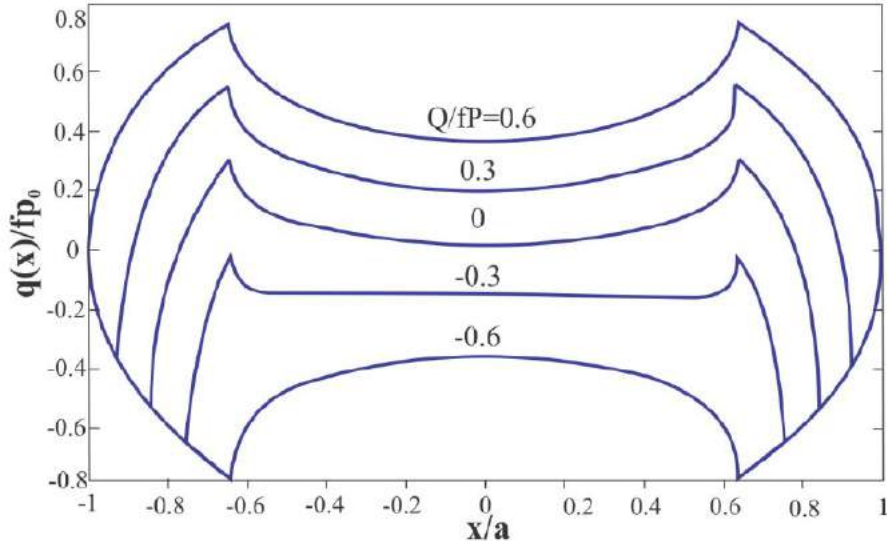


Figura 14 – Variação das tensões cisalhantes na superfície do contato em diferentes instantes de tempo para um carregamento Q cíclico

2.3.1 Campo de Tensão

O campo de tensão sub-superficial resultante pode ser obtido pela superposição dos campos de tensões provocados por $q(x)$ e $p(x)$ em escorregamento total e pelas perturbações $q'(x)$ e $q''(x)$.

É importante notar que quatro combinações de superposição serão necessárias para descrever o campo de tensão, sendo que estas devem ser feitas nos estados de carga máxima, mínima, descarregamento e recarregamento. As componentes de tensão nas cargas máxima e mínima são dadas pela Equação (2.39)

$$\frac{\sigma_{ij}}{p_0} = \frac{\sigma_{ij}^n\left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a}\right)}{p_0} \pm f \left(\frac{\sigma_{ij}^t\left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a}\right)}{fp_0} \right) \pm f \frac{c}{a} \left(\frac{\sigma_{ij}^t\left(\frac{x}{c}, \frac{y}{c}\right)}{fp_0} \right) \quad (2.39)$$

Onde a combinação de sinais +- são para a carga máxima e o oposto para carga mínima. Já nos casos de descarregamento e recarregamento, têm-se:

$$\frac{\sigma_{ij}}{p_0} = \frac{\sigma_{ij}^n\left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a}\right)}{p_0} \pm f \left(\frac{\sigma_{ij}^t\left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a}\right)}{fp_0} \right) \pm 2f \frac{c'}{a} \left(\frac{\sigma_{ij}^t\left(\frac{x}{c'}, \frac{y}{c'}\right)}{fp_0} \right) \pm f \frac{c}{a} \left(\frac{\sigma_{ij}^t\left(\frac{x}{c}, \frac{y}{c}\right)}{fp_0} \right) \quad (2.40)$$

Onde a combinação de sinais $- - +$ são para descarregamento e o oposto para carregamento. Os sobrescritos n e t são as componentes de tensão produzidas pelos carregamentos normais e tangenciais, respectivamente.

2.4 Mecânica da Fratura

Fratura devido a cargas cíclicas é conhecida como fadiga e esta é reconhecidamente a maior causa de falha de componentes mecânicos. O fenômeno de fratura por fadiga é convenientemente dividido em três etapas: (i) Iniciação de trincas; (ii) propagação da trincas, onde se avalia a trinca até um tamanho crítico suportado pelo componente; e (iii) a ruptura catastrófica do componente. A mecânica da fratura é a ciência que estuda as duas últimas etapas desse fenômeno (DOWLING, 2007).

2.4.1 Tensão na Ponta da Trinca

Um corpo pode experimentar diversos carregamentos que propiciem a nucleação e propagação de trincas. Os modos *I*, *II* e *III* são denominados Modo de Abertura, Modo de Cisalhamento e Modo de Rasgamento, respectivamente, indicados na Figura 15:

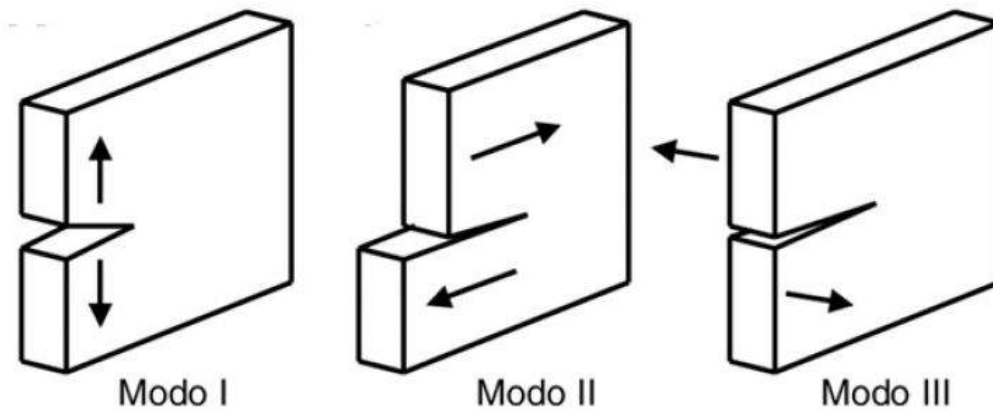


Figura 15 – Modos *I*, *II* e *III* de propagação de trincas

Considere uma trinca de comprimento $2b$ em um plano infinito, cuja tensão σ atuante é a de Modo *I*. Considerando um elemento $dydx$ do plano, representado na Figura 16, a uma distância r da ponta da trinca e a um ângulo θ em relação à ponta da trinca, observa-se tensões normais σ_{xx} e σ_{yy} , assim como tensões cisalhantes τ_{xy} . De acordo com a teoria da elasticidade, pode-se provar que estas tensões são dadas pelas expansões em série a seguir:

$$\sigma_{xx} = \frac{\sigma\sqrt{\pi b}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) + \dots \quad (2.41)$$

$$\sigma_{yy} = \frac{\sigma\sqrt{\pi b}}{\sqrt{2\pi r}} \cos\frac{\theta}{2} \left(1 + \sin\frac{\theta}{2} \sin\frac{3\theta}{2} \right) + \dots \quad (2.42)$$

$$\tau_{xy} = \frac{\sigma\sqrt{\pi b}}{\sqrt{2\pi r}} \sin\frac{\theta}{2} \cos\frac{\theta}{2} \cos\frac{3\theta}{2} + \dots \quad (2.43)$$

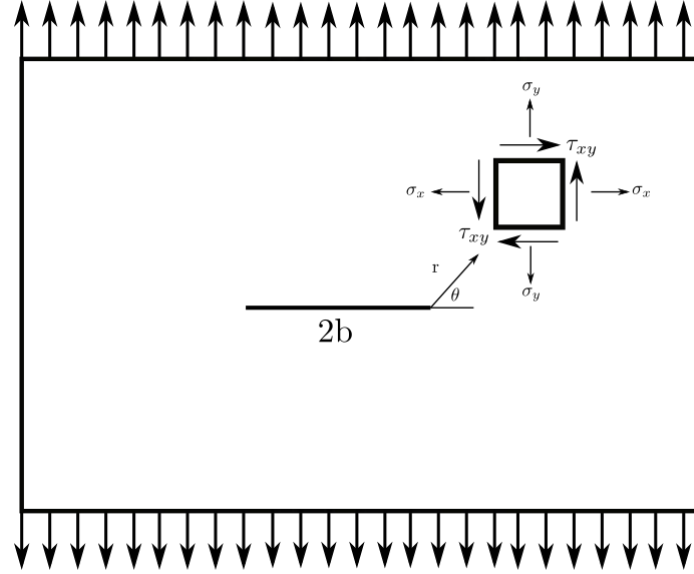


Figura 16 – Ilustração do estado de tensão a uma distância r, θ da ponta trinca em uma placa submetida a um carregamento uniaxial σ .

As Equações 2.41, 2.42 e 2.43 são válidas somente para $r \ll b$. Elas mostram que $\sigma \rightarrow \infty$ quando $r \rightarrow 0$ (na ponta da trinca), e que as mesmas são produto da posição geométrica $(1/\sqrt{2\pi r})f(\theta)$ e um fator de correção $\sigma\sqrt{\pi b}$ que é chamado de Fator Intensidade de Tensão do Modo I, K_I . O fator intensidade de tensão determina a magnitude das tensões elásticas nas proximidades da ponta da trinca.

K_I foi obtido considerando:

1. Apenas o primeiro termo de uma expansão em série, pois para os termos subsequentes a tensão é proporcional as potências de r ;
2. Uma análise linear e elástica.

Portanto, a aplicabilidade de K está restrita a regiões próximas da ponta da trinca, onde $r \ll b$ e as condições de escoamento de pequena escala, ou seja, a zona plástica ao redor da trinca é muito menor que a região elástica dominante.

2.4.2 Propagação de Trincas

Considerando o corpo da Figura 16, para a análise de propagação de trincas, considera-se o fator intensidade de tensão K e que este se relaciona com a taxa de cres-

cimento de trincas pela Equação (2.44):

$$\frac{db}{dN} = f(\Delta K) \quad (2.44)$$

Onde db/dN é a taxa de crescimento, N é o número de ciclos de fadiga e ΔK é a faixa de variação do fator intensidade de tensão que ocorre na ponta da trinca. Se os resultados de um grande número de testes forem dispostos em um diagrama com escalas logarítmicas, obtém-se um gráfico como o da Figura 17:

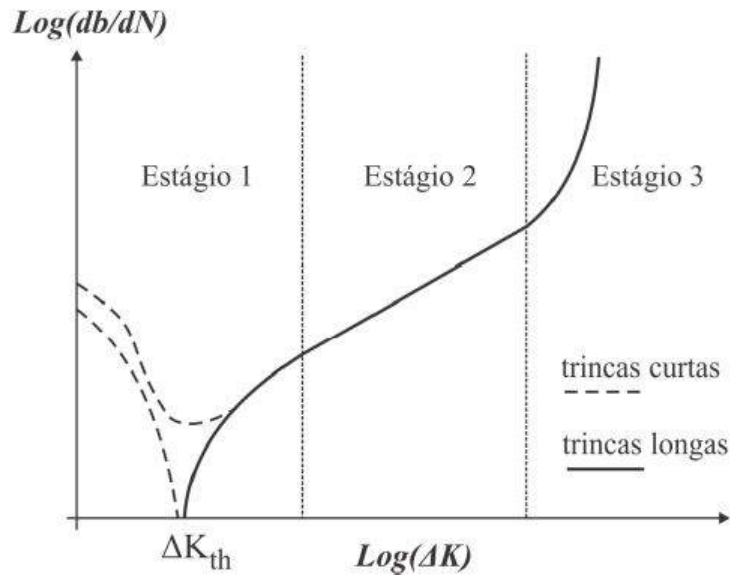


Figura 17 – Taxa de crescimento da trinca em função de ΔK . (CARDOSO, 2015).

No ponto onde a curva toca o eixo ΔK obtém-se fator intensidade de tensão limiar, ΔK_{th} , onde tem-se que, para valores de ΔK iguais ou inferiores a ΔK_{th} a taxa de crescimento de trinca é considerada nula. No estágio 1, há um forte aumento da taxa de propagação com ΔK . Já no estágio 2, a parte inferior do gráfico, pode ser descrita pela Lei de Paris, dada pela Equação (2.45), onde B e m são constantes do material.

$$\frac{db}{dN} = B(\Delta K)^m \quad (2.45)$$

Finalmente, no estágio 3, a zona plástica da trinca começa a ser dominante e leva o componente a falha.

2.5 Fadiga Multiaxial

Nos problemas de engenharia, os dispositivos mecânicos estão sujeitos a carregamentos complexos, onde suas componentes podem agir em diferentes direções no plano material, além de poder agir de forma assíncrona e/ou fora de fase. Desta forma, o vetor tensão para o caso multiaxial tem sua história genericamente descrita pela Equação

(2.46):

$$\sigma(t) = \sigma(t + T) \quad (2.46)$$

Onde T é o período da função e t o tempo percorrido.

Utilizando os conceitos explanados na Seção 2.1.1 sobre vetores e o Teorema de *Cauchy*, a tensão normal que atua no plano de corte é calculado pela Equação (2.47):

$$\boldsymbol{\sigma}_n = (\boldsymbol{\sigma} \mathbf{n} \cdot \mathbf{n}) \mathbf{n} \quad (2.47)$$

De acordo com o Tetraedro de *Cauchy*, exemplificado na Figura 18, o vetor tensão pode ser decomposto em:

$$\mathbf{t} = \mathbf{t}_n + \boldsymbol{\tau} \quad (2.48)$$

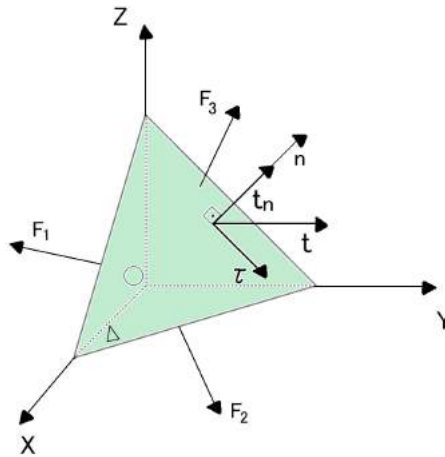


Figura 18 – Tetraedro de Cauchy com forças genéricas atuantes no corpo num plano Δ .

Onde o vetor \mathbf{t}_n é dado por:

$$\mathbf{t}_n = \sigma_n \mathbf{n} \quad (2.49)$$

Para a decomposição dessas forças e vetores, utiliza-se um sistema de bases \mathbf{e}_a e \mathbf{e}_b , paralelas ao plano material analisado, indicado na Figura 19. O plano material é onde todas as projeções são feitas, para facilitar a abordagem do problema multiaxial.

