



Fernando Salles da Silva Pires

**Estudo numérico para a previsão de nucleação
de trincas sob solicitações de fretting e de
fadiga segundo a abordagem multiaxial**

Dissertação de Mestrado

Dissertação apresentada como requisito parcial para
obtenção do grau de Mestre pelo Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio.

Orientador: Prof. Jaime Tupiassú Pinho de Castro
Co-orientador: Prof. Luiz Carlos Rolim Lopes

Rio de Janeiro

Fevereiro de 2018



Fernando Salles da Silva Pires

**Estudo numérico para a previsão de nucleação
de trincas sob solicitações de fretting e de
fadiga segundo a abordagem multiaxial**

Dissertação apresentada como requisito parcial para
obtenção do grau de Mestre pelo Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio.
Aprovada pela Comissão Examinadora abaixo assinada.

Prof. Jaime Tupiassú Pinho de Castro

Orientador

Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-Rio

Prof. Luiz Carlos Rolim Lopes

Co-orientador

EEIMVR - UFF

Prof. José Alexander Araújo

UnB

Prof. Marco Antônio Meggiolaro

Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-Rio

Prof. Márcio da Silveira Carvalho

Coordenador Setorial do Centro

Técnico Científico - PUC-Rio

Rio de Janeiro, 05 de Fevereiro de 2018.

Todos os direitos reservados. É proibida a reprodução total ou parcial do trabalho sem autorização da universidade, do autor e do orientador.

Fernando Salles da Silva Pires

Graduou-se em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal Fluminense (EEIMVR - UFF) em 2013. Trabalha desde então como Engenheiro Mecânico no setor de pesquisa e desenvolvimento de tubos flexíveis submarinos.

Ficha Catalográfica

Pires, Fernando Salles da Silva

Estudo numérico para a previsão de nucleação de trincas sob solicitações de fretting e de fadiga segundo a abordagem multiaxial / Fernando Salles da Silva Pires ; orientador: Jaime Tupiassú Pinho de Castro ; co-orientador: Luiz Carlos Rolim Lopes. – 2018.

136 f. ; 30 cm

Dissertação (mestrado)–Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2018.
Inclui bibliografia

1. Engenharia Mecânica – Teses. 2. Fadiga por fretting. 3. Fadiga multiaxial. 4. Nucleação de trincas. 5. Elementos finitos. 6. Teoria das distâncias críticas. I. Castro, Jaime Tupiassú Pinho de. II. Lopes, Luiz Carlos Rolim. III. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDD:621

“A simplicidade é o último grau de sofisticação.”

(Leonardo da Vinci).

À minha família.

Agradecimentos

Ao orientador deste trabalho, Jaime Tupiassú Pinho de Castro, pela grande contribuição na minha formação acadêmica, incentivo e confiança depositada.

Agradecimentos especiais ao meu coorientador Luiz Carlos Rolim Lopes pelas valiosas sugestões.

Agradeço ao professor Ivan Fábio Mota de Menezes pela confiança depositada na conclusão deste trabalho.

Aos demais professores que compuseram a banca de avaliação e ao corpo docente da PUC-Rio pela contribuição na minha formação.

À Capes pelo apoio financeiro à PUC-Rio viabilizando a bolsa de isenção de mensalidades deste curso de Mestrado.

À Roberta Pires, Felipe Reis e Romain Ferré pelo incentivo para a realização deste trabalho.

À TechnipFMC e ao departamento FTB pela oportunidade de realizar este curso de Mestrado em paralelo ao trabalho.

Aos amigos Marcelo Miyazaki e Vinícius Silva que sempre me incentivaram na busca do aperfeiçoamento acadêmico e excelência profissional.

À minha mãe Beatriz, à minha irmã Bianca e à Telissa Motta pelo amor, carinho e companheirismo.

Resumo

Pires, Fernando Salles da Silva; Castro, Jaime Tupiassú Pinho de (Orientador); Lopes, Luiz Carlos Rolim (Coorientador). **Estudo numérico para a previsão de nucleação de trincas sob solicitações de fretting e de fadiga segundo a abordagem multiaxial.** Rio de Janeiro, 2018. 136p. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Esta dissertação revisita quatro modelos multiaxiais de dano por fadiga (SWT_D , SWT , Findley e Crossland) e discute a sua aplicação na previsão do risco de nucleação de trinca sob solicitações de fadiga por fretting segundo as abordagens local e não-local. As previsões do risco de nucleação de trinca obtidas através dos modelos estudados foram confrontadas com dados experimentais disponíveis na literatura para o contato cilindro/plano em aços AISI 52100 e AISI 1034 respectivamente. As melhores previsões foram obtidas através da versão desviadora SWT_D . Segundo a abordagem local, o modelo SWT_D fez previsões menos conservativas que os demais, sendo estas com erros conservativos inferiores a 15%. Segundo a abordagem não-local, os quatro modelos geram previsões com erros inferiores a 15% se os mesmos forem calibrados de forma independente. É importante mencionar que as melhores previsões obtidas através da abordagem não-local (que requer a calibração de um parâmetro adicional) são similares às obtidas por SWT_D local. Especificamente para os testes de fadiga por fretting com carga remota, o modelo SWT_D não-local gerou previsões com 100% de acertos (13 testes). Segundo a abordagem não-local, foi verificado que, para o conjunto de testes estudado, a precisão nas previsões é mais influenciada pela dimensão característica (que deve ser calibrada) que pelo modelo de fadiga multiaxial ou método de integração considerado. Por fim, verificou-se que previsões não conservativas podem ser obtidas ao se considerar uma dimensão característica assumida como parâmetro material (sem calibração) tal qual a distância crítica proposta por Taylor, definida em termos do método do ponto.

Palavras-chave

Fadiga por fretting; fadiga multiaxial; nucleação de trincas; elementos finitos; teoria das distâncias críticas; abordagem local e não-local; Aço AISI 1034.

Abstract

Pires, Fernando Salles da Silva; Castro, Jaime Tupiassú Pinho de (Advisor); Lopes; Luiz Carlos Rolim (Co-Advisor). **Numerical study on the prediction of fretting fatigue crack nucleation via multiaxial fatigue models.** Rio de Janeiro, 2018. 136p. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

This work presents and discusses four multiaxial fatigue damage models (SWT_D , SWT , Findley and Crossland) applied to crack nucleation prediction under fretting fatigue loadings according to the local and the non-local approaches. The predictions have been compared with experimental data available in the literature for the cylinder on flat configuration made of 52100 and 1034 AISI steel's respectively. In particular, for the data set analyzed, SWT_D parameter (deviatoric version of SWT model) predictions were less conservative than the ones made by the other three models and have better correlated the experimental results. Considering the local approach, the error observed on the SWT_D predictions was lower than 15%. On the other hand, for the non-local approach, it has been demonstrated that the four multiaxial fatigue models can provide crack nucleation predictions with similar level of accuracy (error lower than 15%) if the characteristic dimension is calibrated model-by-model. Note that this same level of accuracy was obtained with SWT_D parameter defined in terms of the local approach, which requires one less parameter to be calibrated (characteristic dimension). In particular, considering only the fretting fatigue tests with bulk stresses, SWT_D non-local (area method) prediction accuracy was 100% (13 tests). For the material studied, it has also been concluded that the non-local predictions accuracy depends more on the calibrated characteristic dimension than on the multiaxial model or integration method considered. Moreover, it has been verified that non-conservative predictions can be made if the characteristic dimension is assumed as a material property as proposed by Taylor on the critical distances theory (point method).

Keywords

Fretting fatigue; multiaxial fatigue; crack nucleation; finite elements; theory of critical distances; local and non-local approach; AISI 1034 steel.

Sumário

1 Introdução	19
1.1. Objetivos	20
1.2. Principais contribuições	20
2 Revisão bibliográfica	21
2.1. Estado da arte	21
2.2. Mecânica do contato	26
2.2.1. Atrito	27
2.3. Fretting	29
2.3.1. Mapas de fretting	29
2.4. Fadiga por fretting	31
2.5. Nucleação de trincas em condições de fadiga por fretting	33
2.6. Solução analítica do campo de tensões de contato - cilindro/plano	38
3 Fadiga uni e multiaxial	45
3.1. Fadiga uniaxial	45
3.2. Fadiga multiaxial	48
3.3. Modelos multiaxiais de fadiga baseados no plano crítico	51
3.3.1. Definição das componentes de tensão e deformação no plano crítico	51
3.3.2. Modelo de Smith-Watson-Topper (SWT)	57
3.3.3. Modelo de Kujawski (SWT _D)	58
3.3.4. Modelo de Findley	59
3.4. Modelos baseados nos invariantes de tensão	60
3.4.1. Modelo de Crossland	61
3.5. Abordagens local e não-local do problema de fadiga por fretting	62
4 Dados experimentais usados para avaliação dos modelos	66
4.1. Propriedades dos materiais	66
4.2. Aparato experimental	68
4.3. Matriz de testes e resultados experimentais	69
5 Metodologia	71
5.1. Modelagem do contato cilindro/plano	74
5.1.1. Interações de contato	76
5.1.2. Formulação de atrito	77
5.1.3. Condições de contorno e carregamentos no modelo 2D	78
5.2. Validação do Modelo	80
5.3. Efeito da plasticidade na resposta do modelo em EF	82