Desta forma, o cálculo do vetor cisalhante é dado pela Equação (2.50)

$$\boldsymbol{\tau} = \tau_A \mathbf{e}_a + \tau_B \mathbf{e}_b \quad (2.50)$$

Onde,

$$\tau_A = \boldsymbol{\sigma} \mathbf{n} \cdot \mathbf{e}_a \quad (2.51)$$

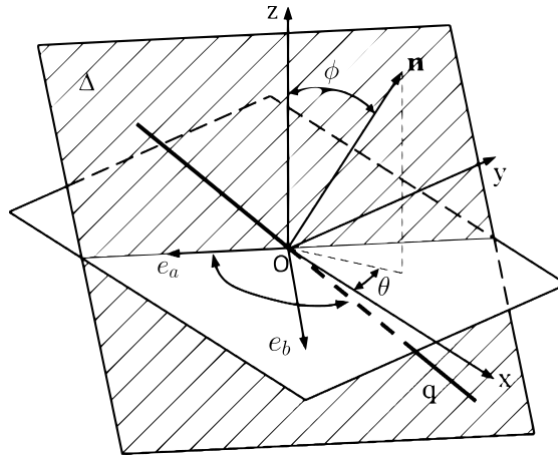


Figura 19 – Decomposição do vetor \mathbf{t} considerando as bases \mathbf{e}_a e \mathbf{e}_b no plano material Δ . (YU et al., 2017)

$$\tau_B = \boldsymbol{\sigma} \mathbf{n} \cdot \mathbf{e}_b \quad (2.52)$$

Onde a base \mathbf{e}_a , \mathbf{e}_b e \mathbf{n} é dada em função das coordenadas esféricas calculadas com os ângulos ϕ e θ e são calculadas segundo as Equações 2.53, 2.54 e 2.55:

$$\mathbf{e}_a = \begin{bmatrix} \sin\phi \cos\theta \\ \sin\phi \sin\theta \\ \cos\phi \end{bmatrix} \quad (2.53)$$

$$\mathbf{e}_b = \begin{bmatrix} -\sin\phi \\ \cos\theta \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.54)$$

$$\mathbf{n} = \begin{bmatrix} -\cos\phi \cos\theta \\ -\cos\phi \sin\theta \\ \sin\phi \end{bmatrix} \quad (2.55)$$

2.5.1 Amplitude de Tensão Cisalhante

Para a abordagem do problema de Fadiga Multiaxial, muitas vezes é necessário descrever a história de carregamento para que as tensões em um plano material possam ser computadas. Ao analisar a história de tensão, percebe-se que a direção do vetor tensão normal σ_n não varia sua orientação no plano, apenas sua magnitude. Já o vetor tensão cisalhante descreve uma trajetória correspondente a história do carregamento. Em algumas abordagens (FATEMI; SOCIE, 1988; SMITH; WATSON; TOPPER, 1970), é necessário calcular a amplitude da tensão cisalhante no plano material.

Para o cálculo de amplitude de tensão cisalhante, diversos autores sugerem métodos, como o Método da Corda (GRUBISIC; SIMBÜRGER, 1976), Método do Mínimo Círculo Circunscrito (VAN; GRIVEAU, 1982), Método da Norma Mínima de Frobenius (ZOUAIN; MAMIYA; COMES, 2006), Método do Maior Retângulo Circunscrito - MRC, ou do inglês, Maximum Rectangular Hull - MRH (ARAUJO; DANTAS; FERREIRA, 2011), Método do Momento de Inércia (MEGGIOLARO; CASTRO, 2015) entre outros.

Para este trabalho, optou-se por utilizar o Maximum Rectangular Hull - MRH (ARAUJO; DANTAS; FERREIRA, 2011) em todos os cálculos de τ_a . Este método propõe que a amplitude da tensão cisalhante é definida pela metade da diagonal do maior retângulo que pode ser circunscrito na projeção da história de carregamento no plano material Δ .

A Figura 20 ilustra como esse cálculo pode ser feito, onde a metade do lado a é definido pela Equação (2.56):

$$a_i(\lambda) = \frac{1}{2}[max_i\tau_i(\lambda, t) - min_i\tau_i(\lambda, t)] , i = 1, 2 \quad (2.56)$$

λ é definido como o ângulo de rotação do retângulos circunscrito. Para cada ângulo λ , a amplitude de tensão cisalhante τ_a é calculada segundo a Equação (2.57):

$$\tau_a(\lambda) = \sqrt{a_1^2(\lambda) + a_2^2(\lambda)} \quad (2.57)$$

Finalmente, a amplitude de tensão cisalhante utilizada é:

$$\tau_{a,MRH} = max[\tau_a(\lambda)] \quad (2.58)$$

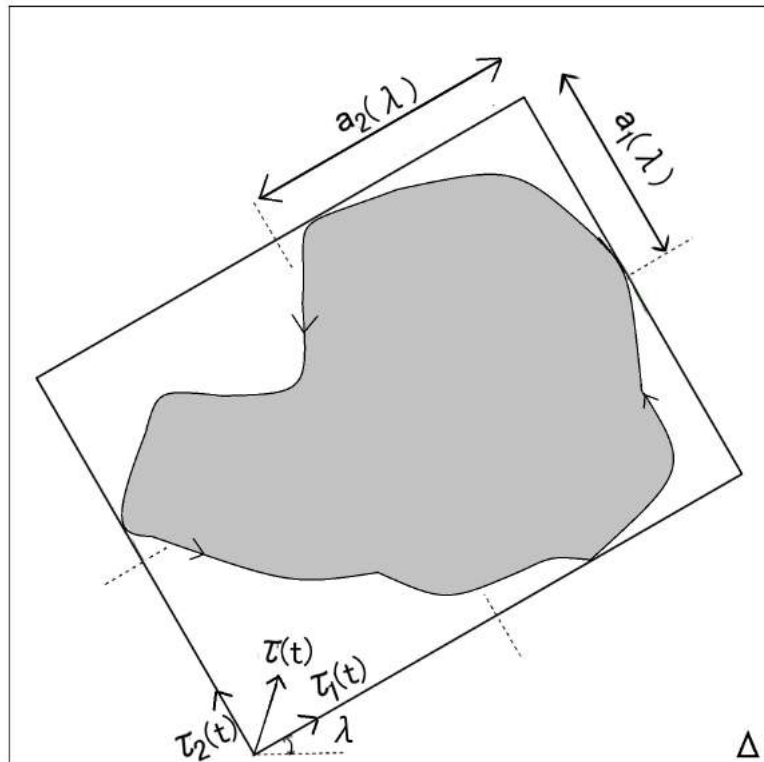


Figura 20 – Aplicação do Método MRH no plano material Δ .

2.5.2 Critérios de Plano Crítico

Os planos críticos são os planos materiais onde uma combinação da amplitude de tensão cisalhante $\tau_{a,MRH}$ e da tensão normal de maior magnitude $\sigma_{n,max}$ é máxima. Para identificá-los, busca-se os planos materiais onde $\tau_{a,MRH}$ é máximo e dentro dos planos de máximo cisalhamento, busca-se aqueles onde a tensão normal máxima $\sigma_{n,max}$ é mais intensa.

Neste trabalho, a definição de Plano Crítico adotada é a de Carpinteri e Spagnoli (2001), melhor explicado na seção 2.5.2.4. Esta teoria será analisada utilizando dados já existentes, principalmente aos do trabalho de Almeida (2017), onde o autor utiliza os critérios das seções 2.5.2.1, 2.5.2.2 e 2.5.2.3.

2.5.2.1 Método da Curva Modificada de Wöhler - MWCM

Susmel e Lazzarin (2002) observaram que no plano crítico, a tensão normal máxima considera efeitos de tensão média na resistência à fadiga. Desta forma, os autores propõem que o plano crítico ocorre quando a combinação dada pela Equação (2.59) for a maior possível durante a história de carregamento.

$$MWCM = \tau_a(\phi, \theta) + m_1 \frac{\sigma_{n,max}}{\tau_a}(\phi, \theta), \quad (2.59)$$

$$m_1 = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_0}{2}, \quad (2.60)$$

onde σ_{-1} é o limite de resistência à fadiga para uma razão de carregamento completamente reversivo ($R = -1$) e σ_0 o limite de resistência à fadiga para ($R = 0$).

2.5.2.2 Fatemi-Socie - FS

O critério de plano crítico de Fatemi e Socie (1988) tem o intuito de analisar casos de Fadiga Multiaxial com carregamentos em fase e fora de fase. Considerando o caso de fadiga de alto ciclo, o critério é calculado pela Equação (2.61)

$$FS = \tau_a \left(1 + \kappa \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_y} \right), \quad (2.61)$$

onde κ é uma constante do material e σ_y é o limite de escoamento. Para este critério, o plano crítico é definido como o plano que possuir o maior índice FS . Vazquez, Navarro e Dominguez (2016) fizeram um estudo sobre a constante κ e a variaram entre 0,44 e 100 e não encontraram diferença significativa nos resultados, portanto, aqui esta constante assume o valor 1.

2.5.2.3 Smith-Watson-Topper - SWT

Este parâmetro foi originalmente desenvolvido para considerar o efeito da tensão média de fadiga em casos uniaxiais por Smith, Watson e Topper (1970). Neste critério, também é definido como plano crítico o plano em que o parâmetro de fadiga SWT for máximo e é calculado pela Equação (2.62):

$$SWT = \sqrt{\sigma_{n,a}\sigma_{n,max}}, \quad (2.62)$$

onde $\sigma_{n,a}$ corresponde a amplitude de tensão normal e $\sigma_{n,max}$ a tensão normal máxima.

2.5.2.4 Carpinteri e Spagnoli - CS

O critério multiaxial de Carpinteri e Spagnoli (2001) é baseado na abordagem de plano crítico. De acordo com essa abordagem, a avaliação de falha por fadiga ocorre em dois passos, sendo:

- Passo 1: o plano crítico é teoricamente determinado;
- Passo 2: os cálculos de amplitude de tensão e tensão equivalente são realizados neste plano, onde assume-se a direção de propagação da trinca.

Considera-se um instante de tempo genérico t , de um carregamento de fadiga ($0 \leq t \leq T$, onde T é o período de carregamento). Em um determinado instante de tempo as tensões principais $\sigma_1(t), \sigma_2(t), \sigma_3(t)$ ($\sigma_1(t) \geq \sigma_2(t) \geq \sigma_3(t)$) e suas direções principais correspondentes 1, 2 e 3 (representadas em função dos ângulos $\phi(t)$, $\theta(t)$ e $\psi(t)$) podem ser computadas. Contudo, estes parâmetros se alteram a cada instante de tempo.

Desta forma, Carpinteri e Spagnoli (2001) propoem que o cálculo das direções principais médias ($\hat{1}$, $\hat{2}$ e $\hat{3}$) da história de carregamento sejam feitas a partir das Equações (2.64) a (2.66). Estes ângulos podem ser obtidos através da matriz 3x3 que define as direções principais do estado de tensão, onde θ é o ângulo em relação ao eixo x , ϕ o ângulo em relação ao eixo y e ψ o ângulo em relação ao eixo z .

Assuma a matriz 2.63 como sendo a matriz de direções principais, onde a primeira coluna representa a Direção 1, a segunda coluna a Direção 2 e a terceira coluna representa a Direção 3.

$$\mathbf{A}(\mathbf{t}) = \begin{bmatrix} \theta_1(t) & \theta_2(t) & \theta_3(t) \\ \phi_1(t) & \phi_2(t) & \phi_3(t) \\ \psi_1(t) & \psi_2(t) & \psi_3(t) \end{bmatrix} \quad (2.63)$$

$$\hat{\phi} = \int_0^T \phi(t)W(t)dt, \quad (2.64)$$

$$\hat{\theta} = \int_0^T \theta(t)W(t)dt, \quad (2.65)$$

$$\hat{\psi} = \int_0^T \psi(t)W(t)dt. \quad (2.66)$$

onde,

$$W(t) = h[\sigma_1(t) - \sigma_{1,max}]. \quad (2.67)$$

sendo $h[\dots]$ a função peso, dada pela Equação (2.67) ($h[x] = 1$ caso $x \geq 0$ ou $h[x] = 0$ caso $x < 0$) e $\sigma_{1,max}$ a tensão principal máxima da história do carregamento.

De acordo com o critério, o vetor normal \mathbf{w} ao plano crítico está conectado a média das direções principais 1, representado por $\hat{\mathbf{1}}$, através da relação semi-empírica dada pelo *off-angle*, calculado pela Equação (2.68).

$$\delta = \frac{3\pi}{8} \left[1 - \left(\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} \right)^2 \right] \quad (2.68)$$

Esta configuração é ilustrada na Figura 21 onde o item *a* indica um ponto genérico em um espécime cilíndrico e o item *b* a vista do plano crítico na superfície do ponto P.

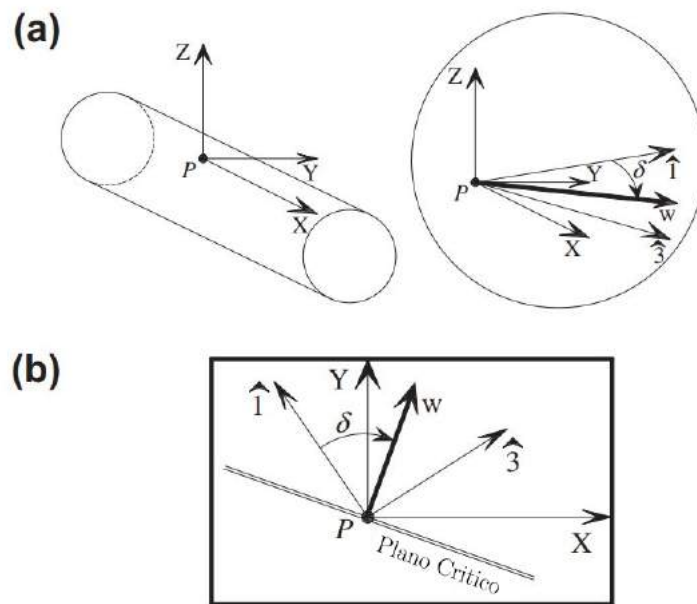


Figura 21 – (a) Vista geral de um espécime cilíndrico. (b) Vista do plano crítico na superfície do ponto P.

A rotação do *off-angle* é feita no plano entre $\widehat{13}$. Nota-se que para problemas de estado plano, ou a direção $\widehat{2}$ ou a direção $\widehat{3}$ coincidirá com o eixo z , desta forma, o plano analisado pode ser tanto o $\widehat{13}$, quanto o $\widehat{12}$.

Uma vez calculado o plano crítico, a amplitude de tensão e a tensão média são calculadas neste plano, definindo-se uma tensão uniaxial equivalente, onde a amplitude da mesma é dada pela Equação (2.69).

$$CS = \sqrt{\left[\sigma_{n,a} + \sigma_{-1} \left(\frac{\sigma_{n,med}}{\sigma_u} \right) \right]^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \right)^2 \tau_a^2} \quad (2.69)$$

sendo $\sigma_{n,a}$ a amplitude da tensão normal e $\sigma_{n,med}$ a tensão normal média, τ_a é a amplitude de tensão cisalhante e σ_u é a tensão de ruptura. O cálculo da amplitude de tensão cisalhante será feito pelo método MRH, explanado na Seção 2.5.1, uma vez que este procedimento é de fácil implementação por considerar apenas rotações de eixos.

O critério determina que o plano crítico é atingido quando o parâmetro CS é igual a τ_{-1} , limite de resistência a fadiga para uma razão de carregamento completamente reverso. Portanto, o critério é descrito pela Equação (2.70).

$$CS = \tau_{-1} \quad (2.70)$$

2.5.3 Teoria da Distância Crítica

Os métodos de Distância Crítica foram desenvolvidos, inicialmente, por Siebel e Stieler (1955), Neuber (1946) e Peterson (1959) onde o objetivo era a predição do limite de fadiga em entalhes. A teoria define que a amplitude do limite de fadiga do material não deve ser atingida somente no local de máxima tensão, mas também dentro de um pequeno volume crítico. Com o avanço dos estudos em Mecânica da Fratura, Klesnil M.; Lucas (1980) definiram o limite de fadiga em corpos entalhados em termos da amplitude do limitar do fator intensidade tensão, ΔK_{th} e da amplitude do limite de resistência à fadiga.

Para Taylor (2007), a Teoria da Distância Crítica (TDC) é um conjunto de métodos que fazem uso da análise linear e elástica para chegar a um parâmetro constante, L , aqui denominado distância crítica, com o intuito de predizer o efeito de entalhes e outros concentradores de tensão. Ou seja, a TDC leva em consideração o gradiente de tensão e a tensão máxima para a determinação do volume de material crítico.

Diversos autores (TANAKA, 1983; ATZORI; LAZZARIN; TOVO, 1992, 1992; TAYLOR, 2007) consideram a distância crítica como uma propriedade do material e foi calculada por Haddad, Topper e Smith (1979), dada pela Equação (2.71)

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta \sigma_{fl}} \right)^2, \quad (2.71)$$

onde ΔK_{th} é o limiar do fator de intensidade tensão e $\Delta\sigma_{fl}$ é a faixa do limite de resistência a fadiga.

3 Metodologia

Para o cálculo de direção de iniciação da trinca, é necessário estimar o local de análise do Tensor de Tensões, uma vez que os critérios multiaxiais consideram o estado de tensões do elemento. Para tal, utiliza-se a Teoria da Distância Crítica aplicada ao método da Direção Crítica (ARAUJO et al., 2017).

Em sua dissertação, Almeida (2017) utilizou os critérios de SWT (Seção 2.5.2.3), MWCM (Seção 2.5.2.1) e FS (Seção 2.5.2.2) e comparou com resultados experimentais realizados pelo próprio autor. Neste trabalho, a teoria de Carpinteri e Spagnoli (2001) será aplicada em rotinas, combinada à metodologia apresentada neste capítulo de cálculo de caminho inicial de trinca, para uma comparação com os mesmos dados experimentais de Almeida (2017) acrescidos mais duas configurações projetadas pela autora e, assim, analisar o modelo multiaxial de CS para estimativa de caminho de trincas sob condições de fadiga por *fretting* na liga Al7050 T7451.

3.1 Método da Direção Crítica (ARAUJO et al., 2017)

As teorias de Plano Crítico têm sido desenvolvidas baseadas no comportamento observado de espécimes sob condições uniformes de tensão/deformação e, nestes casos, a procura do Plano Crítico é feita em um único ponto material. Em uma região sob altos gradientes de tensão, a escolha do ponto onde a análise será feita não é clara, uma vez que existe uma variedade de estados de tensão.

Desta forma, talvez uma melhor interpretação de plano crítico seja associá-la com uma dimensão física. Note-se que a noção inicial de plano crítico apenas a orientação do plano de corte passando pelo ponto material é determinado, mas nenhuma dimensão física é associada ao plano.

Para implementar este método, uma linha de referência originada no ponto de iniciação da trinca e orientada a θ graus é considerada, como ilustrado na Figura 22. Similar ao Método da Linha (TAYLOR, 1999), esta linha tem tamanho igual a $2L$. Para cada instante t , a média da tensão normal e cisalhante ao longo da linha é definido pelas Equações (3.1) e (3.2):

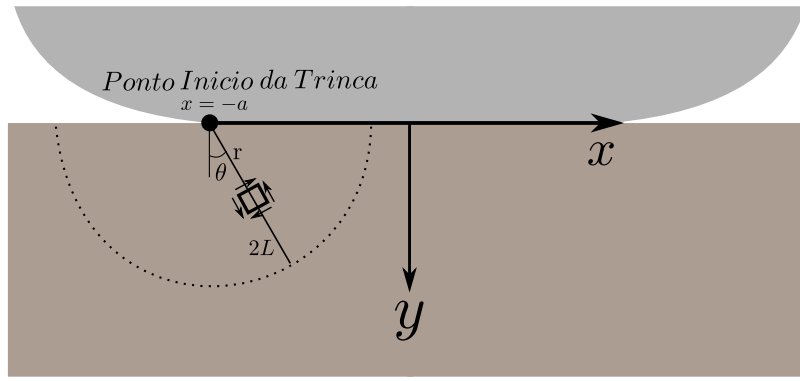


Figura 22 – Representação esquemática do Método da Direção Crítica.

$$\bar{\sigma}_n(\theta, t) = \frac{1}{2L} \int_0^{2L} \sigma_n(r, \theta, t) dr \quad (3.1)$$

$$\bar{\tau}(\theta, t) = \frac{1}{2L} \int_0^{2L} \tau(r, \theta, t) dr \quad (3.2)$$

A média dos valores de tensão normal máxima e da amplitude são dados pelas Equações (3.3) e (3.4) enquanto a amplitude de tensão cisalhante é definida pela Equação (3.5)

$$\bar{\sigma}_{n,max}(\theta) = \max_t \bar{\sigma}_n(\theta, t) \quad (3.3)$$

$$\bar{\sigma}_{n,a}(\theta) = \frac{1}{2} (\max_t \bar{\sigma}_n(\theta, t) - \min_t \bar{\sigma}_n(\theta, t)) \quad (3.4)$$

$$\bar{\tau}_a(\theta) = \frac{1}{2} (\max_t \bar{\tau}(\theta, t) - \min_t \bar{\tau}(\theta, t)) \quad (3.5)$$

3.1.1 Distância Crítica (ARAUJO et al., 2017) combinada com Carpinteri e Spagnoli (2001)

Uma vez que para o método da Direção Crítica o plano a ser analisado é pré-determinado, o modelo de plano crítico de Carpinteri e Spagnoli (2001) é modificado para que se possa calcular as tensões equivalentes no respectivo plano da metodologia da Distância Crítica. Desta forma, não é necessário aplicar o cálculo do *off-angle*, uma vez que a direção θ é fixada na metodologia. Portanto, o critério de *CS* é aplicado variando-se a Direção Crítica θ e é obtido quando a condição limite ($CS = \sigma_{-1}$) é atingida, como mostrado na Equação (3.6). Vantadori et al. (2018) utilizou a metodologia de Direção

Crítica em conjunto com o critério de Plano Crítico de Carpinteri e Spagnoli (2001) em alguns carregamentos propostos por Almeida (2017).

$$CS(\theta) = \sqrt{\left[\sigma_{n,a}(\theta) + \sigma_{-1} \left(\frac{\sigma_{n,max}(\theta)}{\sigma_y} \right) \right]^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \right)^2 \tau_a(\theta)^2} = \sigma_{-1} \quad (3.6)$$

O critério aplicado a Direção Crítica pode ser ilustrado na Figura 23. Como pode-se perceber, as tensões equivalentes formam uma curva que é interceptada duas vezes pelo limite de resistência a fadiga, desta forma, assume-se o plano crítico onde existe a maior amplitude da tensão principal $\sigma_{1,a}$.

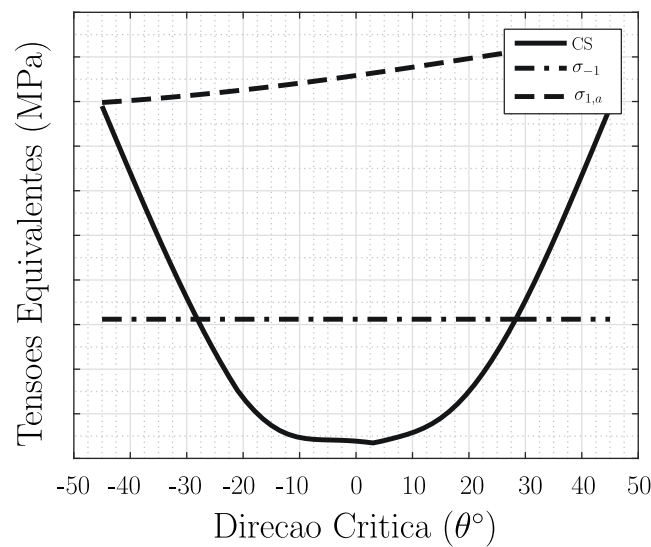


Figura 23 – Critério de Carpinteri e Spagnoli (2001) aplicado em conjunto com o método da Direção Crítica para Configuração 2 da Tabela 5.

3.2 Material e Método

Conhecido como Alumínio Aeronáutico, a liga Al 7050 T7451 faz parte da série 7000, que foram especialmente desenvolvidas para uso aeronáutico ou onde as aplicações desejadas necessitam de altos níveis de resistência mecânica. A tabela 2 mostra as composições químicas desta liga.

Tabela 2 – Composição Química da liga Al 7050 T7451. Fonte: (DAVIS, 1994)

Zn	Mg	Cu	Mn	Si	Fe	Cr	Ti	Zr
5,7 - 6,7	1,9 - 2,6	2,0 - 2,6	0 - 0,1	0 - 0,12	0 - 0,15	0 - 0,04	0 - 0,10	0,08 - 0,15

A tabela 3 mostra as principais propriedades mecânicas desta liga, encontradas na literatura (ASM, 1990). Rossino et al. (2009), através de um estudo de caracterização do material, extraiu experimentalmente no laboratório da Universidade de Brasília

estas propriedades e os valores encontrados não apresentaram discrepâncias significativas, com erros com menos de 5%. Além destas propriedades, Martins et al. (2008) extraiu o coeficiente de atrito f , com o valor de 0,54.

Tabela 3 – Propriedades mecânicas da liga de alumínio 7050 T7451 (ROSSINO et al., 2009).

Limite de Escoamento, $\sigma_{y,0.2\%}$ (MPa)	453,8 \pm 2,8
Limite de Resistência, σ_{ut} (MPa)	513,3 \pm 4,1
Módulo de Elasticidade, E (GPa)	73,4 \pm 2,0
Elongação (%)	11,1 \pm 0,6
Micro-dureza (HV)	153,6 \pm 2,6
Coefficiente de Poisson, μ	0.33

Para as propriedades de fadiga, os valores adotados foram os encontrados nos trabalhos de Rossino et al. (2009) e Atzori, Meneghetti e Susmel (2005), mostrados a tabela 4

Tabela 4 – Propriedades de fadiga do Al 7050 T7451. Fonte: (ATZORI; MENEGHETTI; SUSMEL, 2005)

Limite de resistência a fadiga R= -1, σ_{-1} (MPa)	146
Faixa do fator intensidade de tensão limiar, ΔK_{th} (MPa \sqrt{m})	5,5
Limite de resistência a fadiga em torção R = -1, τ_{-1} (MPa)	80,3
Número de ciclos de referência, N_0	$2 \cdot 10^7$
Distância Crítica L (mm)	0,112

Os corpos de prova utilizados são do tipo *flat dog-bone* e tanto os corpos de prova quanto as sapatas são do mesmo material. As sapatas, responsáveis pelo contato com o corpo de prova e por aplicar as cargas p e q , possuem raio de 30 mm.

Já a máquina utilizada é a MTS 322 *Test Frame*, localizada no Laboratório de Fadiga, Fratura e Materiais, no bloco SG-09. A máquina, esquematizada na Figura 24, possui dois atuadores hidráulicos independentes que atuam axialmente, um com capacidade máxima de 250 kN , responsável por aplicar a carga média e alternada, e outro atuador com capacidade máxima de 100 kN , que realiza a carga cisalhante de *fretting*. O sistema hidráulico Enerpac, indicado pelo número 9 na Figura 24 é responsável por aplicar as cargas normais P .

3.2.1 Procedimento de Ensaio

Ao posicionar o corpo de prova nas garras do atuador de 250 kN , é necessário cautela e precisão, uma vez que o corpo deve estar reto. As medidas entre o corpo de prova (CP) e a extremidade de caga garra (superior e inferior) devem ser a mesma, para garantir o alinhamento, essa medição pode ser feita por um paquímetro.

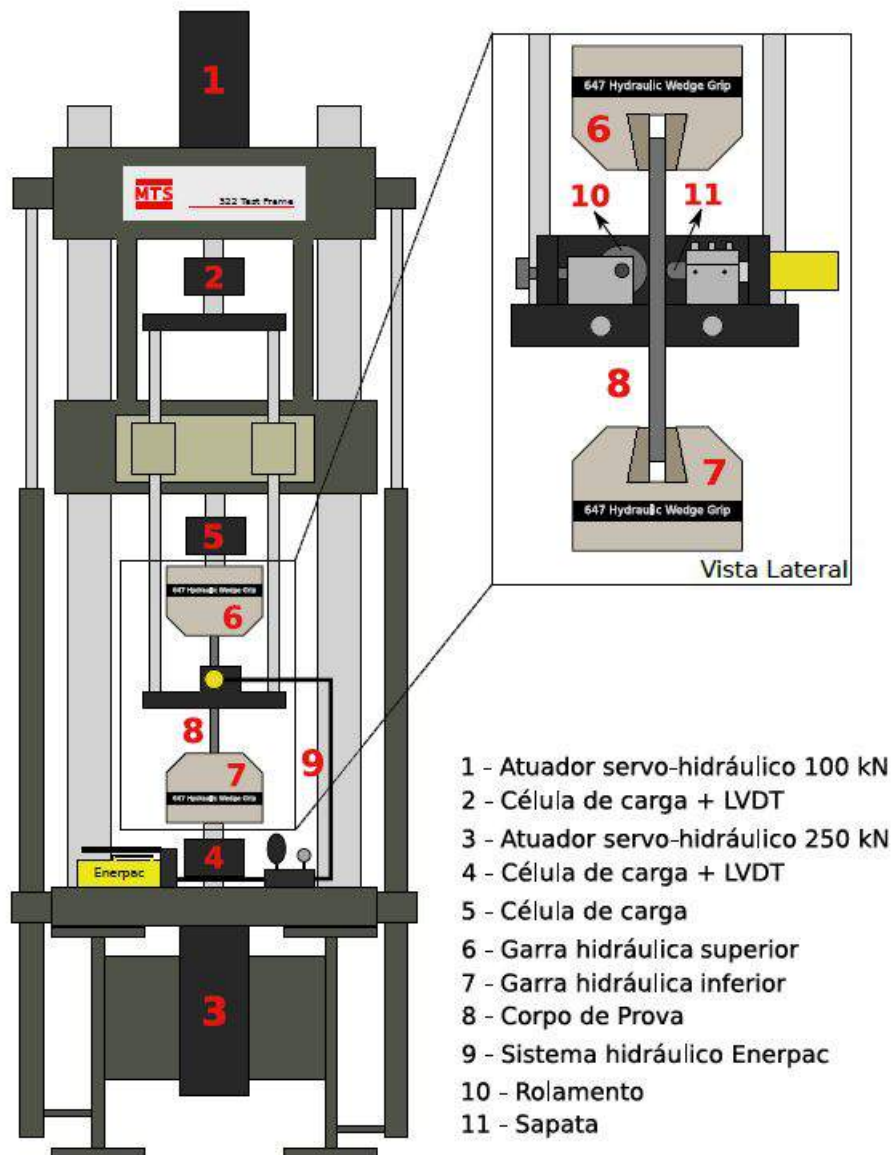


Figura 24 – Esquema da Máquina de Fadiga por *Fretting*. Fonte: (ALMEIDA, 2017).

Uma vez alinhado, deve-se acionar o sistema de travamento, aplicando uma carga nas extremidades do *CP*, como mostrado na Figura 25. Caso o experimento exija carga média, é necessário aplicar a mesma após este procedimento, para que não haja deslocamento entre as zonas de adesão e escorregamento.

Garantidas essas condições, alinha-se o *CP* com a sapata. Para assegurar um campo de pressão uniforme, a sapata deve estar alinhada com a espessura do *CP*, ou seja, a sapata deve estar perpendicular com o corpo de prova, mostrado no item 11 da Figura 24. Para essa verificação, utiliza-se um papel de pressão Fujifilm *Prescale Medium*, onde a Figura 26 (a) ilustra uma configuração alinhada enquanto o caso (b) mostra um caso desalinhado, onde a pressão aplicada é maior no lado direito.