6 Resultados e discussões	85
6.1. Previsão do risco de nucleação de trinca - abordagem local	85
6.1.1. Testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga)	85
6.1.2. Testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga)	91
6.2. Previsão do risco na nucleação de trinca - abordagem não-local	97
6.2.1. Testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga)	97
6.2.2. Testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga)	99
6.3. Efeito da dimensão característica na previsão de nucleação de trinca	101
7 Conclusões	103
8 Trabalhos futuros	106
9 Referências bibliográficas	107
10 Apêndices	112
10.1. Apêndice A - Fadiga multiaxial	112
10.1.1. Terminologia	112
10.1.2. Histórias de carregamento	113
10.1.3. Carregamentos periódicos	113
10.1.4. Carregamentos afim	114
10.1.5. Variáveis estabelecidas sobre um tensor de tensões	118
10.1.6. Caso de um carregamento afim ou proporcional	120
10.2. Apêndice B - Rotinas de cálculo implementadas em Matlab	122
10.2.1. Programa principal - Cálculo do risco de nucleação de trinca	122
10.2.2. Subprograma - Modelo de Crossland	128
10.2.3. Subprograma - Modelo de Findley	128
10.2.4. Subprograma - Modelo SWT	129
10.2.5. Subprograma - Modelo SWT_D	129
10.2.6. Subprograma - Cálculo do campo de tensões e deformações no plano crítico	130
10.2.7. Subprograma - Rotina para leitura dos dados do campo de tensão e deformação extraídos do modelo EF 2D	131
10.2.8. Programa principal - Análise de tensões na superfície de contato	132
10.2.9. Subprograma - Rotina para leitura do campo de tensões na superfície de contato extraídos do modelo EF 2D	135
10.3. Apêndice C - Dados dos cálculos em EF	135
10.4. Apêndice D - Artigo	136

Lista de Figuras

Figura 1.1 - Aplicações sujeitas ao fenômeno de fadiga por fretting: (a) encaixe de pá com rotor de compressão, (b) junta rebitada, (c) ancoramento de cabo de transmissão elétrica e (d) riser flexível.	19
Figura 2.1 - Representação dos principais tipos de contatos utilizados em ensaios experimentais de fadiga por fretting em pequena escala - adaptado [35].	26
Figura 2.2 - Caracterização dos principais tipos de contato mecânico - adaptado [36].	27
Figura 2.3 - Curva de atrito - coeficiente de atrito em função da amplitude de deslizamento.	28
Figura 2.4 - Representação gráfica da transição entre o fenômeno fretting e deslizamento recíproco.	29
Figura 2.5 - Ciclo de fretting - regime de deslizamento total.	30
Figura 2.6 - Mapas de fretting: (cima) mapa de solicitação local e (baixo) mapa de resposta do material.	31
Figura 2.7 - Gráfico ilustrativo da vida em fadiga e da vida em fadiga por fretting na liga de alumínio BSL65 - adaptado [39].	32
Figura 2.8 - Fadiga por fretting - combinação do carregamento de fretting com o carregamento remoto de fadiga.	33
Figura 2.9 - Diagrama esquemático das relações entre amplitude de deslizamento, taxa de desgaste, e vida em condições de fadiga por fretting - adaptado [40].	34
Figura 2.10 - Estágio I de crescimento da trinca de fadiga.	35
Figura 2.11 - Representação esquemática dos múltiplos sítios de nucleação de trincas que podem ocorrer na zona de deslizamento de um contato mecânico em condições de fadiga por fretting - adaptado [42].	35
Figura 2.12 - Evolução de uma trinca em ensaios de fadiga por fretting - adaptado [44].	36
Figura 2.13 - Cenários do processo de trincamento em fadiga por fretting - adaptado [45].	38
Figura 2.14 - Esquema de um contato cilindro/plano com indentação normal - adaptado [49].	39
Figura 2.15 - Contato mecânico entre dois sólidos de comportamento elásticos similares submetidos a uma força normal P e uma força tangencial Q - adaptado [36].	40
Figura 2.16 - Definição das zonas de aderência e deslizamento em condições de fretting - adaptado [50].	41
Figura 2.17 - Representação esquemática da distribuição de pressão $p(x)$ e de cisalhamento $q(x)$ na superfície de contato para uma configuração cilindro/plano sob solicitação de fadiga por fretting em deslizamento parcial.	43
Figura 3.1 - Modos de propagação de trincas.	45
Figura 3.2 - Definição das principais quantidades usadas na previsão do dano à fadiga uniaxial.	46

Figura 3.3 - Efeito da tensão média e da razão de tensão na vida à fadiga de um componente.	46
Figura 3.4 - Curva S-N - contribuições dos processos de nucleação e propagação na vida total à fadiga - adaptado [54].	47
Figura 3.5 - Deformações elástica, plástica e total versus vida à fadiga - curvas construídas com as propriedades estimadas para o aço AISI 1034.	48
Figura 3.6 - Trajetos de tensões locais em função da posição no contato cilindro/plano em deslizamento parcial: zona em aderência (azul), zona em deslizamento (vermelha), extremidade anterior e pontos fora do contato (verde).	49
Figura 3.7 - Tensões e deformações no plano candidato (θ, ϕ) - adaptado [59].	54
Figura 3.8 - (a) Trinca do tipo A $(\theta, \phi = 90)$ e (b) trinca do tipo B $(\theta, \phi = 45)$ - adaptado [59].	54
Figura 3.9 - Variação percentual da tensão em função do ângulo do plano crítico - modificado [41].	55
Figura 3.10 - Representação esquemática de trincas em modo I, modo II e modo III de falha.	56
Figura 3.11 - Parâmetros controladores do processo de trincamento segundo o modelo de (a) Findley, (b) SWT e (c) SWT _D - adaptado [41].	57
Figura 3.12 - Valores obtidos experimentalmente para determinação do comprimento característico L para diferentes tipos de aço [67].	63
Figura 3.13 - Diagrama K-T - comprimento característico determinado pela TDC.	64
Figura 3.14 - Formalizações da teoria das distâncias críticas: (a) método do ponto, (b) método da linha e (c) método da área.	64
Figura 4.1 - Microestrutura ferrito-perlítica do aço AISI 1034.	67
Figura 4.2 - Representação esquemática do aparato experimental dos testes de fadiga por fretting: (a) sem carga remota de fadiga e (b) com carga remota de fadiga - adaptado [49].	68
Figura 4.3 - Direção do plano crítico experimental -adaptado [45].	70
Figura 5.1 - Representação esquemática do método do ponto.	73
Figura 5.2 - Representação esquemática do método da área, que neste estudo reduz-se a linha devido ao modelo bidimensional com hipótese de deformações planas (ϵ -pl).	73
Figura 5.3 - Representação esquemática do método do volume, que neste caso é reduzido à área devido ao modelo bidimensional com hipótese de deformações planas (ϵ -pl).	74
Figura 5.4 - Modelo 2D elastoplástico em elementos finitos. Sapata cilíndrica superior com $R_C = 40$ mm e rolamento inferior com $R_R = 100$ mm.	75
Figura 5.5 - Centro do contato - retângulo $H \times V$, região considerada para a obtenção do campo de tensão e deformação.	76
Figura 5.6 - Discretização das superfícies <i>master-slave</i> - adaptado [74].	77
Figura 5.7 - Condições de contorno aplicadas ao modelo.	78

Figura 5.8 - Representação dos carregamentos que podem ser aplicados ao modelo 2D em EF.	79
Figura 5.9 - História de carregamentos aplicados no modelo 2D em EF.	79
Figura 5.10 - Distribuição de pressão $p(x)$ e tensão cisalhante $q(x)$ na superfície de contato - validação do modelo: resultados analíticos x resultados numéricos (teste F01 - LP).	80
Figura 5.11 - Distribuição de pressão $p(x)$ e tensão cisalhante $q(x)$ na superfície de contato - validação do modelo: resultados analíticos x resultados numéricos (teste FF06 - LP).	81
Figura 5.12 - <i>CSTATUS</i> - determinação da região em deslizamento <i>a-c</i> na superfície de contato (teste F01 - LP).	81
Figura 5.13 - Evolução das deformações no ponto crítico na superfície de contato (teste F16 - HP)	83
Figura 5.14 - Distribuição de pressão $p(x)$ e tensão cisalhante $q(x)$ na superfície de contato: solução numérica x solução analítica elástica (teste F16 - HP).	83
Figura 5.15 - Evolução da pressão de contato máxima p_{max} e da largura do contato $2a$ com os ciclos aplicados (teste F16 - HP).	84
Figura 6.1 - Superfície de resposta das previsões do risco de nucleação de trinca calculada através do parâmetro de SWT_D - F01 (LP).	88
Figura 6.2 - Superfície de resposta das previsões do risco de nucleação de trinca calculada através do parâmetro de SWT - F01 (LP).	89
Figura 6.3 - Superfície de resposta das previsões do risco de nucleação de trinca calculada através do parâmetro de Findley - F01 (LP).	89
Figura 6.4 - Superfície de resposta das previsões do risco de nucleação de trinca calculada através do parâmetro de Crossland - F01 (LP).	90
Figura 6.5 - Estimativa de vida para nucleação de trinca - abordagem local.	90
Figura 6.6 - Plano crítico (θ, ϕ) pelo modelo de Findley - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - abordagem local.	91
Figura 6.7 - Superfície de resposta das previsões do risco de nucleação de trinca calculada através do parâmetro de SWT_D - FF01 (LP).	94
Figura 6.8 - Superfície de resposta das previsões do risco de nucleação de trinca calculada através do parâmetro de SWT - FF01 (LP).	95
Figura 6.9 - Superfície de resposta das previsões do risco de nucleação de trinca calculada através do parâmetro de Findley - FF01 (LP).	95
Figura 6.10 - Superfície de resposta das previsões do risco de nucleação de trinca calculada através do parâmetro de Crossland - FF01 (LP).	96
Figura 6.11 - Estimativa de vida para nucleação de trinca (abordagem local).	96

Figura 10.1 - Carregamentos proporcionais.	113
Figura 10.2 - Carregamentos não-proporcionais.	113
Figura 10.3 - Carregamento periódico genérico.	114
Figura 10.4 - Carregamento afim.	115
Figura 10.5 - Carregamento proporcional.	116
Figura 10.6 - Representação da tensão normal e da tensão tangencial ao plano material.	116
Figura 10.7 - Curva fechada descrita pela ponta do vetor cisalhante.	117
Figura 10.8 - Espaço desviador.	119
Figura 10.9 - Tensões atuantes no plano (a) caso genérico e (b) plano octaédrico.	121