Uma vez alinhado a sapata com o *CP*, o rolamento indicado no item 10 deve encostar no *CP* para evitar falhas por desequilíbrio de forças e deflexão. Garantidas essas

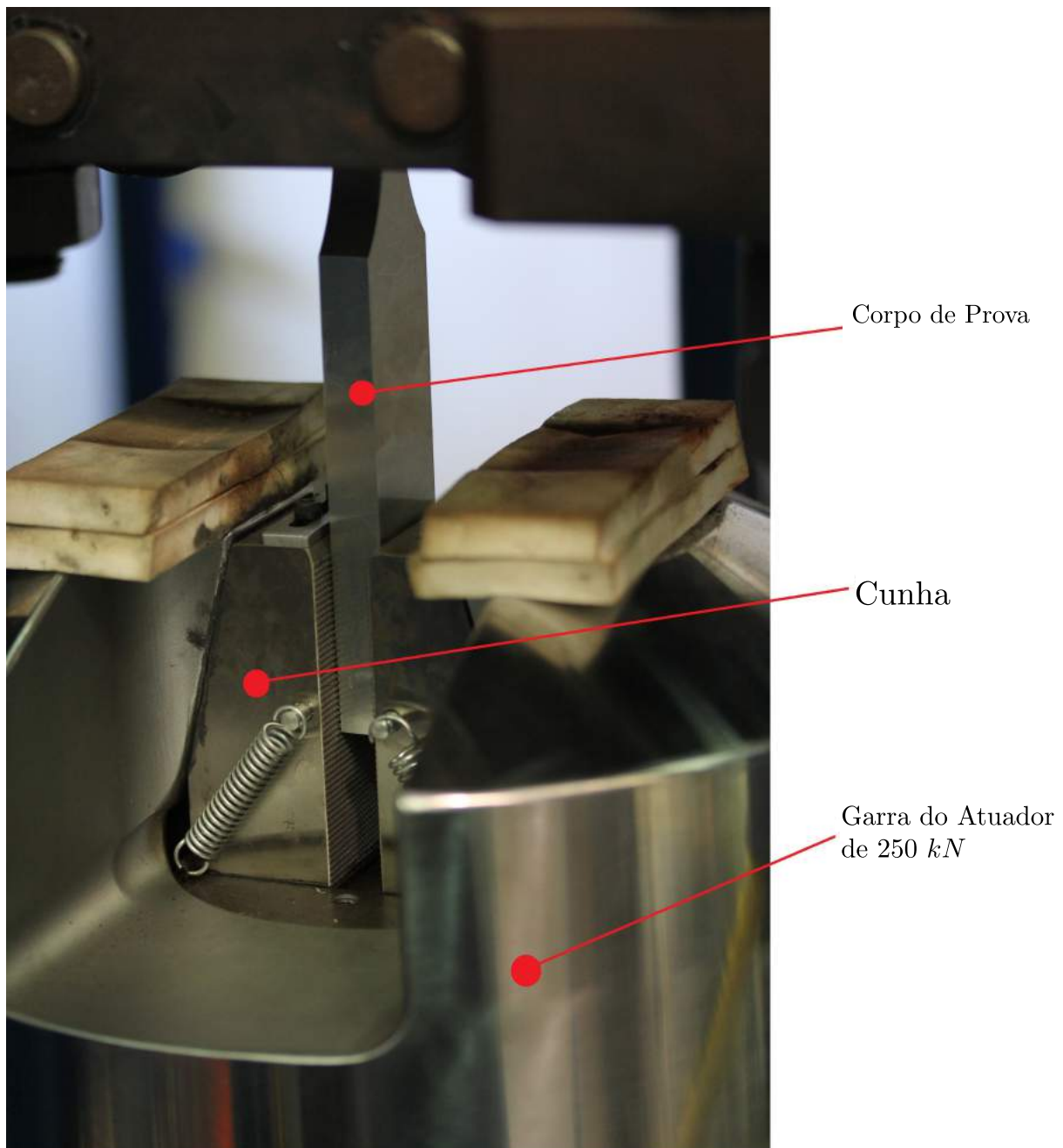


Figura 25 – Corpo de prova preso a garra, após aplicação de pressão no atuador de 250 kN com CP .

condições, o ensaio é iniciado no programa da máquina no modo de Controle de Deslocamento, onde os deslocamentos aplicados são gradativamente operadas com incrementos de 0,01 mm até que a força lida no atuador, para aplicar esses deslocamentos, seja a força máxima de cisalhamento desejada. Uma vez estabilizada a força aplicada, o teste é rodado por mais 1000 ciclos para garantir o coeficiente de atrito f da superfície de contato, reduzindo as chances de falha por escorregamento total. Após os ciclos estabelecidos, diminui-se o deslocamento aplicado no corpo de prova até que este seja zero.

Garantindo as condições ideais para que ocorra o ensaio, muda-se o controle do atuador de *fretting* para o modo controle de força, onde o ensaio recomeça com aproximadamente 20 % da força cisalhante máxima e, gradativamente, aumenta-se esta gradeza

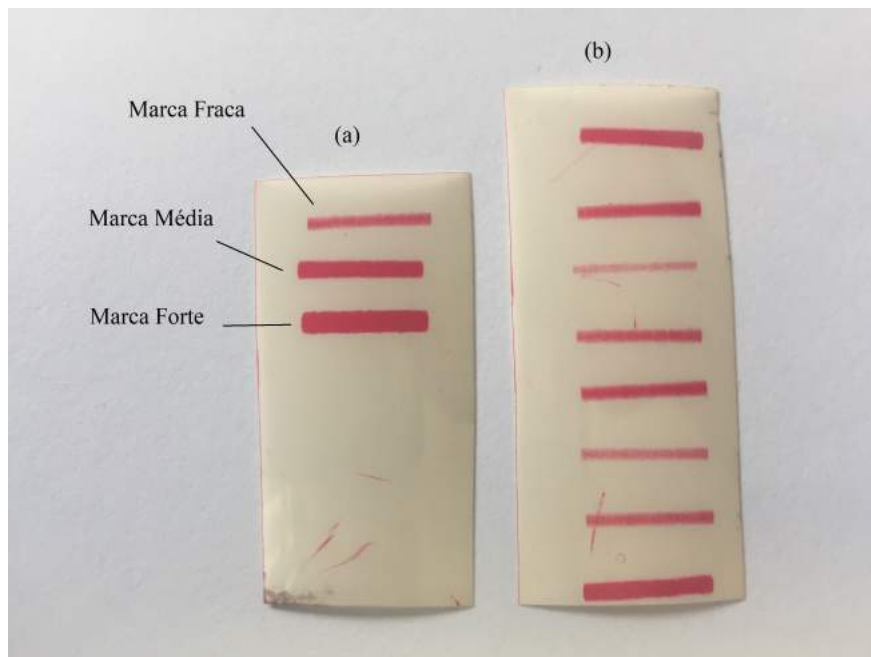


Figura 26 – (a) Configuração alinhada (b) Configuração desalinhada. Marcas do ensaio realizado para a configuração 7 da Tabela 6.

até que alcance seu valor máximo desejado, após isso, deixa-se o ensaio completar 10^6 ciclos à uma frequência de 10 Hz.

3.2.2 Procedimento de Análise Pós-Ensaio

Após todos os ciclos completos, o corpo é retirado da máquina, seccionado próximo a área de contato da sapata. O corpo é cortado com auxílio de um arco de serra para que chegue ao tamanho no qual o *CP* possa ser inserido na máquina *Setocom-15* para realizar os cortes laterais. A máquina utiliza um disco de corte de carbetto de silício 10S20 de 0,8 mm de espessura. Os cortes são realizados a 2500 rpm com um avanço de 0,07 mm/s.

Após os cortes, a amostra seccionada é levada para o Microscópio Confocal, onde faz-se uma varredura na marca do contato entre a sapata e o *CP* para que se analise os detritos formados durante o ensaio. Além desta análise, um estudo sobre o tamanho da zona de contato e de adesão é feito, onde estes tamanhos são medidos com ajuda do Microscópio Confocal e comparados com os tamanhos previstos segundo os cálculos explanados no Capítulo 2, as medidas são feitas segundo a metodologia mostrada na Figura 27.

Uma vez que a marca de contato é clara e limpa, o processo de identificação de trinca é iniciado. Para tal, faz-se um corte no centro da marca de *fretting* também com um disco de corte. O processo está esquematizado na Figura 28.

Para lixar o corpo, faz-se um embutimento com resina fenólica para facilitar o manuseio. As lixas usadas são as da série 400 e 600, para adequar a superfície de corte. Após esta etapa, inicia-se um processo iterativo de lixamento, com lixas da série 800,

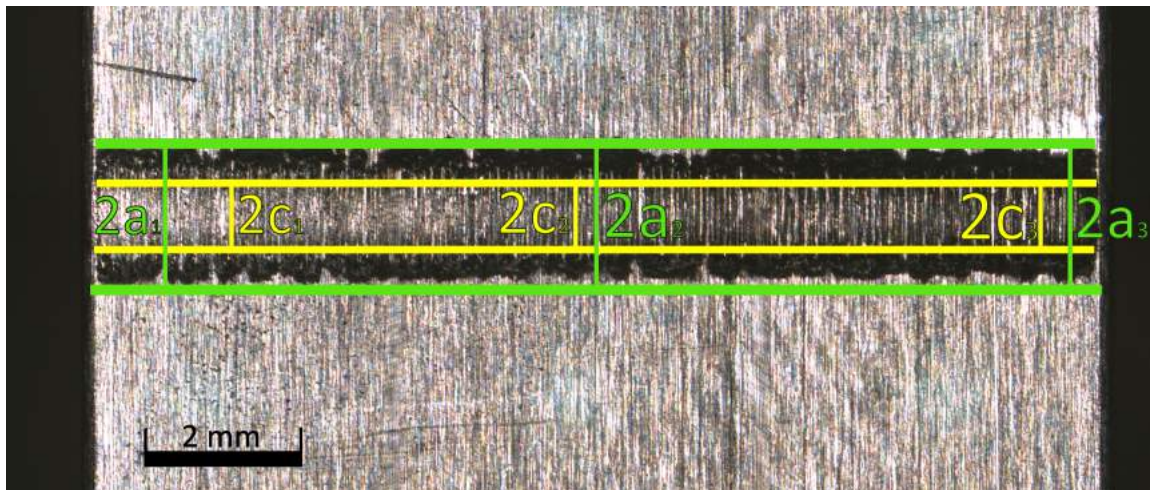


Figura 27 – Metodologia para análise do tamanho do contato para os ensaios.

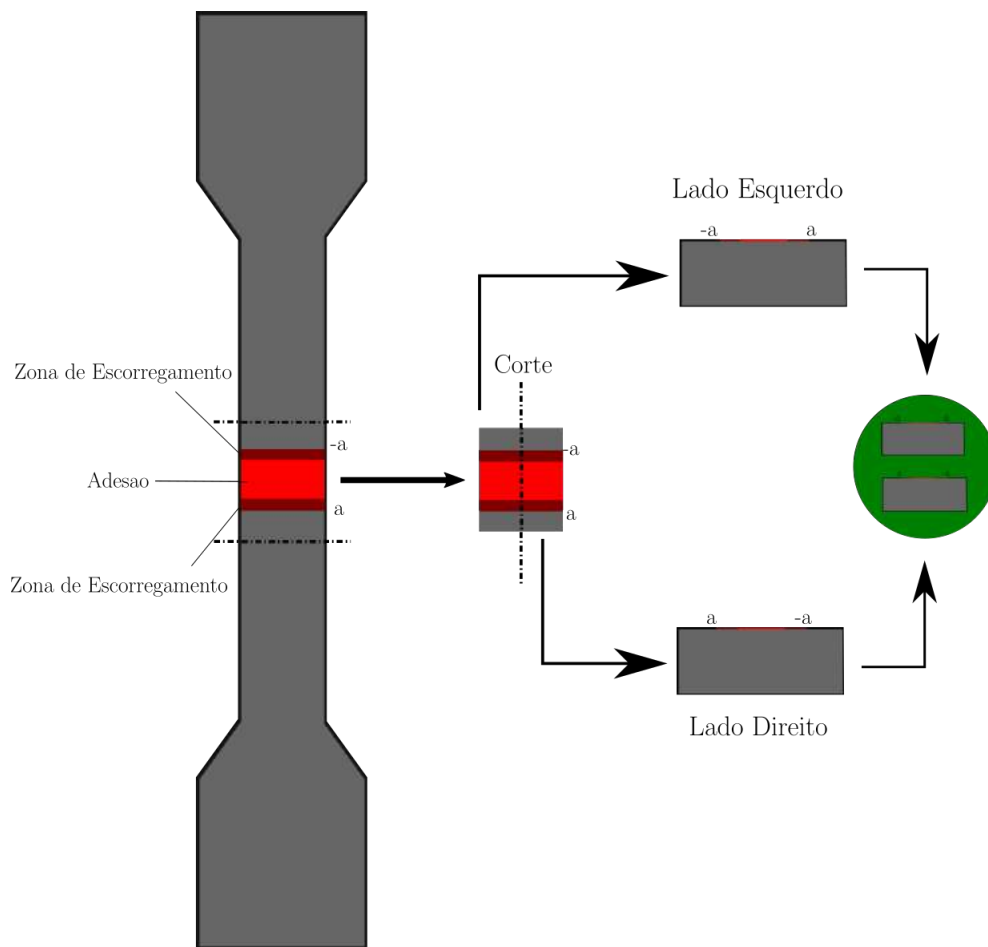


Figura 28 – Procedimento de Análise Pós-Ensaio.

1200 e 2500, junto com polimento e ataques químicos até a identificação de uma ou mais trincas no microscópio óptico *Olympus BX51*.

Para evitar que a amostra seja lixada de maneira irregular, foi feito um sistema de identificação numérico para cada ponto do cilindro do embutimento, como mostrado na Figura 29. Com o auxílio de um paquímetro, cara número foi medido e anotado, caso estas diferissem de maneira significativa, o embutimento era então lixado nos pontos com

maiores medidas para obter uma amostra uniforme.

É importante salientar que a orientação da amostra deve ser preservada, para que se possa ter a referência da direção de propagação da trinca, desta forma, escreveu-se no embutimento as letras E (Esquerda) e D (Direita), para que a saiba-se qual lado está orientada a amostra seccionada.

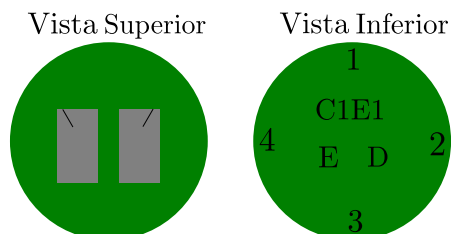


Figura 29 – Embutimento da amostra cortada do Corpo de Prova.

Após a identificação de trincas no espécime, o mesmo é levado para o microscópio confocal para medição de tamanho e angulação. Para a aquisição das medidas, utiliza-se a lente com 50x de ampliação. O método citado na Seção 3.1 é então aplicado na trinca de maior comprimento encontrada, como mostrado na Figura 30. O ângulo médio da trinca é calculado através da média ponderada de todos os ângulos encontrados.