Lista de Tabelas

Tabela 4.1 - Propriedades mecânicas dos materiais em estudo.	66
Tabela 4.2 - Composição química dos materiais em estudo (% máximo).	66
Tabela 4.3 - Estimativas dos coeficientes e expoentes elastoplásticos de Coffin-Manson usadas para o cálculo da versão de vida finita dos diferentes modelos multiaxiais.	67
Tabela 4.4 - Matriz de testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga)	69
Tabela 4.5 - Matriz de testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga)	70
Tabela 5.1 - Características do computador utilizado para cálculo.	71
Tabela 5.2 - Determinação da região do contato que se encontra em deslizamento - teste F01 (LP).	72
Tabela 5.3 - Descrição das condições de contorno aplicadas no modelo.	78
Tabela 5.4 - Descrição dos carregamentos que podem ser aplicados no modelo.	79
Tabela 5.5 - Parâmetros utilizados para a validação do modelo em elementos finitos - teste F01 (LP).	80
Tabela 5.6 - Parâmetros utilizados para a validação do modelo em elementos finitos - teste FF06 (LP).	81
Tabela 6.1 - Quantidades calculadas pelo parâmetro SWT_D - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - abordagem local.	85
Tabela 6.2 - Quantidades calculadas pelo parâmetro SWT - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - abordagem local.	85
Tabela 6.3 - Quantidades calculadas pelo parâmetro de Findley - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - abordagem local.	86
Tabela 6.4 - Quantidades calculadas pelo parâmetro de Crossland - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - abordagem local.	86
Tabela 6.5 - Previsões do risco de nucleação de trinca pelos diferentes modelos - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - abordagem local - 8 testes.	87
Tabela 6.6 - Quantidades calculadas pelo parâmetro de $SWTD$ - testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga) - abordagem local.	92
Tabela 6.7 - Quantidades calculadas pelo parâmetro de SWT - testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga) - abordagem local.	92
Tabela 6.8 - Quantidades calculadas pelo parâmetro de Findley - testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga) - abordagem local.	93

Tabela 6.9 - Quantidades calculadas pelo modelo de Crossland - testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga) - abordagem local.	93
Tabela 6.10 - Previsões do risco de nucleação de trinca - testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga) - abordagem local - 13 testes.	94
Tabela 6.11 - Dimensão característica que otimiza a previsão de nucleação de trinca - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - abordagem não-local - 8 testes.	98
Tabela 6.12 - Previsões do risco de nucleação de trinca - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - $L_{DC}=L_{TDC-MP}=110\text{ }\mu\text{m}$ - abordagem não-local - 8 testes.	99
Tabela 6.13 - Distância característica que otimiza a previsão de nucleação de trincas - testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga) - abordagem não-local - 13 testes.	99
Tabela 6.14 - Previsões do risco de nucleação de trinca - testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga) - abordagem não-local - método do ponto - $L_{DC} = L_{TDC-PM} = 110\text{ }\mu\text{m}$ - 13 testes.	100
Tabela 6.15 - Previsões do risco de nucleação de trinca - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - abordagem não-local - $L_{DC-MA} = 10\text{ }\mu\text{m}$.	101
Tabela 6.16 - Previsões do risco de nucleação de trinca - testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga) - abordagem não local - $L_{DC-MA} = 20\text{ }\mu\text{m}$.	102
Tabela 10.1 - Dados dos cálculos EF - testes de fretting.	135
Tabela 10.2 - Dados dos cálculos EF - testes de fadiga por fretting.	135

Lista de terminologias

a	Semi-largura de contato
$a - c$	Comprimento da zona em deslizamento
b'	Expoente elástico da curva de Coffin-Manson
a_0	Comprimento de trinca na transição entre trincas curtas e longas (diagrama K-T)
b^{γ}	Expoente da curva de torção
c'	Expoente plástico da curva de Coffin-Manson
c	Semi-largura da zona de aderência
d_*	Parâmetro de dano calculado pelos modelos SWT, SWT_D , Crossland e Findley
d_{NT}	Dano crítico para nucleação de trinca (SWT, SWT_D)
e	Excentricidade induzida pelo carregamento remoto de fadiga
e_{\perp}	Deformação desviadora normal ao plano crítico (modo I de falha)
E	Módulo de elasticidade à tração
E^*	Módulo de elasticidade equivalente
F_{np}	Fator de não-proporcionalidade
K_I	Fator de intensidade de tensão em modo I
L	Distância crítica (propriedade do material pela TDC)
L_{DC}	Dimensão característica (abordagem não-local)
L_{TDC-MP}	Distância crítica definida em termos do método do ponto (Taylor)
L_p	Profundidade da trinca (observada ao final da expertise do teste)
$Mises$	Tensão equivalente de Von Mises
N_f	Número de ciclos para a falha / nucleação de trincas
P	Força normal aplicada ao corpo
P_L	Força normal por unidade de comprimento
p_0	Pressão máxima (de pico) na superfície de contato
$p(x)$	Distribuição de pressão na superfície de contato
Q^*	Amplitude da força tangencial aplicada ao corpo
Q_L	Força tangencial por unidade de comprimento
q_0	Tensão cisalhante máxima na superfície de contato
$q(x)$	Distribuição de tensão cisalhante na superfície de contato
R_C	Raio da sapata cilíndrica
R_d	Parâmetro que define a transição fretting/deslizamento recíproco
R_{eq}	Raio de contato equivalente
R_R	Raio do rolamento de apoio
R_P	Raio do plano
R	Razão de tensão
ΔS_L	Gama do limite de resistência à fadiga sob tração ($R = -1$)
S	Tensão desviadora
S_R	Resistência à ruptura
S_E	Resistência ao escoamento (0,2 % de deformação)
$S-N$	Tensão - vida
S_{\perp}	Tensão desviadora normal ao plano crítico (modo I de falha)
U_i	GDL de deslocamentos nas direções x, y e z, com (i=1,2,3).
U_{Ri}	GDL de rotações em torno das direções x, y e z, com (i=1,2,3).
α	Ângulo que a trinca faz com a normal à superfície de contato

α_C, β_C	Constantes do modelo de Crossland
α_F, β_F	Constantes do modelo de Findley
α_{np}	Constante de encruamento NP
ζ	Variável de integração
δ	Deslocamento imposto ao contato
δ^*	Amplitude de deslocamento imposto ao contato
$\Delta K_0, \Delta K_{th}$	Gama do limiar de propagação de trinca ($R = -1$)
ε	Deformação
$\varepsilon - N$	Deformação – vida
ε'_c	Coeficiente plástico de Coffin-Manson
ε_{el}	Deformação elástica
ε_h	Componente hidrostática da deformação
ε_{pl}	Deformação plástica
$\varepsilon - pl$	Estado plano de deformações
ε_{\perp}	Deformação normal ao plano crítico (modo I de falha)
γ_A	Deformação cisalhante no plano crítico (modo II de falha)
γ_B	Deformação cisalhante no plano crítico (modo III de falha)
μ	Coeficiente de atrito
μ_{dp}	Coeficiente de atrito em deslizamento parcial
μ_s	Coeficiente de atrito estático
μ_t	Coeficiente de atrito na transição deslizamento parcial/total
σ	Tensão
σ_C	Tensão equivalente de Crossland
σ'_c	Coeficiente elástico de Coffin-Manson
σ_B	Carga remota de fadiga
σ_h	Componente hidrostática da tensão
σ_{\perp}	Tensão normal ao plano crítico (modo I de falha)
σ_{ef}	Tensão efetiva
τ	Tensão cisalhante
τ_A	Tensão cisalhante no plano crítico (modo II de falha)
τ_B	Tensão cisalhante no plano crítico (modo III de falha)
τ_L	Limite de resistência à fadiga sob torção ($R = -1$)
(θ, φ)	Ângulos que definem o plano crítico
ν	Coeficiente de Poisson
$\bar{\nu}$	Razão efetiva de Poisson.
$*_{EXP}$	Valor da grandeza obtido experimentalmente
$*_{EF}$	Valor da grandeza obtido numericamente através do modelo em EF
$*_{min}$	Valor mínimo da grandeza
$*_{max}$	Valor máximo da grandeza
$*_m$	Valor médio da grandeza
$*_a$	Valor alternado da grandeza ($1/2 \Delta *$)
$\Delta *$	Gama da grandeza

Lista de Siglas

AFNOR	<i>Association Française de Normalisation</i>
CC	Condições de contorno aplicadas ao modelo em EF
DOE	<i>Design of experiments</i>
EF	Elementos finitos
GDL	Graus de liberdade
HCF	Fadiga de alto ciclo (<i>high cycle fatigue</i>)
HP	Testes feitos a elevada pressão de contato (<i>high contact pressure</i>)
K-T	Kitagawa-Takahashi (diagrama K-T)
LCF	Fadiga de baixo ciclo (<i>low cycle fatigue</i>)
LP	Testes feitos a baixa pressão de contato (<i>low contact pressure</i>)
LOAD	Carregamentos aplicados ao modelo em EF
MA	Método da área
ML	Método da linha
MP	Método do ponto
NP	Não-proporcional
PEEQ	Deformação plástica equivalente (<i>equivalent plastic strain</i>)
RDM	Regime de deslizamento misto
RDP	Regime de deslizamento parcial
RDT	Regime de deslizamento total
SWT	Parâmetro de Smith-Watson-Topper
SWT _D	Parâmetro de Kujawski (versão desviadora do parâmetro SWT)
TDC	Teoria das distâncias críticas

1

Introdução

Componentes estruturais que envolvem contato mecânico e movimento relativo de pequena amplitude entre as partes em contato podem vir a falhar precocemente, mesmo sob cargas bem abaixo dos limites de fadiga normalmente usados em projeto estrutural [1], devido ao fenômeno conhecido por seu nome em inglês *fretting*. Este fenômeno é caracterizado por reduzir de maneira drástica a resistência à iniciação de trinca por fadiga [2]. As principais aplicações onde *fretting* tem sido investigado são provenientes do setor aeroespacial (conexões do tipo rabo de andorinha com a pá do rotor de motores a jato e juntas rebitadas, e.g.), do setor ferroviário (suporte de eixos ferroviários), do setor de transmissão de energia (ancoramento de cabos de transmissão) e mais recentemente da indústria de óleo e gás (risers flexíveis) [3]. Algumas destas aplicações são apresentadas na Figura 1.1.