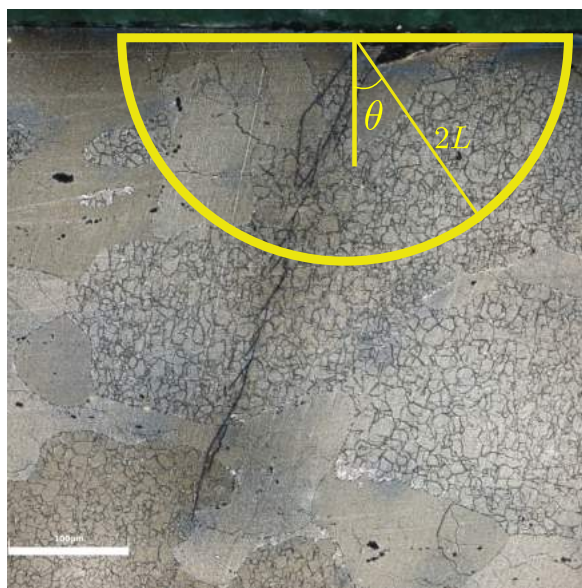


Figura 30 – Procedimento adotado para medição da direção de propagação da maior trinca encontrada.

3.3 Ensaios Planejados

Com o intuito de aumentar o acervo de dados e estudos sobre o fenômeno de *fretting*, além dos ensaios propostos por Almeida (2017), dispostos na Tabela 5, outras duas configurações foram testadas pela autora. Considerando os recursos dispostos no Laboratório de Fadiga, Fratura e Materiais (GFFM), as configurações escolhidas têm por

fim comparar o efeito da mudança do raio da sapata combinada a aplicação de carga média, ou seja, comparar o caminho de iniciação de trincas de configurações com raio de sapata de 70 mm e 30 mm.

Portanto, além dos dados sobre o efeito da mudança da carga média (configurações 2, 4 e 5 da Tabela 5) serão acrescentados mais dois dados, onde o único parâmetro mudado é o raio da sapata (configurações 7 e 8 da Tabela 6). Todas as configurações foram simuladas nas teorias de plano crítico discutidas na Seção 2.5, utilizando a método da Direção Crítica (Seção 3.1).

Tabela 5 – Configurações dos ensaios realizados no Al7050 T7451 (ALMEIDA, 2017).

Configuração	q(N/mm)	p(N/mm)	Q/P	R (mm)	a (mm)	P ₀	$\sigma_{m,x}$ (MPa)
1	240	800	0,3	70	1,34	380	0
2	320	800	0,4	70	1,34	380	0
3	400	800	0,5	70	1,34	380	0
4	320	800	0,4	70	1,34	380	25
5	320	800	0,4	70	1,34	380	50
6	136,4	341	0,4	30	0,57	380	0

Tabela 6 – Configurações dos ensaios realizados pela autora no Al7050 T7451.

Configuração	q (N/mm)	p (N/mm)	Q/P	R (mm)	a (mm)	P ₀	$\sigma_{m,x}$ (MPa)
7	136,4	341	0,4	30	0,57	380	25
8	136,4	341	0,4	30	0,57	380	50

Desta forma, as configurações 7 e 8 da Tabela 6 e a configuração 6 da Tabela 5 são complementares, por terem condições de carregamento similares, distinguindo-se apenas na carga média aplicada e no raio da sapata.

4 Resultados

Seguindo a metodologia expressa no Capítulo 3, todos os corpos de prova após serem submetidos as cargas e aos ciclos pré-determinados foram devidamente cortados, polidos e analisados no microscópio confocal. As análises propostas nesta seção são a de tamanho de zonas de contato e adesão, comprimento de trincas formadas e direção de iniciação das mesmas.

4.1 Resultados Experimentais

Uma vez que este trabalho é complementar aos estudos feitos por Almeida (2017), alguns resultados do mesmo são apresentados neste trabalho, apenas para fins comparativos. As análises feitas por ambos os autores foram tamanho da região de contato, comprimento total da trinca e angulação de iniciação de trincas.

4.1.1 Análise do Tamanho do Contato

Uma vez que o tamanho das zonas de contato e de adesão dependem apenas do raio equivalente (R_{eq}), da carga P, carga Q e do módulo de elasticidade equivalente (E_{eq}), grandezas que não foram alteradas em nenhuma das configurações aqui propostas, o valor teórico para todos os ensaios é o mesmo. Utilizando os recursos do microscópio confocal, foi possível fazer a análise do tamanho do contato e da zona de adesão.

Os resultados destas análises estão dispostos na Tabela 7 a 10 e na Figura 31 onde as regiões mais claras indicam a região de adesão do corpo na sapata, enquanto as mais escuras indicam as regiões de escorregamento. Com o propósito de abreviar a nomenclatura do trabalho, a letra C indica a configuração analisada e E o número do ensaio realizado.

Tabela 7 – Medidas experimentais das zonas de adesão tamanho total do contato para C7E1 (Figura 31 a).

$2a_{exp} (\mu\text{m})$			$2c_{exp} (\mu\text{m})$		
1	2	3	4	5	6
1836	1621	1616	1001	855	850
$2a_{exp,m\u00e9dio} (\mu\text{m})$			$2c_{exp,m\u00e9dio} (\mu\text{m})$		
1691			902		
$a_{exp,m\u00e9dio} (\mu\text{m})$			$c_{exp,m\u00e9dio} (\mu\text{m})$		
845			451		

Tabela 8 – Medidas experimentais das zonas de adesão tamanho total do contato para C7E2 (Figura 31 b).

$2a_{exp} (\mu\text{m})$			$2c_{exp} (\mu\text{m})$		
1	2	3	4	5	6
1771	1710	1656	1182	993	872
$2a_{exp,m\u00e9dio} (\mu\text{m})$			$2c_{exp,m\u00e9dio} (\mu\text{m})$		
1712			1016		
$a_{exp,m\u00e9dio} (\mu\text{m})$			$c_{exp,m\u00e9dio} (\mu\text{m})$		
856			508		

Tabela 9 – Medidas experimentais das zonas de adesão tamanho total do contato para C8E1 (Figura 31 c).

$2a_{exp} (\mu\text{m})$			$2c_{exp} (\mu\text{m})$		
1	2	3	4	5	6
1901	1710	1806	1005	905	830
$2a_{exp,m\u00e9dio} (\mu\text{m})$			$2c_{exp,m\u00e9dio} (\mu\text{m})$		
1816			914		
$a_{exp,m\u00e9dio} (\mu\text{m})$			$c_{exp,m\u00e9dio} (\mu\text{m})$		
908			457		

Tabela 10 – Medidas experimentais das zonas de adesão tamanho total do contato para C8E2 (Figura 31 d).

$2a_{exp} (\mu\text{m})$			$2c_{exp} (\mu\text{m})$		
1	2	3	4	5	6
1881	1887	1989	824	884	816
$2a_{exp,m\u00e9dio} (\mu\text{m})$			$2c_{exp,m\u00e9dio} (\mu\text{m})$		
1919			842		
$a_{exp,m\u00e9dio} (\mu\text{m})$			$c_{exp,m\u00e9dio} (\mu\text{m})$		
959			421		

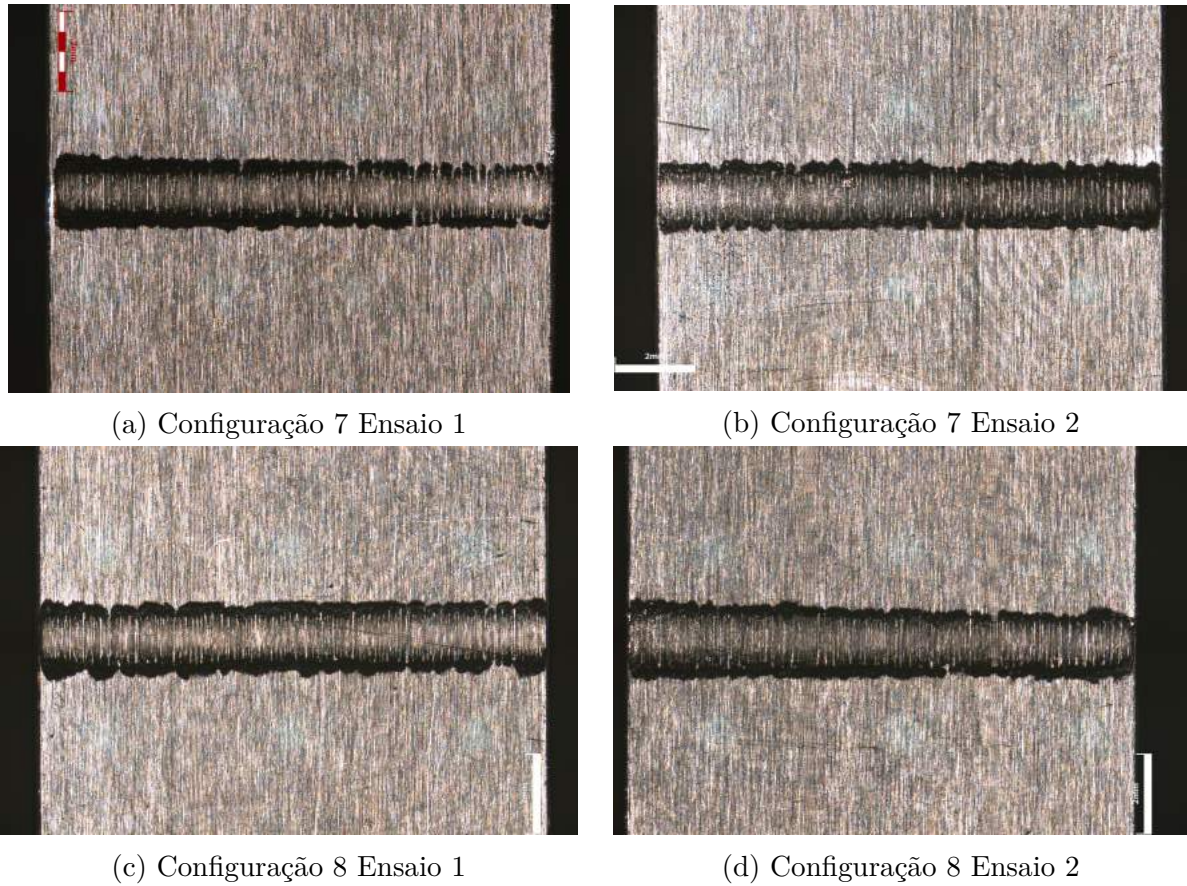


Figura 31 – Tamanho da Zona de de Adesão e Escorregamento dos Ensaio realizados.

Embora os resultados experimentais sejam diferentes dos valores teóricos, é importante salientar que a ordem de grandeza das regiões de adesão e escorregamento é pequena, portanto, variações pequenas geram altos erros, a formação de detritos gerados pela oscilação dos corpos também atrapalha na identificação precisa da zona de contato. Além disso, pode-se observar na Figura 31 que em alguns ensaios a marca não foi uniforme, contribuindo para o aumento da discrepância dos dados. O maior erro encontrado para o valor do contato total foi para a Configuração 8 Ensaio 2, diferindo quase 40%. A Tabela 11 mostra os erros das medidas experimentais em relação a teórica, segundo a Equação (4.1).

$$Erro(\%) = \left(\frac{|\theta_{experimental} - \theta_{teorico}|}{\theta_{experimental}} \right) 100 \quad (4.1)$$

Tabela 11 – Erros associados ao tamanho do contato e zona de escorregamento.

Amostra	$a_{exp} (\mu m)$	$a_{teorico} (\mu m)$	Erro (%)	$c_{exp} (\mu m)$	$c_{teorico} (\mu m)$	Erro (%)
C7E1	845	580	31	451	330	27
C7E2	856	580	32	508	330	35
C8E1	908	580	36	457	330	28
C8E2	959	580	39	421	330	22

Durante as análise, foi possível observar que as trincas tem propensão a crescer na zona de escorregamento como assumido, mas não necessariamente no final do contato ($-a$ ou a). As Figuras 32 e 33 ilustram o contato total do corpo para a Configuração 7 e 8 onde é notável que as trincas tendem a propagar para dentro da região de contato onde a linha branca indica a zona de escorregamento e a linha vermelha a região de adesão. Uma possível explicação para este comportamento é que, por mais que existam cargas compressíveis geradas pela pressão da sapata no corpo de prova, os gradientes de tensão gerados pelo fenômeno de fadiga por *fretting* são altos o suficiente para superar a carga compressiva e propagar trincas.



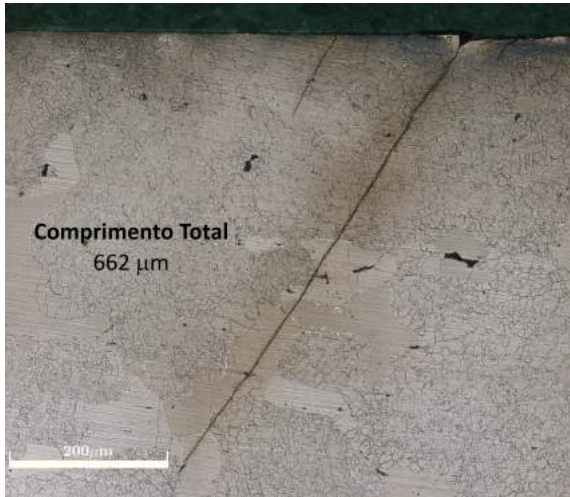
Figura 32 – Contato com trincas da Configuração 8 Ensaio 2.



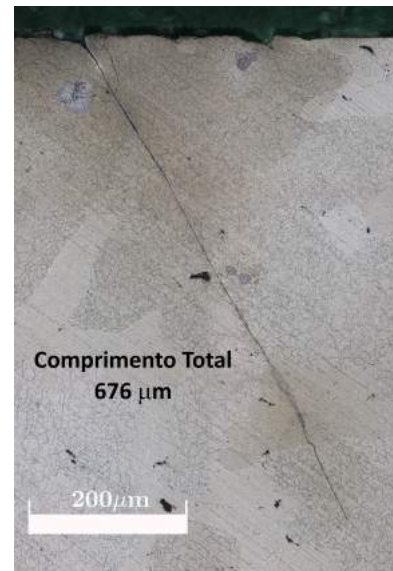
Figura 33 – Contato com trincas da Configuração 7 Ensaio 1.

4.1.2 Análise do Comprimento de Trinca

Com o auxílio das ferramentas de medição do Microscópio Confocal, foi possível medir o comprimento total da trinca. A Figura 34 ilustra as imagens utilizadas para obtenção dos comprimentos de cada ensaio da Configuração 7, já a Figura 35 mostra as imagens da Configuração 8. Os resultados estão dispostos na Tabela 12.



(a) Configuração 7 Ensaio 1 - Lado Direito



(b) Configuração 7 Ensaio 2 - Lado Esquerdo

Figura 34 – Comprimentos totais das trincas para a Configuração 7.



(a) Configuração 8 Ensaio 1 - Lado Direito



(b) Configuração 8 Ensaio 2 - Lado Esquerdo

Figura 35 – Comprimentos totais das trincas para a Configuração 8.

Tabela 12 – Comprimentos de Trinca Experimentais para os carregamentos de Almeida (2017) e da autora.

Configuração	Amostra	Comprimento (μm)	Comprimento Médio (μm)
1	1.1	730	732
	1.2	734	
2	2.1	1132	1068
	2.2	953	
	2.3	1120	
3	3.1	2080	2412
	3.2	2743	
4	4.1	1570	1987
	4.2	2700	
	4.3	1721	
5	5.1	1632	2235
	5.2	-	
	5.3	2838	
6	6.1	466	418
	6.2	370	
7	7.1	662	669
	7.2	676	
8	8.1	592	558
	8.2	524	

Em uma análise mais detalhada sobre cada configuração e suas respectivas variações, pode-se perceber que o comprimento das trincas tende a aumentar com o aumento da carga cisalhante, como ilustrado nas Figuras 36. Contudo, para a mudança de carga média, os resultados obtidos foram controversos, como mostrado nas Figuras 37 e 38, uma vez que para o raio de $70mm$ o aumento da carga média faz com que o tamanho da trinca aumente, mas para a sapata de raio $30mm$, o comportamento é inconclusivo.



Figura 36 – Variação do comprimento de trinca com aumento da carga cisalhante.

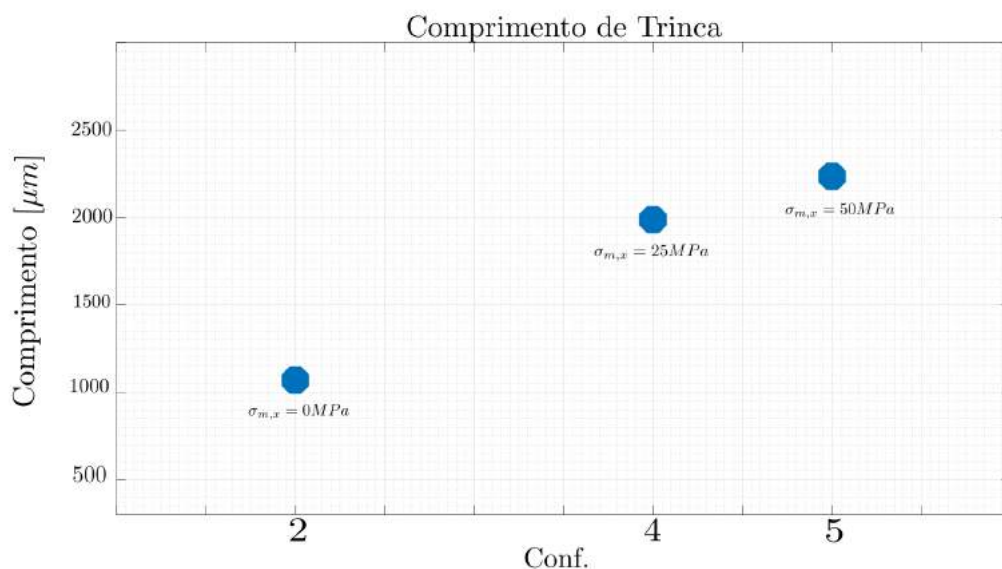


Figura 37 – Variação do comprimento de trinca com a variação da carga média para sapata de raio 70 mm.

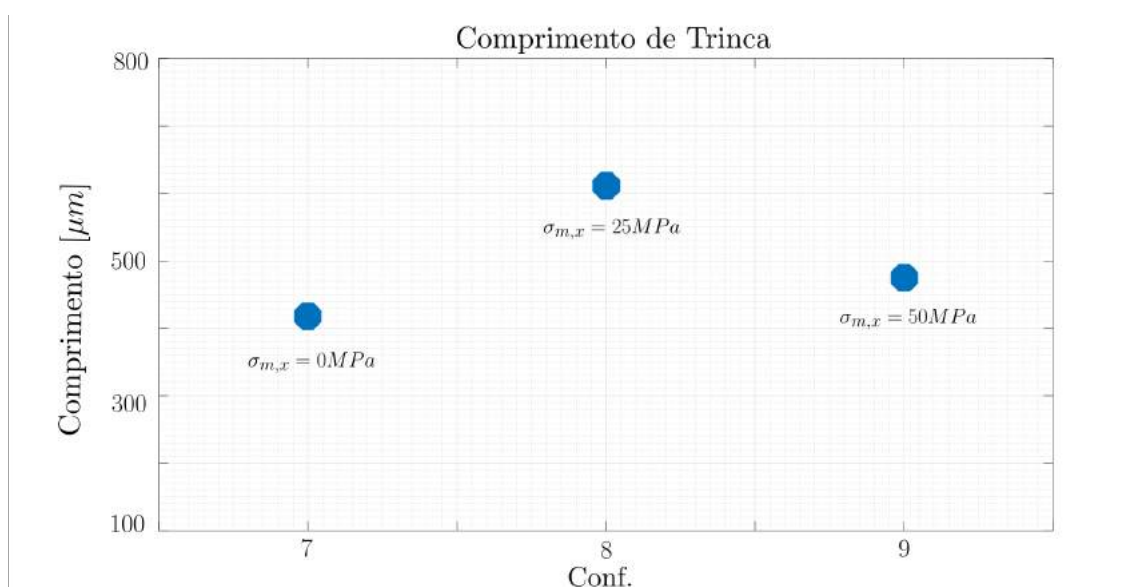
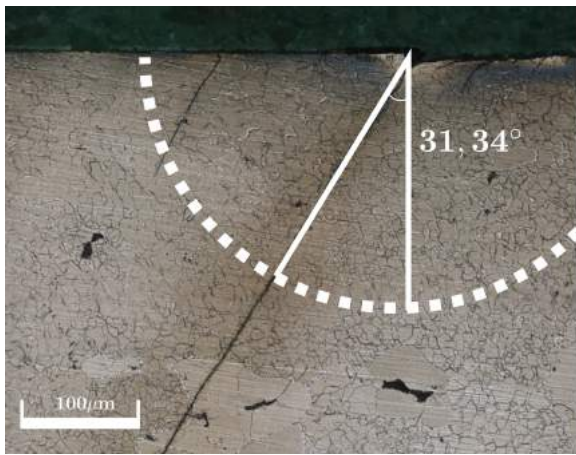


Figura 38 – Variação do comprimento de trinca com a variação da carga média para sapata de raio 30 mm.

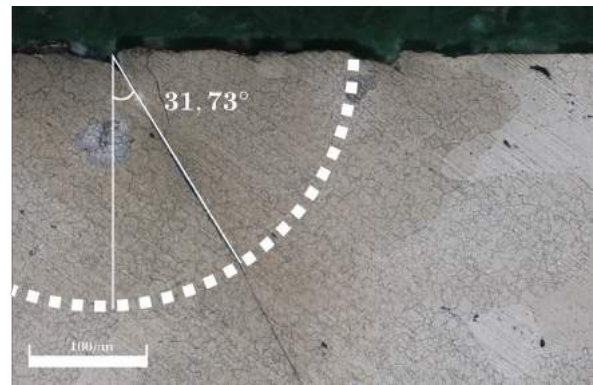
4.1.3 Análise do Ângulo de Iniciação da Trinca

Além das ferramentas de medição do microscópio Confocal, utilizou-se o programa *InkScope* para auxiliar a medição das trincas, uma vez que segundo a metodologia da Direção Crítica, necessita-se fazer uma varredura em diversos ângulos a uma distância de $2L$.

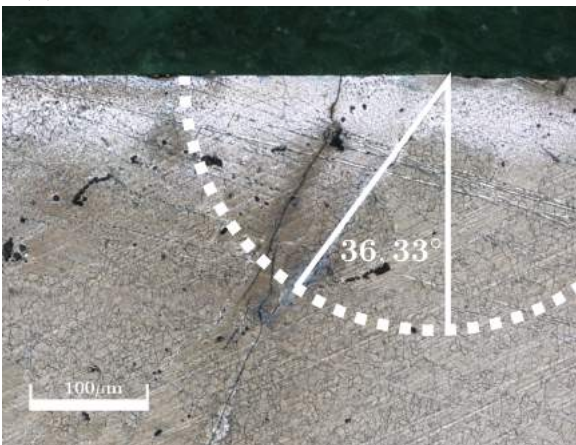
Os resultados das medições encontram-se na Tabela 13 e as imagens analisadas são dispostas na Figura 39.



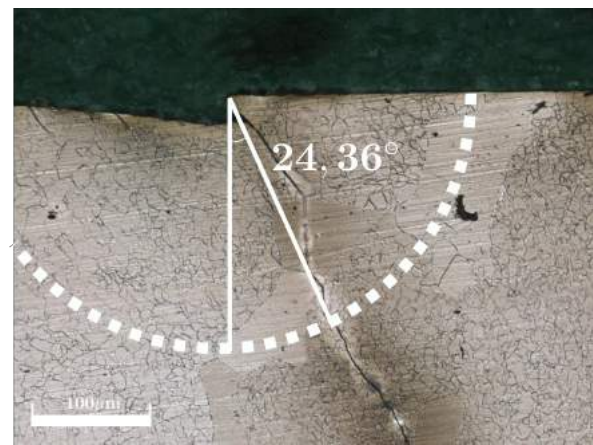
(a) Configuração 7 Ensaio 1 - Lado Direito



(b) Configuração 7 Ensaio 2 - Lado Esquerdo



(c) Configuração 8 Ensaio 1 - Lado Direito



(d) Configuração 8 Ensaio 2 - Lado Esquerdo

Figura 39 – Ângulos de Iniciação de Trinca para Configuração 7 e 8.

Tabela 13 – Ângulos de Iniciação de Trincas para os carregamentos propostos

Configuração	Amostra	Ângulo Experimental (°)	Média ± Desvio Padrão (°)
1	1.1	12,8	21,4 ± 12,2
	1.2	30,0	
2	2.1	28,0	29,5 ± 6,4
	2.2	36,6	
	2.3	24,0	
3	3.1	25,7	31,4 ± 8
	3.2	37,0	
4	4.1	40,7	32,4 ± 13,6
	4.2	16,7	
	4.3	39,7	
5	5.1	46,5	35,7 ± 9,6
	5.2	32,8	
	5.3	27,9	
6	6.1	29,7	25,9 ± 5,4
	6.2	22,0	
7	7.1	31,3	31,5 ± 0,28
	7.2	31,7	
8	8.1	36,3	30,4 ± 8,27
	8.2	24,6	

4.2 Resultados Analíticos

Utilizando rotinas em MATLAB, os critérios multiaxiais combinadas com a metodologia de Direção Crítica foram aplicados para cada caso de carregamento com o intuito de prever a direção de iniciação das trincas. Os resultados dessas rotinas estão dispostos na Tabela 14, onde resultados negativos indicam que a trinca cresce para fora da zona de contato e para resultados positivos a trinca cresce para dentro da zona de contato. A Figura 40 mostra, de forma esquematizada, o resultado analítico e experimental para a Configuração 7. Já a Figura 41 mostra o comparativo dos resultados analíticos e experimentais.

Tabela 14 – Resultado numéricos para os carregamentos das Tabelas 5 e 6.

Config	Q/fP	R (mm)	$\sigma_{m,x}$ (MPa)	FS (°)	MWCM (°)	SWT (°)	CS (°)
1	0,3	70	0	-34	66	1	30
2	0,4	70	0	-33	63	5	28
3	0,5	70	0	-33	61	6	26
4	0,4	70	25	-32	75	-4	27
5	0,4	70	50	-33	-34	6	27
6	0,4	30	0	-33	-34	5	27
7	0,4	30	25	-32	78	4	26
8	0,4	30	50	-32	78	4	25

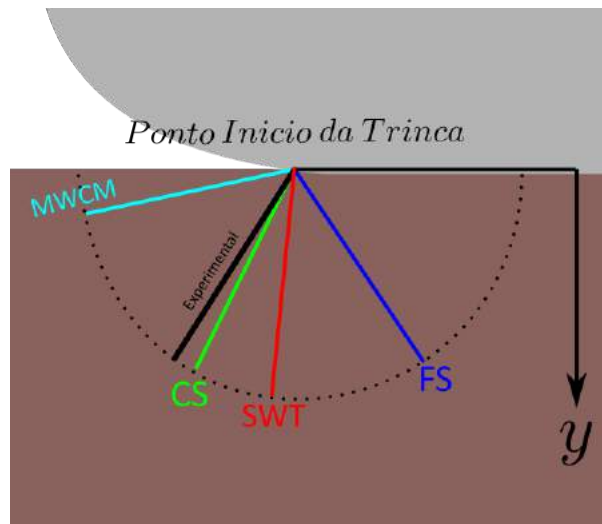
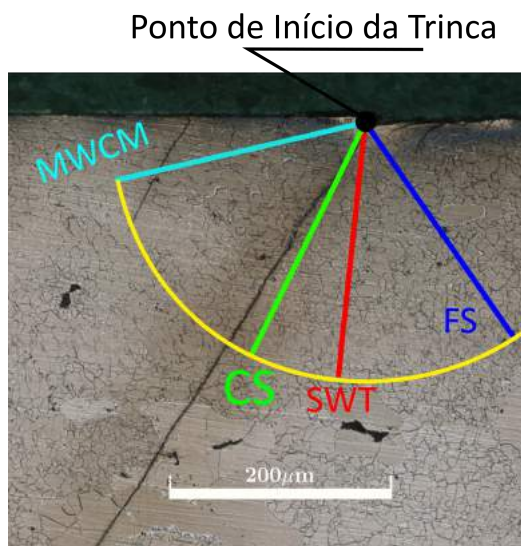
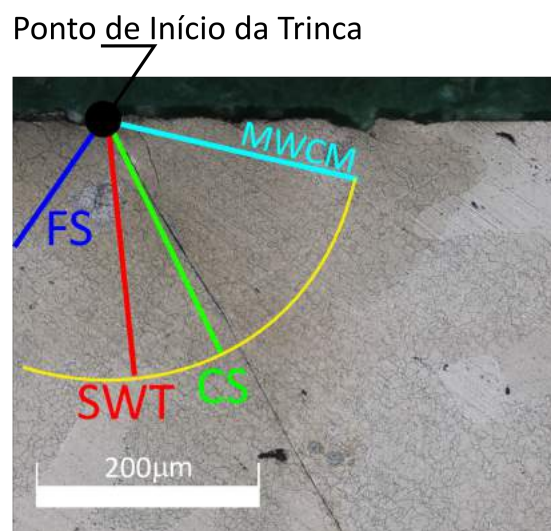


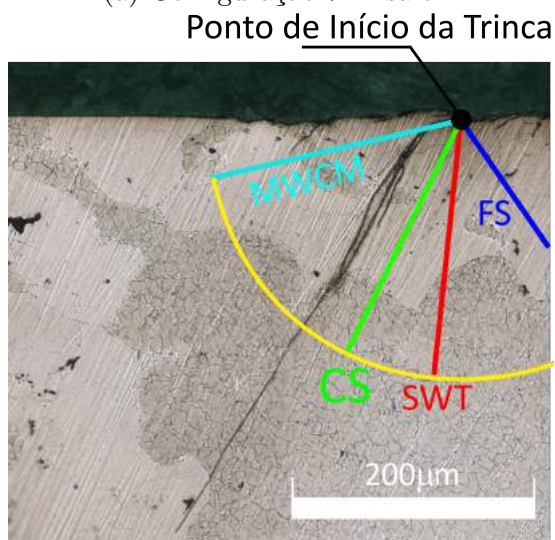
Figura 40 – Resultados Analíticos e Experimental Esquemático para a Configuração 7.