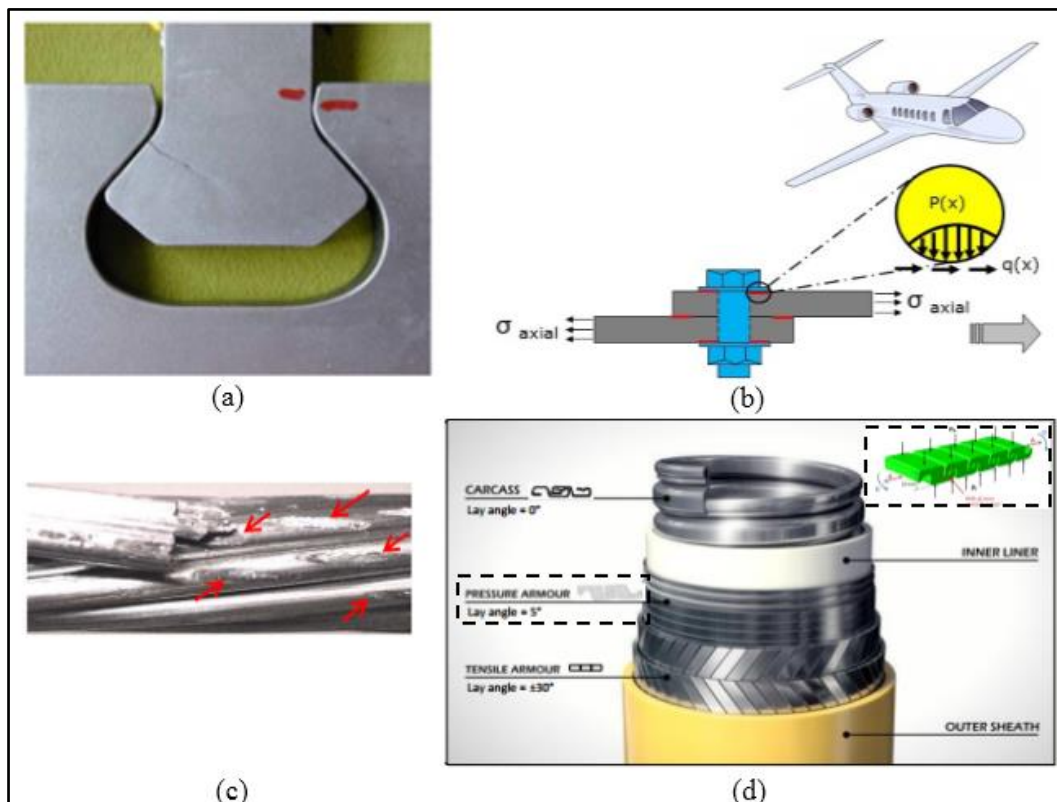


Figura 1.1 - Aplicações sujeitas ao fenômeno de fadiga por fretting: (a) encaixe de pá com rotor de compressão, (b) junta rebitada, (c) ancoramento de cabo de transmissão elétrica e (d) riser flexível.

1.1. Objetivos

Os objetivos deste trabalho são: modelar o contato cilindro/plano para obter o campo de tensões e deformações elasto-plásticas induzidas pelas solicitações de fretting e de fadiga; verificação dos modelos de plano crítico SWT_D e de Findley para a previsão do risco de nucleação de trinca segundo uma abordagem local, isto é, sem a necessidade de passar pela calibração de uma dimensão característica; comparar as previsões segundo a abordagem local com previsões pela abordagem não-local (métodos do ponto, da linha e da área); comparar as previsões pelo modelos de plano crítico de SWT_D e de Findley com as previsões de dois modelos comumente utilizados para o mesmo propósito: modelo SWT que também é um modelo de plano-crítico e modelo de Crossland, que baseia-se nos invariantes de tensões; estimar a vida para a nucleação de trinca sob tais solicitações.

1.2. Principais contribuições

Este trabalho revisita quatro modelos multiaxiais de dano por fadiga e discute a aplicação deles para a previsão do risco de nucleação de trinca sob solicitações de fadiga por fretting. Além disto, discute as estratégias local e não-local na previsão do risco de nucleação de trinca por fadiga por fretting.

O campo de tensões e deformações extraído do modelo bidimensional em elementos finitos é utilizado para avaliação do risco de nucleação de trinca através dos modelos multiaxiais de dano por fadiga cujas rotinas de cálculo foram implementadas com o auxílio do programa Matlab®. Estas rotinas facilitam as análises, sobretudo para os modelos de plano crítico que requerem uma busca entre a combinação de pelo menos 170 planos, uma vez que o problema de fretting viola a condição de superfície livre para avaliação da nucleação da trinca.

A versão desviadora SWT_D (local) mostrou-se capaz de fazer previsões do risco de trinca com erros conservativos inferiores a 15%. O mesmo nível de acurácia pode ser obtido através dos demais modelos considerando a abordagem não-local, porém esta requer um parâmetro adicional (dimensão característica) calibrado em resultados experimentais de fadiga por fretting. O modelo de Findley (local) gera previsões conservativas. Entretanto, foi o que melhor representou a física do problema, prevendo de forma adequada a direção de propagação da trinca nucleada.

2

Revisão bibliográfica

2.1.

Estado da arte

O termo *fretting* é utilizado quando duas superfícies em contato são submetidas a um movimento oscilatório de pequena amplitude (em geral inferior a 100 μm) [1]. Quando combinado com um carregamento remoto de fadiga, esses deslocamentos tangenciais de pequena amplitude na interface entre os materiais em contato podem levar a uma redução significativa da resistência em fadiga e a uma precoce nucleação e/ou crescimento de trincas de fadiga. Neste caso, o mecanismo de falha é conhecido como fadiga por fretting [2].

Também denominado fadiga por fretagem, a fadiga por fretting é um tipo particular de fadiga de materiais que vem recebendo muita atenção de engenheiros e pesquisadores devido ao crescente número de falhas de componentes em serviço que têm sido atribuídas a este fenômeno. O primeiro estudo que mencionou o fenômeno do fretting apareceu no início do século XX quando E.M. Eden (1911) colocou em evidência a presença de detritos de óxido entre dois corpos de prova em contato e submetidos à tração. O fenômeno foi associado a um mecanismo de corrosão, introduzindo o termo corrosão por fretting [4].

Tomlison (1939) propôs que o pequeno deslocamento tangencial entre as superfícies em contato era o principal parâmetro que controlava o fenômeno [5]. Warlow-Davis (1941) percebeu que os componentes que eram submetidos à condição de fretting e a carregamentos cíclicos apresentavam uma redução em torno de 13 a 17% em sua resistência à fadiga [6]. Posteriormente, McDowell (1953) estendeu esse resultado para corpos de prova submetidos conjuntamente à fadiga convencional e fretting e observou uma redução de 50 a 80% na resistência à fadiga convencional [7].

Fenner e Field (1958) demonstraram que o fretting acelera o processo de nucleação de trincas. Em fadiga, a iniciação de trincas pode ocorrer em até 90% da vida útil. Por outro lado, quando se tem a fadiga associada ao fenômeno de fretting, a nucleação poderia ocorrer com 5% ou até menos da vida útil do componente [8].

Uma série histórica de trabalhos foi publicada por Nishioka e Hirakawa (1972). Estes notaram que existia uma faixa crítica de deslocamentos tangenciais que acelerava a fadiga por fretting [9].

Bramhall (1973) observou o efeito do tamanho do contato sobre a resistência à fadiga de ligas de alumínio [10]. Este efeito foi constatado a partir de uma faixa de tamanho de contato crítico, abaixo da qual se obtém vida infinita ($>10^7$ ciclos), mantidas constantes a magnitude da máxima pressão de contato. Posteriormente pesquisadores como Nowell (1998) e Araújo (2000), confirmaram a existência deste efeito, inclusive para outros materiais, como pode ser observado nas referências [11] e [12] respectivamente.

Os estudos em fadiga por fretting mencionados nos parágrafos anteriores relataram o efeito deletério de pequenos deslocamentos cíclicos entre as superfícies em problemas de contato mecânico. Os trabalhos experimentais feitos desde então mostram que a degradação na resistência à fadiga do material devido ao fretting ocorre pela complexa interação dos seguintes fatores [2]:

- Amplitude de deslocamento cíclico;
- Incompatibilidade nas propriedades elásticas e plásticas das superfícies em contato;
- Frequência de ciclagem;
- Pressão normal de contato;
- Coeficiente de atrito entre as superfícies em contato;
- Ambiente e temperatura;
- Tensões residuais induzidas por técnicas de modificação de superfícies como *shot peening*, *low plasticity burnishing* ou revestimentos, tratamentos térmicos, soldas ou outros processos de união;
- Mudanças na microestrutura ou transformação de fase produzida pelo aumento da temperatura local nas vizinhanças das superfícies em contato.

Diversas metodologias têm sido adotadas para a previsão de vida de componentes sujeitos ao processo de trincamento devido às solicitações de fadiga por fretting. Os trabalhos mais recentes, publicados em 2014 de maneira independente por Vázquez et al. [13] e por Hojjati-Talemi et al. [14], mostram que as fases de nucleação e propagação podem ser tratadas de maneira desacoplada.

Uma vez a trinca nucleada, dependendo da amplitude de carregamento, ela pode propagar ou atingir uma condição onde cessa o seu crescimento. A propagação da trinca tem sido avaliada frequentemente através da mecânica da fratura linear elástica juntamente com técnicas numéricas, usando a lei de Paris ou suas versões modificadas. A previsão da condição de parada de crescimento da trinca tem sido estudada seguindo a estratégia de trinca curta introduzida por Araújo e Nowell [12].