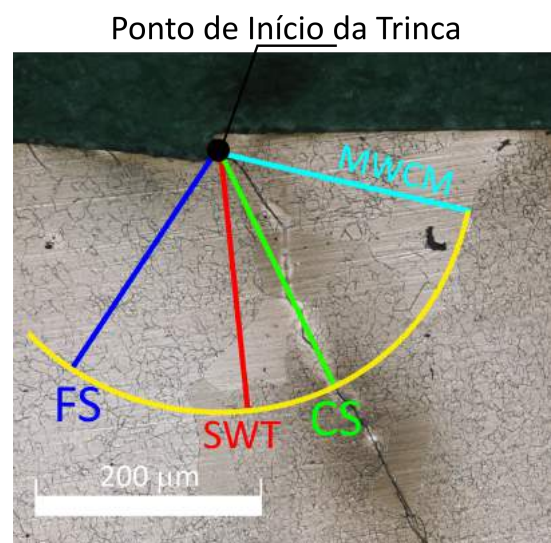
(a) Configuração 7 Ensaio 1



(b) Configuração 7 Ensaio 2



(c) Configuração 8 Ensaio 1



(d) Configuração 8 Ensaio 2

Figura 41 – Comparação dos Resultados Analíticos com os Experimentais

Os erros associados a diferença entre o ângulo experimental e o ângulo previsto por cada teoria foram calculados segundo a Equação (4.2) e seus resultados estão dispostos na Tabela 15.

$$Erro(\%) = \left(\left| \frac{\theta_{experimental} - \theta_{teorico}}{\theta_{experimental}} \right| \right) 100 \quad (4.2)$$

Tabela 15 – Erros associados aos resultados analíticos e experimentais para o ângulo de iniciação de trincas.

Configuração	Ângulo Experimental (°)	Erro (%)			
		FS	MWCM	SWT	CS
1	21,4	259	208	95	40
2	29,5	212	114	83	5
3	31,4	205	94	81	17
4	32,4	199	131	112	17
5	35,7	192	195	83	24
6	25,9	227	231	87	4
7	31,5	202	148	87	17
8	30,4	205	157	87	18

4.2.1 Variação da Carga Cisalhante

Como pode-se perceber na Figura 42, o aumento da carga cisalhante tende a gerar trincas com ângulos maiores. A teoria de Plano Crítico de Fatemi e Socie (1988) seguiu a tendência do comportamento crescente do ângulo, mas foi incapaz de prever o ângulo da trinca. Já a para o Método da Curva Modificada de Wöhler, o comportamento foi o oposto, sugerindo que com o aumento da carga cisalhante os ângulos de trinca decrescem, contrário ao esperado dos resultados experimentais.

Para Fatemi e Socie (1988) e Carpinteri e Spagnoli (2001), a previsão do comportamento é que independente da carga cisalhante, as trincas vão nascer sem alterações bruscas. Contudo, a teoria de Carpinteri e Spagnoli (2001) foi a que mais se aproximou em prever o ângulo de iniciação das trincas.

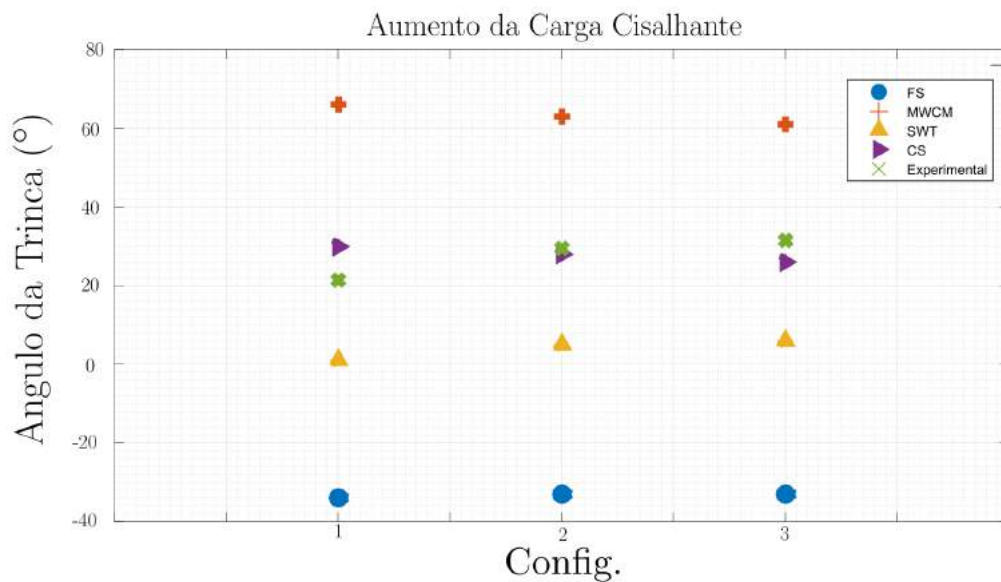


Figura 42 – Comparação dos Resultados Experimentais com os Resultados Numéricos para Variação da Carga Cisalhante.

4.2.2 Variação da Carga Média (R = 70 mm)

Como pode-se perceber na Figura 43, com o aumento da carga média, as trincas tendem a propagar com maiores ângulos. Novamente, a teoria de Carpinteri e Spagnoli (2001) apresenta-se com os melhores resultados numéricos para prever a orientação da trinca. As teorias de Fatemi e Socie (1988) e MWCM prevê o crescimento orientado para fora da região de contato, fato que não aconteceu em nenhum dos ensaios propostos.

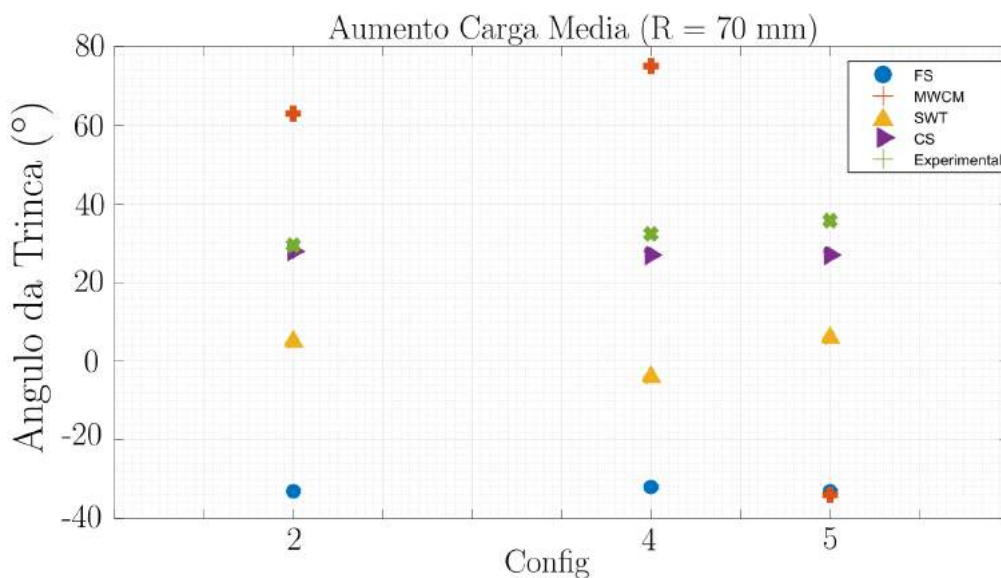


Figura 43 – Comparação dos Resultados Experimentais com os Resultados Numéricos para Variação da Carga Média para Sapata de Raio 70 mm.

4.2.3 Variação da Carga Média (R = 30 mm)

A Figura 44 ilustra o comportamento de crescimento de trinca para variação da carga média com a sapata de raio 30 mm. Como pode-se perceber, o comportamento das trincas é quase constante com o aumento da carga média, comportamento este que é seguido pelas teorias de plano crítico, com exceção da de MWCM. Mais uma vez, a teoria de Carpinteri e Spagnoli (2001) mostrou-se a mais precisa para prever a orientação de crescimento da trinca.

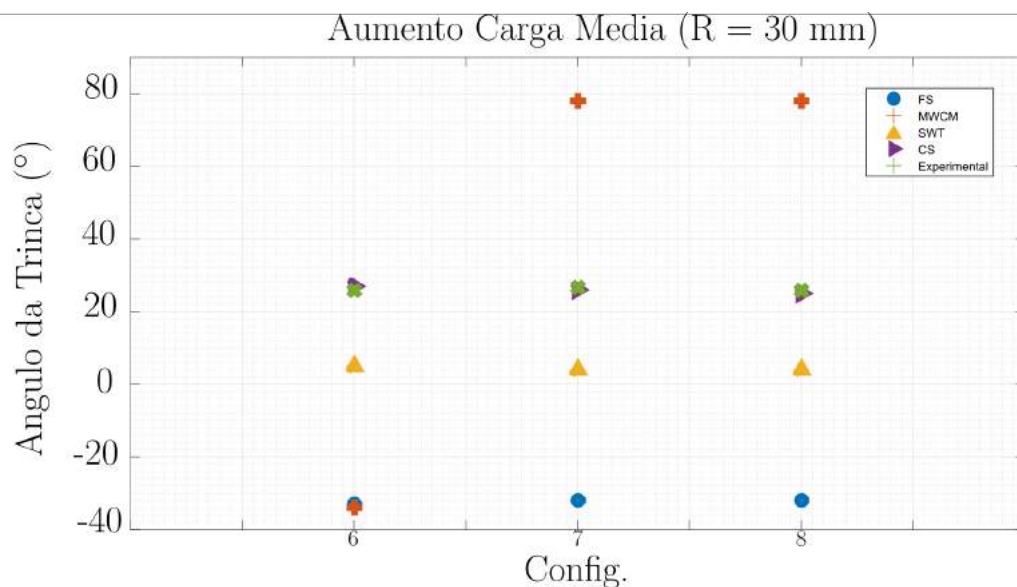


Figura 44 – Comparação dos Resultados Experimentais com os Resultados Numéricos para Variação da Carga Média para Sapata de Raio 30 mm.

5 Conclusões

Ao analisar os resultados, observa-se que a teoria de Carpinteri e Spagnoli (2001) foi a que melhor previu a origem das trincas. A combinação do critério de plano crítico de *CS* com o método de Direção Crítica (ARAUJO et al., 2017) mostra-se promissor para tratar problemas de altos gradientes de tensão, uma vez que os resultados analíticos estão dentro do intervalo definido pelo ângulo médio experimental e desvio padrão dos ensaios.

Em todas as situações de carregamento propostas, a teoria de Fatemi e Socie (1988) previu que a trinca iria propagar para fora da região de contato, comportamento este não observado em nenhuma das configurações estudadas. Já as teorias de Smith, Watson e Topper (1970) e MWCM oscilaram suas previsões, tanto em relação a direção de propagação de trinca, quanto no comportamento mecânico da trinca as variações de carga cisalhante e média.

Os resultados experimentais mostram que para aumentos de carga cisalhante, a trinca tende a aumentar significativamente sua direção de propagação. O modelo de MWCM prevê que com o aumento deste parâmetro, a angulação tende a diminuir, e o modelo de Smith, Watson e Topper (1970) segue o comportamento observado nos experimentos, embora não encontre a direção em um intervalo confiável. Para aumentos de carga média em sapatas de raio 70 *mm*, o aumento do ângulo de iniciação de trincas é sutil, contudo, nenhum critério de plano crítico foi capaz de estimar este comportamento. Já para aumentos na carga média em configurações com raios de sapatas de 30 *mm*, a trinca manteve sua direção de iniciação quase constante.

Diversos autores trazem novas propostas de análises que podem ser combinadas a teorias de Fadiga Multiaxial e analisadas para se buscar o método que apresente o menor erro comparado aos resultados experimentais ((CARPINTERI et al., 2017), (ALBINMOUSA, 2016), (ALBINMOUSA, 2016)).

Para um maior entendimento do fenômeno de como trincas se comportam em condições de fadiga por *fretting*, sugere-se continuar o estudo dos efeitos causados por variação de parâmetros como raio, carga cisalhante, carga média, e carga de fadiga para a liga de Al 7050, para que os resultados aqui apresentados possam contribuir com os próximos estudos. Outra condição interessante de análise é investigar os mesmos efeitos aqui estudados em outras ligas, para aumentar o acervos de dados para as ligas mais utilizadas.

Além da metodologia de Direção Crítica apresentada neste trabalho (ARAÚJO et al., 2017), outros métodos de investigação podem ser estudados.

Referências

- ALBINMOUSA, J. Multiaxial fatigue crack path prediction using critical plane concept. *Frattura ed Integrita Strutturale*, Gruppo Italiano Frattura, n. 35, p. 182, 2016.
- ALMEIDA, G. M. J. *Ensaio e avaliacao da direcao de iniciacao de trinca sob condicoes de fretting*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília, 2017.
- ARAUJO, J. A. *On the initiation and arrest fretting fatigue cracks*. Tese (Doutorado) — University of Oxford, 2000.
- ARAUJO, J. A.; ALMEIDA, G. M. J.; FERREIRA, J. L. A.; SILVA, C. R. M. D.; CASTRO, F. C. Early cracking orientation under high stress gradients: The fretting case. *International Journal of Fatigue*, v. 100, p. 611–618, 2017. ISSN 01421123.
- ARAUJO, J. A.; DANTAS, A. P.; FERREIRA, J. L. A. On the characterization of the critical plane with a simple and fast alternative measure of the shear stress amplitude in multiaxial fatigue. *International Journal of Fatigue*, v. 33, n. 8, p. 1092–1100, 2011.
- ASM. Metals handbook: Properties and selection. *Handbook Committee and ASM International. Alloy Phase Diagram Committee*, Asm International, v. 2, 1990.
- ATZORI, B.; LAZZARIN, P.; TOVO, R. Evaluation of the fatigue strength of a deep drawing steel. *Ö IAZ, Ö sterreichische Ingenieur-und Architekten-Verein*, v. 137, n. 11, p. 556–561, 1992.
- ATZORI, B.; MENEGHETTI, G.; SUSMEL, L. Material fatigue properties for assessing mechanical components weakened by notches and defects. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Wiley Online Library, v. 28, n. 1-2, p. 83–97, 2005.
- BAIETTO, M.-C.; PIERRES, E.; GRAVOUIL, A.; BERTHEL, B.; FOUVRY, S.; TROLLE, B. Fretting fatigue crack growth simulation based on a combined experimental and xfm strategy. *International Journal of Fatigue*, Elsevier, v. 47, p. 31–43, 2013.
- BRAMHALL, R. *Studies in fuetting fatigue*. Tese (Doutorado) — University of Oxford, 1973.
- CARDOSO, R. *Problema de Propagacao de Trincas em Condicoes de Fretting*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasilia, 2015.
- CARPINTERI, A.; KUREK, M.; ŁAGODA, T.; VANTADORI, S. Estimation of fatigue life under multiaxial loading by varying the critical plane orientation. *International Journal of Fatigue*, Elsevier Ltd, v. 100, p. 512–520, 2017. ISSN 01421123. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2016.10.028>>.

CARPINTERI, A.; SPAGNOLI, A. Multiaxial high-cycle fatigue criterion for hard metals. *International Journal of Fatigue*, v. 23, n. 00, p. 135–145, 2001. ISSN 01421123. Disponível em: <www.elsevier.com/locate/ijfatigue>.

CAUCHY, A. L. *Exercices de Mathematiques*. [S.l.: s.n.], 1821.

CIAVARELLA, M.; DEMELIO, G. A review of analytical aspects of fretting fatigue, with extension to damage parameters, and application to dovetail joints. *International Journal of Solids and Structures*, Elsevier, v. 38, n. 10, p. 1791–1811, 2001.

DAVIS, J. Aluminium and aluminium alloy. *ASM Speciality Handbook, ASM International, USA*, 1994.

DOWLING, E. *Mechanical Behavior of Materials*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2007.

EDEN, E.; ROSE, W.; CUNNINGHAM, P. The endurance of metals: experiments on rotating beams at university college, london. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 81, n. 1, p. 839–974, 1911.

FATEMI, A.; SOCIE, D. F. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Wiley Online Library, v. 11, n. 3, p. 149–165, 1988.