Por outro lado, a nucleação de trincas de fadiga por fretting ainda não foi completamente modelada e entendida. As trincas de fretting nucleiam sob um campo de tensão multiaxial, nas vizinhanças das extremidades do contato. Na extremidade anterior do contato, as tensões seriam proporcionais. O estado de tensões torna-se não-proporcional (NP) à medida que se afasta da extremidade anterior do contato em direção ao centro do contato e nos pontos abaixo da superfície de contato. Além do caráter multiaxial, tipicamente, o problema de fretting envolve um elevado gradiente de tensões conforme abordado no trabalho de Nowell e Dinis [15].

As similaridades entre os problemas de fadiga por fretting e fadiga em entalhes (concentração de tensão, gradiente de tensão) levaram o uso dos modelos de fadiga multiaxial, tipicamente considerados para os problemas de entalhes, para o problema de fadiga por fretting. Esta abordagem foi primeiramente introduzida por Farris e Szolwinski (1996). Estes calcularam de forma numérica o campo elástico de tensões e deformações gerado devido às solicitações de fadiga por fretting usando funções incrementais de Westgaard. A este campo de tensões e deformações modelado de maneira bidimensional foi aplicado o modelo multiaxial de fadiga proposto por Smith-Watson-Topper (SWT) para a previsão da vida para nucleação de uma trinca de fadiga por fretting [16].

Melhores previsões de vida para a nucleação das trincas de fadiga por fretting foram obtidas ao levar-se em conta o severo gradiente de tensões e deformações gerados devido ao contato mecânico, ao invés de se considerar apenas uma análise local no ponto crítico do contato, conforme abordado nas referências [17], [18], [19] e [20].

A resolução de problemas com presença de gradientes de tensão teve seu enfoque principal para componentes com entalhes. Devido à similaridade do campo de tensões gerado por entalhes e por fadiga por fretting, seguindo a abordagem não-local do problema, a teoria das distâncias críticas (TDC) tem sido muito utilizada

para modelar a nucleação de trincas em fadiga por fretting [21]. Popularizada por Taylor em 1999 [22], esta teoria inicialmente foi aplicada para o cálculo de fadiga na presença de entalhes (método do ponto, da linha e da área). No entanto, o uso do conceito do método do ponto pode ser visto bem antes no trabalho de Peterson de 1959 [23] e o uso do método da linha no trabalho de Neuber de 1958 [24]. Outra abordagem relacionada ao método do ponto é a da trinca imaginária introduzida por El Haddad, Topper et al. em 1980 [25], na qual foi introduzida um comprimento de trinca efetivo para prever a propagação de trincas curtas. Nessa formulação, o comprimento de trinca efetivo é igual ao comprimento de trinca mais um comprimento de trinca " a_0 " que é relacionado à distância crítica. Segundo os autores " a_0 " seria uma característica do material levando em consideração o comportamento não contínuo de trincas curtas.

Em 1989 Flavenot e Skalli [26] definiram uma camada crítica e sugeriram que esta camada crítica seria constante para um material específico e poderia estar relacionada à dimensão da microestrutura tal como o tamanho de grão.

Fouvry et al. (1998-2002) introduziram a metodologia do volume de processamento de nucleação de trinca. Segundo Fouvry, para prever a nucleação de trinca, deve-se considerar um estado de tensão/deformação médio sobre o volume de processamento intrínseco ao material, cujo raio é definido fazendo-se uma correlação entre o cálculo numérico e os dados experimentais [17], [18].

Em 2002, Araújo et al. [19], investigaram duas formas de abordagem não-local juntamente com os modelos multiaxiais de Fatemi-Socie e SWT para a previsão da nucleação de trinca de fadiga por fretting para as ligas Al4%Cu e Ti-6Al-4V que são utilizadas na indústria aeroespacial. Neste caso não foi considerado uma distância como comprimento característico dos materiais investigados. Considerou-se a distância que melhor ajustava os dados experimentais. Uma conclusão interessante deste estudo foi que a previsão é mais sensível ao comprimento da distância tomada para cálculo do dano através dos modelos multiaxiais que ao método de integração (área ou volume).

Em 2008, Navarro et al [27] fizeram uma interessante revisita aos principais modelos multiaxiais utilizados até então para a previsão da vida sob solicitações de fadiga por fretting para diferentes ligas de alumínio e de titânio. Os modelos de McDiarmid, Fatemi e Socie, SWT e Crossland foram investigados. Foi demonstrado que quanto maior o percentual da fase de nucleação na vida, mais

importante é a escolha do modelo multiaxial. A importância da escolha do modelo multiaxial na acurácia das previsões é maior quando as tensões são avaliadas em uma certa profundidade do contato (abordagem não-local) do que quando as tensões são avaliadas na superfície de contato (abordagem local). Isto é devido ao aumento no percentual da fase de nucleação. Segundo a abordagem não-local, outra conclusão relevante foi que seria mais importante a determinação da dimensão característica do que a escolha do modelo multiaxial de fadiga.

Em 2013, Ferré et al [28] utilizaram a abordagem não-local (método do área) combinada ao modelo de Crossland (modelo multiaxial baseado nos invariantes de tensões) para a previsão da nucleação de trincas sob solicitações de fadiga por fretting para a liga Ti-6Al-4V. Este estudo mostrou que o limiar de nucleação de trinca de fadiga por fretting pode ser previsto com erros inferiores a 10% usando o modelo multiaxial de Crossland combinado a uma dimensão característica calibrada em resultados experimentais, se a curva elastoplástica do material for adequadamente integrada ao modelo em elementos finitos utilizado para a determinação do campo de tensões.

Com relação aos modelos de plano crítico utilizados para a predição da nucleação de trincas sob solicitação de fadiga por fretting, Lykins et al. [29] utilizaram a análise em elementos finitos e implementaram com sucesso o modelo SWT. Sabsasi e al. [30] e Navaro e al. [31] implementaram o modelo de McDiarmid, que é baseado na amplitude de tensão cisalhante tomada no plano de maior gama de tensão cisalhante e na tensão normal máxima que ocorre no mesmo plano. A vantagem da utilização do modelo de McDiarmid é que seus parâmetros podem ser determinados através de somente um tipo de teste de fadiga e um teste estático, comparado, e.g., com os dois limites de fadiga que precisam ser determinados ao se considerar o modelo de Findley que será investigado neste trabalho. O modelo de Findley foi implementado por Li et al. [32] que obtiveram predições de vida sob solicitações de fadiga por fretting dentro de uma banda de dispersão de $\pm 3N$. Antes disto, Alfredson e Cadario [33] já sugeriam que o modelo de Findley gera predições melhores que as feitas através dos demais modelos para um contato esfera/plano.

No presente trabalho, o foco é a previsão da vida para nuclear uma trinca por fadiga por fretting. Para tanto, um modelo bidimensional em elementos finitos foi construído para obter o campo de tensões e deformações elastoplástico gerado

por tais solicitações. Os modelos de plano crítico de Findley e a versão desviadora do parâmetro SWT introduzida por Kujaswki (SWT_D) em 2014 [34] são usados para prever a condição de nucleação de trinca e comparados com os modelos tradicionalmente utilizados na literatura para o mesmo propósito (SWT e Crossland).

2.2.

Mecânica do contato

A maior parte dos problemas de fretting envolve o contato de componentes com geometria de grande complexidade. Nestes casos, é inevitável a modelagem do contato através de métodos numéricos, sendo a principal técnica a dos elementos finitos. É possível que testes sejam feitos em tais geometrias complexas, porém, antes, é preciso passar por modelagens em elementos finitos. Isto introduz incertezas na solução, particularmente no que se refere à definição das fronteiras entre as zonas de deslizamento e adesão, que em geral são difíceis de serem localizadas. Sendo assim, para fins experimentais é preferível utilizar geometrias bem definidas como aquelas apresentadas na referência [35]. O contato esfera/plano induz um contato pontual. Esta é a configuração mais fácil de ser utilizada em testes de pequena escala. O contato torna-se linear para uma sapata cilíndrica e uma superfície para um contato de uma sapata plana, conforme apresentado na Figura 2.1.

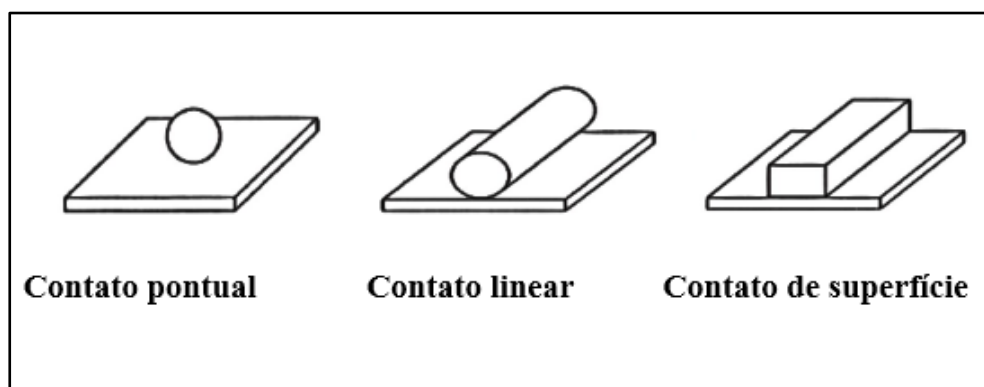


Figura 2.1 - Representação dos principais tipos de contatos utilizados em ensaios experimentais de fadiga por fretting em pequena escala - adaptado [35].

A classificação dos principais tipos de contato, que pode ser encontrada na referência [36], permite em primeira instância a obtenção de informações importantes sobre a natureza dos diferentes problemas de contato mecânico.

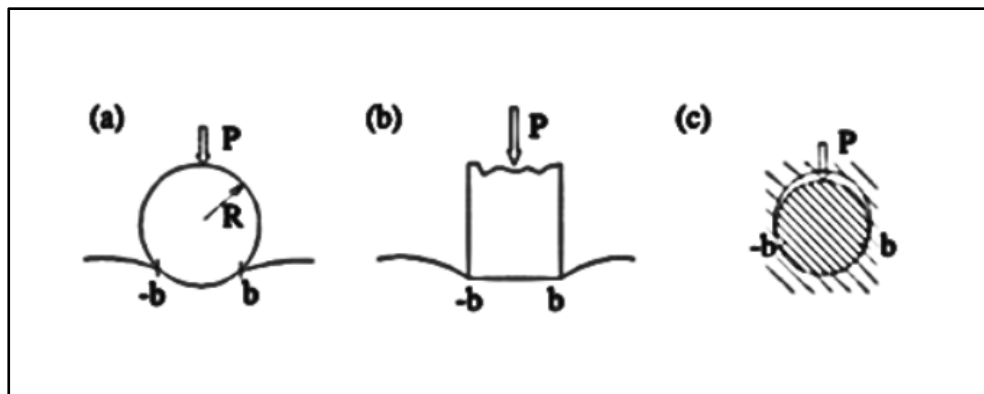


Figura 2.2 - Caracterização dos principais tipos de contato mecânico - adaptado [36].

Uma primeira classificação está relacionada à dependência do tamanho do contato com a carga P aplicada. O contato é considerado incompleto se a dimensão do mesmo não é definida geometricamente, sendo dependente da carga P aplicada, como apresentado na Figura 2.2 (a). Outra característica deste tipo de contato é que à medida que se afasta do centro do contato a pressão de contato cai continuamente para zero. Por outro lado, os contatos ditos completos ocorrem quando o tamanho do contato é independente da carga P aplicada, como pode ser visto na Figura 2.2 (b). A pressão de contato neste caso é idealmente singular. Um pequeno defeito de fabricação por exemplo pode influenciar de maneira significativa a distribuição de pressão, o que não ocorre quando o contato é incompleto.

Uma segunda classificação é dada em relação à conformidade do contato, esquematicamente representado na Figura 2.2 (c). O contato é dito não-conforme se a semi-largura do contato a é muito inferior ao raio do cilindro R_c . Isso implica que quando $a \ll R$, a deformação do cilindro será restrita a um pequeno segmento de arco e, portanto, o cilindro pode ser aproximado como um semi-plano. Neste estudo, será considerada a configuração de contato com uma sapata cilíndrica (contato cilindro/plano), que é do tipo incompleto e não-conforme. A vantagem de utilizar um contato cilindro/plano é que ele já possui uma solução analítica (elástica), que será apresentada adiante. Além disto, esta configuração só pode ser perturbada localmente, não influenciando a distribuição de pressão.

2.2.1. Atrito

O coeficiente de atrito é dado pela relação entre a amplitude da força tangencial, Q^* , e a força normal, P , que pressiona os corpos em contato quando eles possuem deslizamento relativo, $\mu = -Q^*/P$, considerando uma média ao longo da

superfície. Na realidade, o coeficiente de atrito varia ao longo da superfície [35]. Desta forma, uma definição local, $\mu = q(x, y)/p(x, y)$, é geralmente utilizada, onde $q(x, y)$ é a distribuição de tensão cisalhante na superfície de contato e $p(x, y)$ é a distribuição de pressão. Pode ser distinguido o coeficiente de atrito estático μ_s , que corresponde ao limiar a ser ultrapassado para que os corpos em contato possam se movimentar relativamente entre si, do coeficiente de atrito dinâmico μ_d , que ocorre quando os corpos já estão em movimento. A Figura 2.3 apresenta a evolução da curva de atrito com a amplitude de deslizamento imposta ao contato. O coeficiente de atrito é também importante para caracterizar as regiões de deslizamento (parcial/total) do contato. Estas regiões serão detalhadas na seção 2.3.1.

A análise das tensões de contato é altamente dependente do coeficiente de atrito aplicado. Diferentes abordagens foram desenvolvidas para determinar este valor. Estudos recentes mostram que o coeficiente de atrito μ_t medido na transição entre o regime de deslizamento parcial e o regime de deslizamento total deve ser usado como o valor representativo do coeficiente de atrito na região de deslizamento parcial [37].

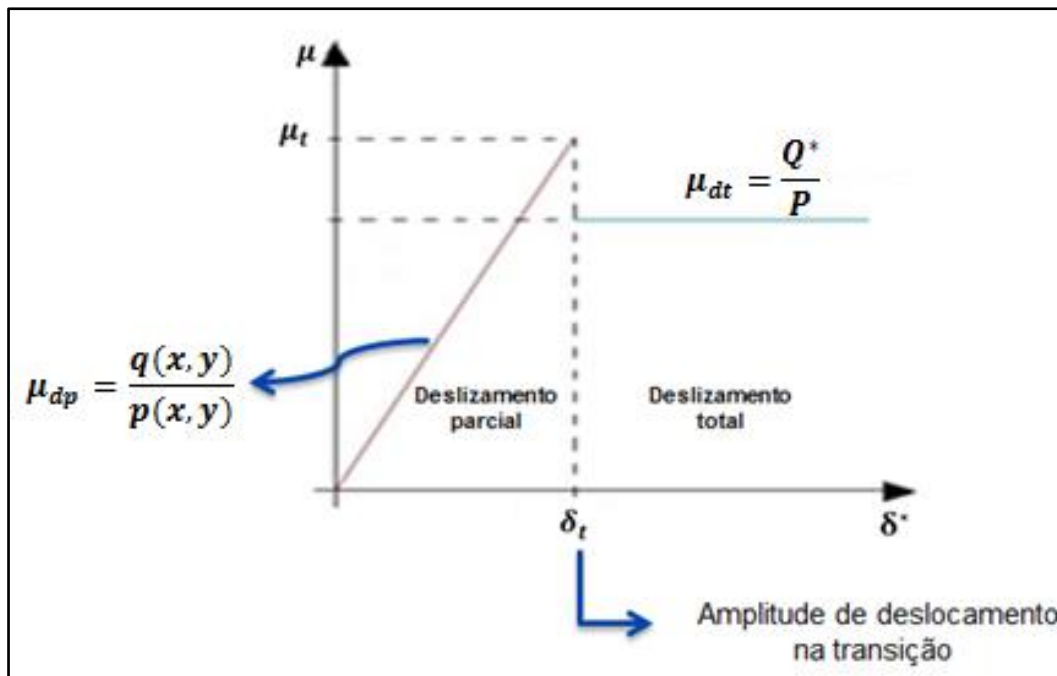


Figura 2.3 - Curva de atrito - coeficiente de atrito em função da amplitude de deslizamento.

2.3. Fretting

Há fretting quando duas superfícies em contato são submetidas a um movimento oscilatório de pequena amplitude. Fretting pode ser descrito de forma mais abrangente como um movimento cuja amplitude é menor do que a própria extensão do contato. De forma arbitrária, geralmente faz-se a distinção entre o fenômeno de fretting e o deslizamento recíproco através da razão R_d que relaciona a amplitude de deslizamento δ^* e a dimensão do contato representada por a , dado pela equação (1). Atribui-se a condição de fretting para $R_d < 1$. Assim, em fretting existe uma zona central que nunca se encontra exposta à atmosfera ambiente, como representado esquematicamente na Figura 2.4.

$$R_d = \frac{\delta^*}{a} \quad (1)$$

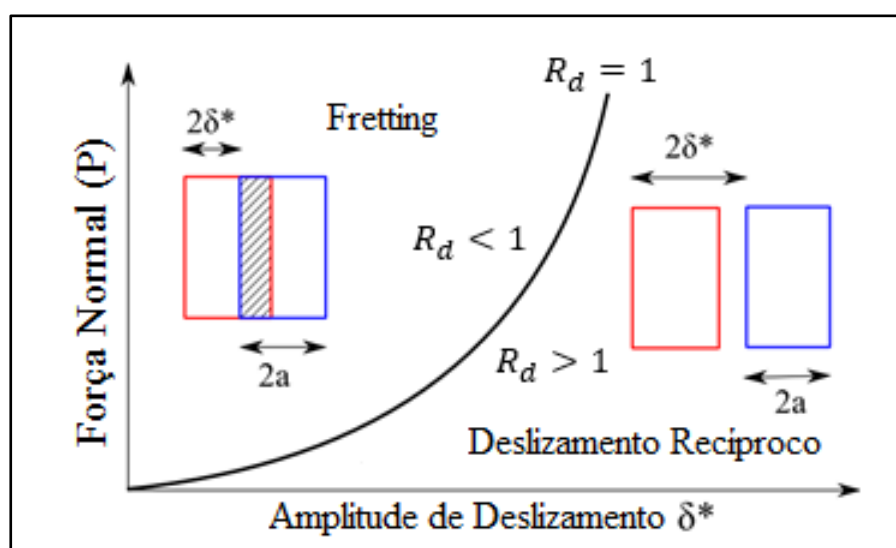


Figura 2.4 - Representação gráfica da transição entre o fenômeno fretting e deslizamento recíproco.

2.3.1. Mapas de fretting

No fenômeno de fretting, em função da força normal aplicada e da amplitude de deslizamento relativo entre os dois corpos, dois modos de deslizamento podem ser distinguidos: o deslizamento parcial e o deslizamento total.

Em função do modo de deslizamento, para se ter uma ideia da evolução dos ciclos com o tempo de teste, foi criado o conceito de regimes de deslizamento. Estes são três, a saber:

- Regime de deslizamento parcial (RDP): Ciclos de carga Q em função do deslocamento imposto δ com formato elíptico. Uma parte da região de contato permanece aderida devido à elasticidade dos materiais. A outra parte, situada nas extremidades do contato, encontra-se em deslizamento. O tamanho da zona de aderência diminui à medida que é aumentada a amplitude de deslizamento;
- Regime deslizamento total (RDT): Ciclos de carga Q em função do deslocamento imposto δ com formato trapezoidal (Figura 2.5). Toda a zona de contato encontra-se em deslizamento. A força tangencial não aumenta mais com o aumento da amplitude de deslizamento. Neste modo, o coeficiente de atrito pode ser definido como a relação $\mu = Q^*/P$;
- Regime de deslizamento misto (RDM): a transição entre os regimes RDP e RDT é observada ao longo de um mesmo teste.