GIANNAKOPOULOS, A.; LINDLEY, T.; SURESH, S.; CHENUT, C. Similarities of stress concentrations in contact at round punches and fatigue at notches: implications to fretting fatigue crack initiation. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, Wiley Online Library, v. 23, n. 7, p. 561–572, 2000.

GLADWELL, G. M. L. *Contact problems in the classical theory of elasticity*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 1980.

GRUBISIC, V.; SIMBÜRGER, A. Fatigue under combined out-of-phase multiaxial stresses. v. 5, p. 27–1, 1976.

HADDAD, M. E.; TOPPER, T.; SMITH, K. Prediction of non propagating cracks. *Engineering Fracture Mechanics*, Elsevier, v. 11, n. 3, p. 573–584, 1979.

HERTZ, H. Über die berührung fester elastischer körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, v. 92, p. 156–171, 1882.

HIBBELER, R. *Mechanics of Materials*. Prentice Hall, 1997. (Bibliotheca Iranica: Intellectual traditions series). ISBN 9780132569835. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=B6RRAAAAMAAJ>>.

HILLS, D.; NOWELL, D.; SACKFIELD, A. Mechanics of elastic contacts. *Butterworth-Heinemann, Oxford*, 1993.

HILLS, D. A. Mechanics of fretting fatigue. *Wear*, Elsevier, v. 175, n. 1-2, p. 107–113, 1994.

KLESNIL M.; LUCAS, p. Fatigue of metallic material. *Elsevier Science*, 1980.

MAMIYA, E.; ARAÚJO, J.; CASTRO, F. Prismatic hull: a new measure of shear stress amplitude in multiaxial high cycle fatigue. *International Journal of Fatigue*, Elsevier, v. 31, n. 7, p. 1144–1153, 2009.

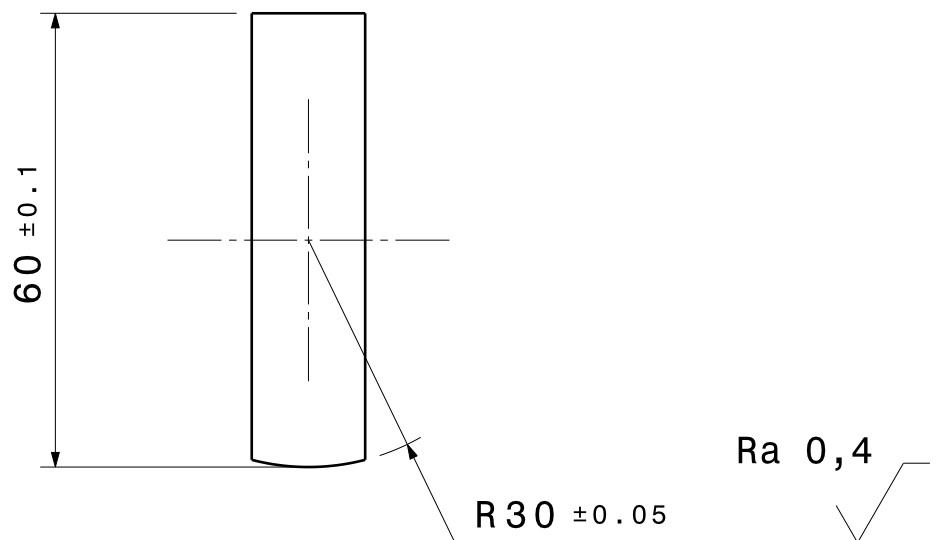
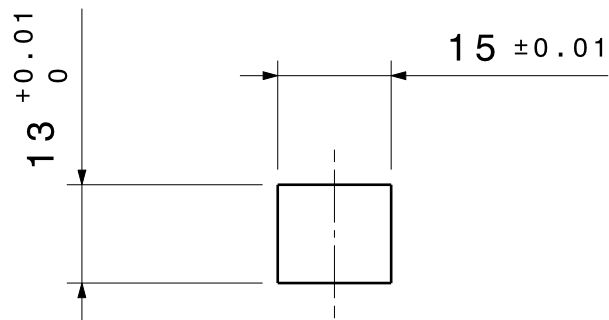
- MARTINS, L.; ROSSINO, L.; FILHO, W. B.; ARAÚJO, J. Detailed design of fretting fatigue apparatus and tests on 7050-t7451 al alloy. *Tribology-Materials, Surfaces & Interfaces*, Taylor & Francis, v. 2, n. 1, p. 39–49, 2008.
- MCDOWELL, J. Fretting corrosion tendencies of several combinations of materials. In: ASTM INTERNATIONAL. *Symposium on fretting corrosion*. [S.l.], 1952.
- MEGGIOLARO, M. A.; CASTRO, J. T. P. de. The moment of inertia method to calculate equivalent ranges in non-proportional tension–torsion histories. *Journal of Materials Research and Technology*, Elsevier, v. 4, n. 3, p. 229–234, 2015.
- MUSKHELISHVILI, N. I. *Some Basic Problems of the Mathematical Theory of Elasticity*. [S.l.]: Noordhoff, Gröningen, 1953.
- NEUBER, H. *Theory of notch stresses: Principles for exact stress calculation*. [S.l.]: JW Edwards, 1946. v. 74.
- NISHIOKA, K.; HIRAKAWA, K. Fundamental investigations of fretting fatigue: Part 2, fretting fatigue testing machine and some test results. *Bulletin of JSME*, The Japan Society of Mechanical Engineers, v. 12, n. 50, p. 180–187, 1969.
- NISHIOKA, K.; HIRAKAWA, K. Fundamental investigations of fretting fatigue: Part 3, some phenomena and mechanisms of surface cracks. *Bulletin of JSME*, The Japan Society of Mechanical Engineers, v. 12, n. 51, p. 397–407, 1969.
- NISHIOKA, K.; HIRAKAWA, K. Fundamental investigations of fretting fatigue: Part 4, the effect of mean stress. *Bulletin of JSME*, The Japan Society of Mechanical Engineers, v. 12, n. 51, p. 408–414, 1969.
- NISHIOKA, K.; HIRAKAWA, K. Fundamental investigations of fretting fatigue: Part 5, the effect of relative slip amplitude. *Bulletin of JSME*, The Japan Society of Mechanical Engineers, v. 12, n. 52, p. 692–697, 1969.
- NISHIOKA, K.; NISHIMURA, S.; HIRAKAWA, K. Fundamental investigations of fretting fatigue: Part 1, on the relative slip amplitude of press-fitted axle assemblies. *Bulletin of JSME*, The Japan Society of Mechanical Engineers, v. 11, n. 45, p. 437–445, 1968.
- NOWELL, D. *An analysis of fretting fatigue*. Tese (Doutorado) — University of Oxford, 1988.
- NOWELL, D.; HILLS, D. A. *Mechanics of Fretting Fatigue Tests*. [S.l.]: Kluwer Academic Publishers, 1993.
- PETERSON, R. E. Notch sensitivity. *Metal fatigue*, McGraw-Hill, New York, p. 293–306, 1959.
- ROSSINO, L. S.; CASTRO, F.; FILHO, W. W. B.; ARAÚJO, J. Issues on the mean stress effect in fretting fatigue of a 7050-t7451 al alloy posed by new experimental data. *International Journal of Fatigue*, Elsevier, v. 31, n. 11, p. 2041–2048, 2009.
- SIEBEL, E.; STIELER, M. Dissimilar stress distribution and cyclic loading. *Z. Ver. Deutsch.*, v. 97, n. 1, p. 121–131, 1955.
- SMITH, R.; WATSON, P.; TOPPER, T. A stress strain parameter for the fatigue of metal. *Journal of Materials*, v. 5, n. 4, 1970.

- SOCIE, D. Multiaxial fatigue damage models. *Transactions of the ASME. Journal of Engineering Materials and Technology*, v. 109, n. 4, p. 293–298, 1987.
- SURESH, S. *Fatigue of Materials*. Cambridge University Press, 1992. (Cambridge Solid State Science Series). ISBN 9780521437639. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=Q9hfQgAACAAJ>>.
- SUSMEL, L.; LAZZARIN, P. A bi-parametric wöhler curve for high cycle multiaxial fatigue assessment. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Wiley Online Library, v. 25, n. 1, p. 63–78, 2002.
- TANAKA, K. Engineering formulae for fatigue strength reduction due to crack-like notches. *International Journal of Fracture*, Springer, v. 22, n. 2, p. R39–R46, 1983.
- TAYLOR, D. Geometrical effects in fatigue: a unifying theoretical model. *International Journal of Fatigue*, Elsevier, v. 21, n. 5, p. 413–420, 1999.
- TAYLOR, D. The theory of critical distances: a new perspective in fracture mechanics. *British Library Cataloguing in Publication Data*, 2007.
- THOMSON, D. The national high cycle fatigue (hcf) program. In: *Third National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference*. [S.l.: s.n.], 1998.
- TOMLINSON, G. The rusting of steel surfaces in contact. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*, JSTOR, v. 115, n. 771, p. 472–483, 1927.
- VAN, K. D.; GRIVEAU, B. On a new multiaxial fatigue limit criterion: Theory and application. *Biaxial and multiaxial fatigue*, v. 3, p. 479–496, 1982.
- VANTADORI, S.; ALMEIDA, G.; FORTESE, G.; PESSOA, G.; ARAUJO, J. Early fretting crack orientation by using the critical plane approach. *International Journal of Fatigue*, Elsevier, v. 114, n. 1, p. 282–288, 2018.
- VAZQUEZ, J.; NAVARRO, C.; DOMINGUEZ, J. Analysis of fretting fatigue initial crack path in al7075-t651 using cylindrical contact. *Tribology International*, Elsevier, 2016.
- WARLOW-DAVIES, E. Fretting corrosion and fatigue strength: brief results of preliminary experiments. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 146, n. 1, p. 32–38, 1941.
- YU, Z.-Y.; ZHU, S.-P.; LIU, Q.; LIU, Y. A new energy-critical plane damage parameter for multiaxial fatigue life prediction of turbine blades. *Materials*, v. 10, n. 5, 2017.
- ZOUAIN, N.; MAMIYA, E. N.; COMES, F. Using enclosing ellipsoids in multiaxial fatigue strength criteria. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, Elsevier, v. 25, n. 1, p. 51–71, 2006.

Anexos

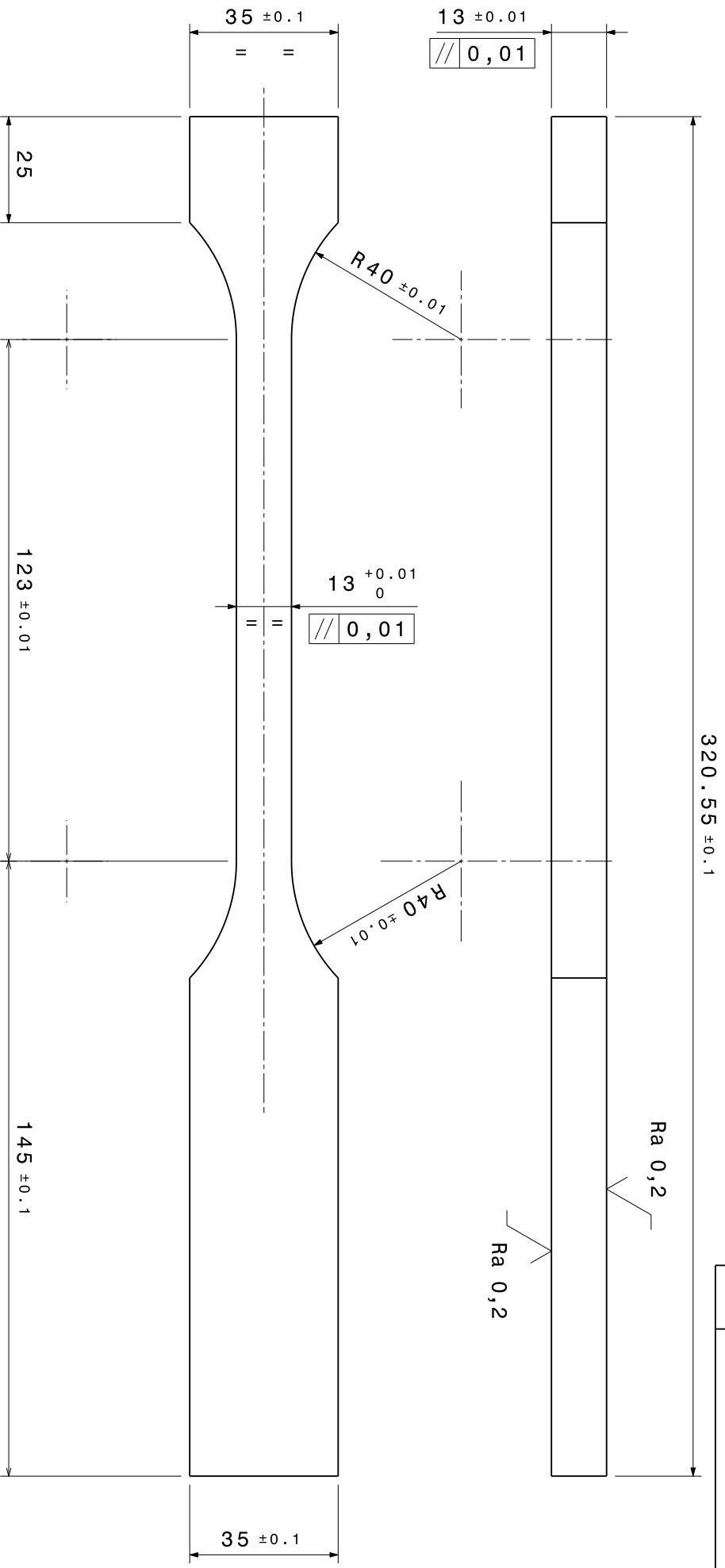
A Desenhos Técnicos

Data	Tipo da revisão	Rev.
31/03/15	Nova tolerância R30 + Nova rugosidade	a



13	-	SAPATA 13x15 R30	Alumínio 7050	-	-
Item	Qde	Denominação	Material	Tratamento	Observações
Este desenho é de propriedade da UnB não podendo ser copiado ou reproduzido sem prévia autorização.					
UnB	Faculdade de Tecnologia-FT	Departamento de Engenharia Mecânica-ENM			
Laboratório de Ensaios Mecânicos					
Testes de Fadiga sob condições de Fretting					
TOLERÂNCIAS GERAIS			ESCALA	DATA	DESENHADOR
Dimensões	Fêmea	Macho	Largura	Rosca	Angulos
<30	+ 0,2 + 0	+ 0 - 0,2	± 0,1	6 H	± 15'
>30	H13	h13	Js13	6 g	
			A4	09/10/14	Miguel
					Prof. Alex
					1011B13
					a

Data	Tipo da revisão	Rev.



11	-	CORPO DE PROVA 13X13	Alumínio 7050	-	-
Item Qde	Denominação	Material	Tratamento	Observações	
Este desenho é de propriedade da UNB não podendo ser copiado ou reproduzido sem prévia autorização.					
UNB Faculdade de Tecnologia-FT Departamento de Engenharia Mecânica-ENM					
Laboratório de Ensaios Mecânicos					
Testes de Fadiga sob condições de Fretting					
TOLERÂNCIAS GERAIS		ESCALA	DATA	DESENHADOR	COORDENADOR
Dimensões	Fêmea	Macho	Largura	Rosca	Ângulos
<30	+0,2 +0	+0 -0,2	± 0,1	6 H	± 15'
>30	H13	h13	Js13	6 g	A3
UNB			1011A11		