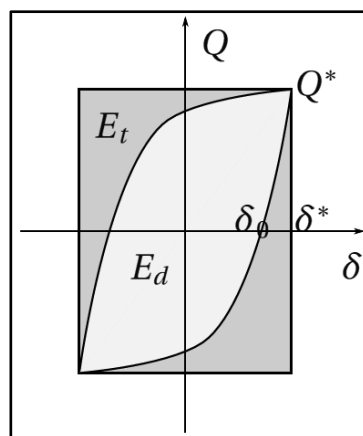


Figura 2.5 - Ciclo de fretting - regime de deslizamento total.

Estes três regimes podem ser representados em um plano em função da força normal e do deslocamento imposto, através de dois mapas: o mapa de solicitação local e o mapa de resposta do material (ver Figura 2.6). Introduzido por Fouvry et al., o mapa de resposta do material define os danos clássicos observados nos problemas de fretting [38]. Note na Figura 2.6 que a nucleação de trincas e sua propagação são predominantes no regime de deslizamento parcial. O desgaste pela formação de detritos é o principal dano no regime de deslizamento total. No regime de deslizamento misto tem-se a competição entre a formação de trincas e o desgaste.

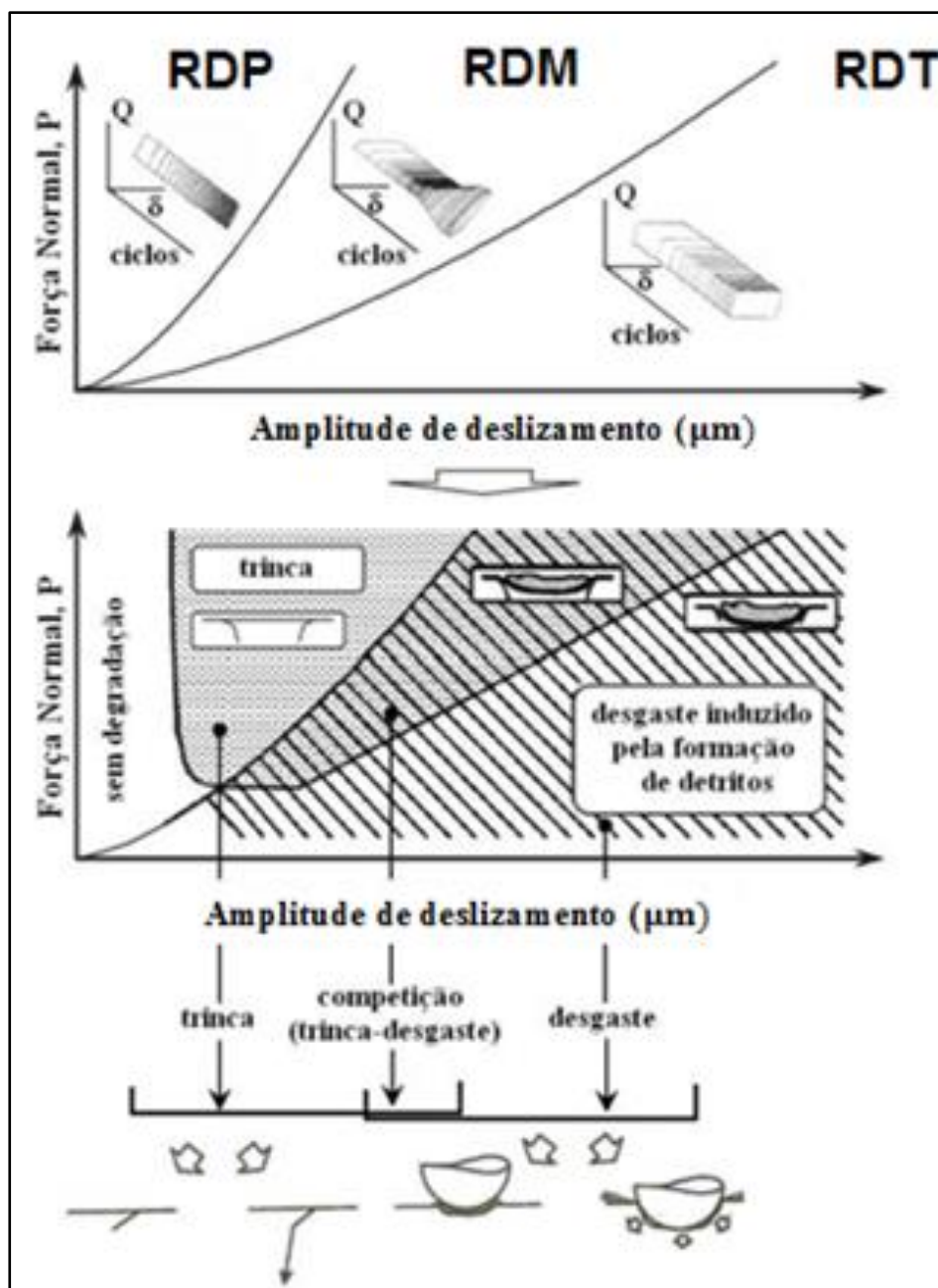


Figura 2.6 - Mapas de fretting: (cima) mapa de solicitação local e (baixo) mapa de resposta do material.

2.4. Fadiga por fretting

O fenômeno do fretting quando associado ao carregamento de fadiga pode reduzir drasticamente a vida útil em fadiga do componente, como pode ser notado na Figura 2.7 [39]. Um dos fatores que podem contribuir para isto é a concentração de tensão local causada pela força de atrito devido ao contato e ao movimento entre as duas superfícies, acelerando o processo de nucleação de trincas.

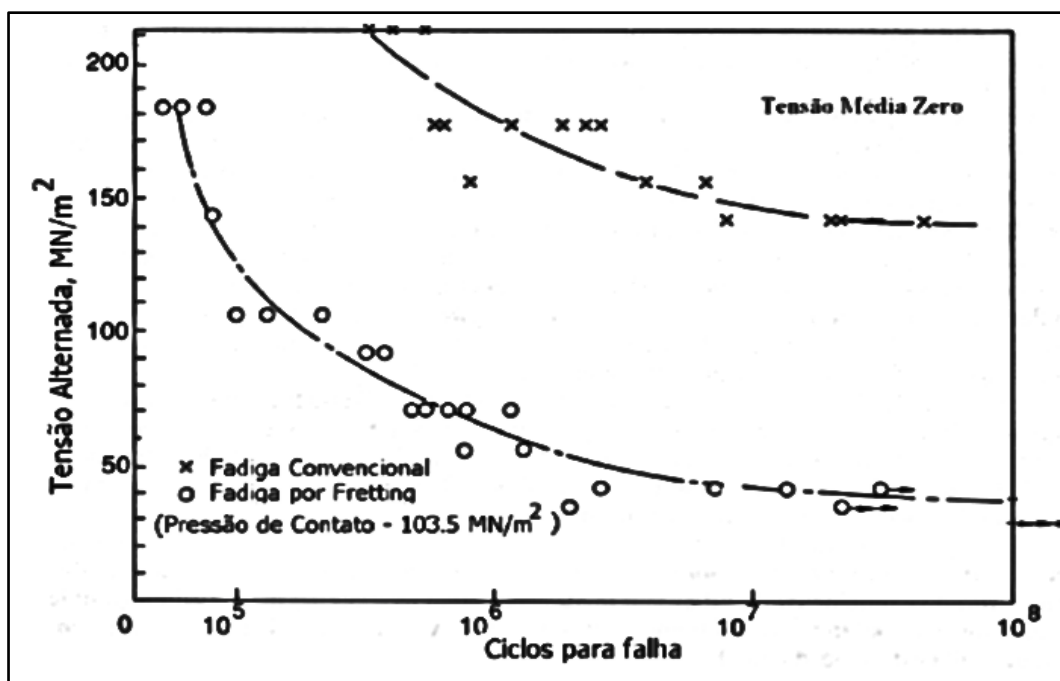


Figura 2.7 - Gráfico ilustrativo da vida em fadiga e da vida em fadiga por fretting na liga de alumínio BSL65 - adaptado [39].

O carregamento de fadiga por fretting é caracterizado pela superposição de um campo de tensão cíclica heterogêneo com presença de um elevado gradiente de tensão devido as cargas de contato (fretting) e um campo de tensão cíclica homogêneo devido ao carregamento remoto de fadiga, conforme apresentado de maneira esquemática na Figura 2.8. A fadiga por fretting possui importantes características que devem ser consideradas em qualquer análise de resultados experimentais e situações de projetos:

- Gradientes de tensões são normalmente elevados, dado a concentração localizada do contato. A magnitude do gradiente de tensões é geralmente muito maior que as tensões características do projeto dos componentes;
- O carregamento local é não uniforme nas vizinhanças do contato, mesmo se a carga externa é aplicada de forma proporcional na superfície;
- Danos localizados na superfície da aplicação podem desempenhar um papel na nucleação de trincas.

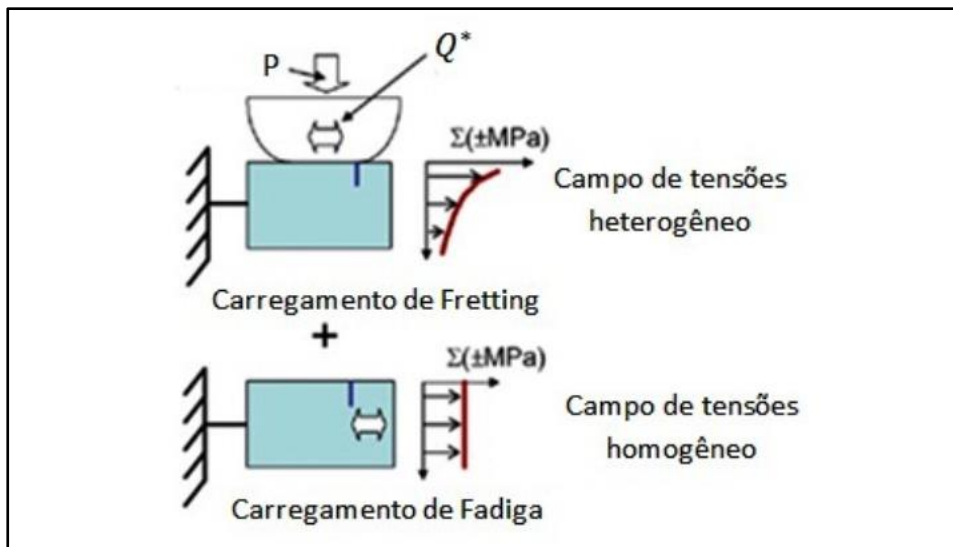


Figura 2.8 - Fadiga por fretting - combinação do carregamento de fretting com o carregamento remoto de fadiga.

2.5.

Nucleação de trincas em condições de fadiga por fretting

Do ponto de vista mecânico, a nucleação de trincas em condições de fadiga por fretting refere-se ao processo de acumulação de dano até o ponto no qual a trinca surge e possui dimensão de um ou dois tamanhos de grão [36]. A análise da nucleação de trincas de fadiga por fretting é mais desafiadora que a sua propagação. Muitos fatores afetam o acúmulo de dano e o número de ciclos para gerar esta trinca, os quais podem ser agrupados em 3 categorias:

- Fatores ligados ao material: tamanho de grão, morfologia, propriedades microestruturais, limite de escoamento e tenacidade à fratura;
- Fatores ambientais: temperatura, meio corrosivo;
- Fatores mecânicos: tensões na superfície de contato, amplitude de micro deslizamento, coeficiente de atrito.

Dentre os fatores mecânicos, as tensões ao nível do contato na nucleação de uma trinca são mais intuitivas. Já a importância da amplitude de deslizamento relativo é mais difícil de modelar, embora venha sendo investigada desde os trabalhos de Nishioka e Hirakawa (1969) [9], que estudaram o regime de deslizamento parcial. Visgo e Söderberg (1988) [40] demonstraram o efeito da amplitude de deslizamento na taxa de desgaste e na vida à fadiga de componentes em condições de fadiga por fretting através do bem conhecido diagrama apresentado na Figura 2.9.

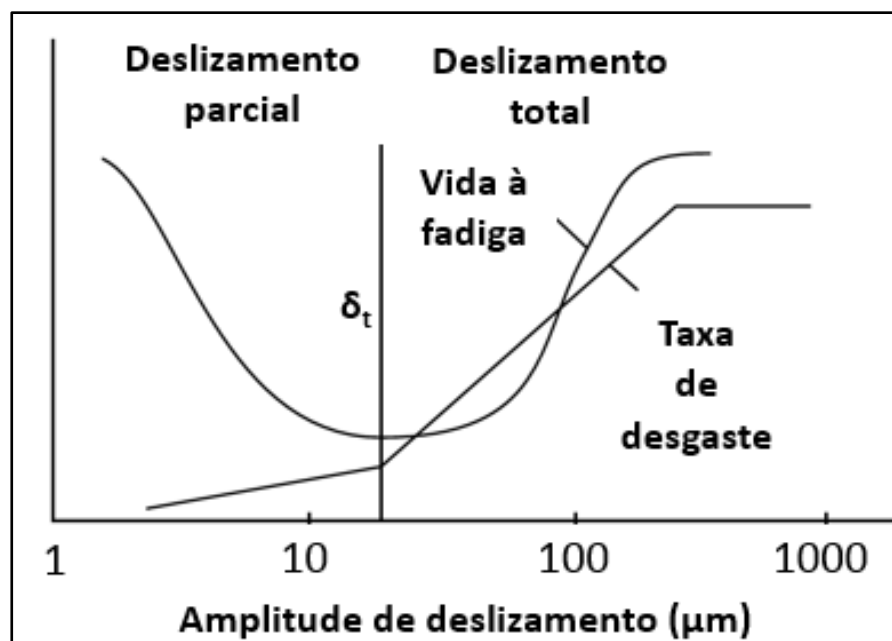


Figura 2.9 - Diagrama esquemático das relações entre amplitude de deslizamento, taxa de desgaste, e vida em condições de fadiga por fretting - adaptado [40].

Em baixas amplitudes de deslizamento, fretting é suave e são observadas vidas longas. A taxa de desgaste é relativamente baixa. À medida que a amplitude de deslizamento aumenta, a vida à fadiga diminui e a taxa de desgaste aumenta. A vida mínima à fadiga é atingida em uma amplitude intermediária, chamada amplitude de transição entre os regimes de deslizamento parcial e total. Após a transição, a taxa de desgaste continua a crescer com o aumento da amplitude de deslizamento. No entanto, a vida à fadiga aumenta nesta região da curva. Apesar de fretting ser extremamente severo e induzir a nucleação de trincas, quando se tem uma elevada taxa de desgaste, as diversas microtrincas que nucleiam devido ao fretting são removidas antes de propagar e assim, para grandes amplitudes de deslizamento, o desgaste se torna a manifestação predominante de fretting.

Devido ao processo contínuo de micro plastificação, à medida que o carregamento evolui surgem bandas de deslizamento nos grãos orientados em direções favoráveis, levando ao surgimento de microtrincas. Durante o carregamento, degraus entre as bandas são formadas na superfície. À medida que o carregamento evolui, extrusões e intrusões ocorrem na superfície pelo deslizamento das bandas. A Figura 2.10 apresenta de maneira esquemática o estágio I de crescimento de uma trinca de fadiga e a formação das bandas de deslizamento. No caso dos metais, microtrincas ou trincas curtas são trincas cujo tamanho possui a mesma ordem de grandeza que o tamanho de grão. Os mecanismos de crescimento

de trincas curtas são diferentes dos mecanismos de trincas longas, cuja taxa de propagação é controlada por ΔK e pode ser modelada através da lei de Paris. Trincas curtas crescem sob uma forma complicada que pode ser afetada pelos mecanismos de fechamento de trinca (*crack closure*), microestrutura e o próprio tamanho da trinca. Estes fatores tornam difícil a modelagem das trincas curtas através da mecânica da fratura linear elástica [41].

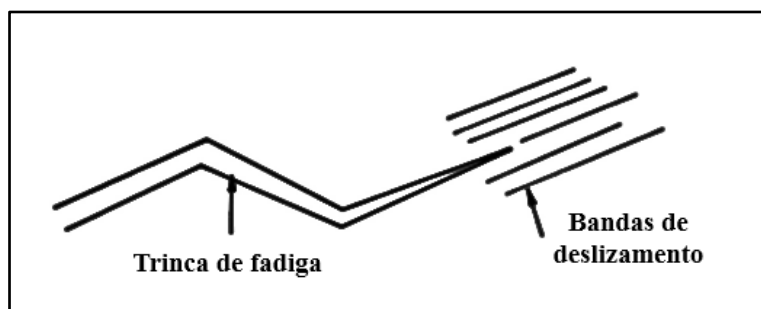


Figura 2.10 - Estágio I de crescimento da trinca de fadiga.

A diferença fundamental entre a fractografia obtida em corpos de prova ensaiados por fadiga por fretting e aqueles ensaiados em fadiga convencional corresponde ao ponto de início da trinca. Para os casos de fadiga por fretting as trincas nucleiam na zona de deslizamento do contato entre a sapata e o corpo de prova *a – c*, geradas principalmente devido ao severo campo de tensão causado nessa região. Na Figura 2.11 podem ser observados os múltiplos sítios de nucleação de trincas de fadiga por fretting. Além disto, existem trincas que propagam e trincas que nucleiam mas cessam. Para estas, a carga remota de fadiga não foi suficiente para propagá-las.

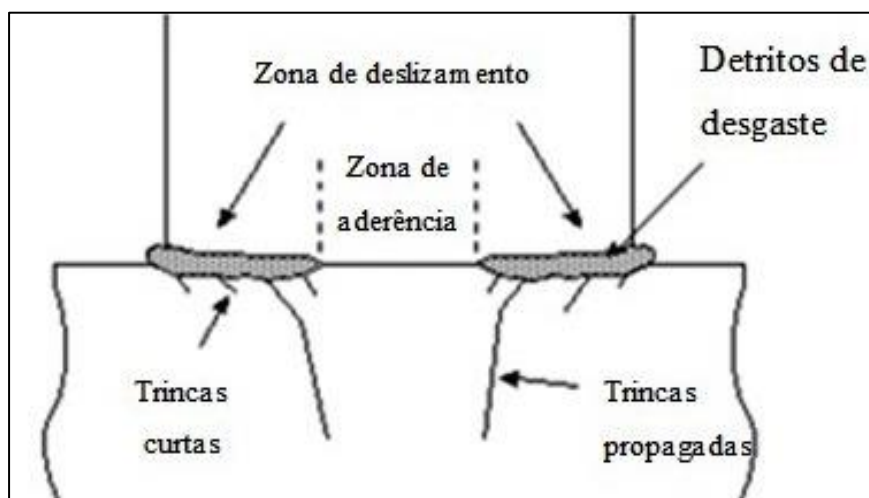


Figura 2.11 - Representação esquemática dos múltiplos sítios de nucleação de trincas que podem ocorrer na zona de deslizamento de um contato mecânico em condições de fadiga por fretting - adaptado [42].

Para os casos de fadiga convencional as trincas nucleiam em algum ponto da superfície do material, causadas principalmente pelo fenômeno de intrusões e extrusões, que são geradas pelo carregamento cíclico [43].

O processo de trincamento de uma peça sob solicitações de fadiga por fretting pode ser dividido em quatro fases de dano, conforme representado de maneira esquemática na Figura 2.12, adaptada da referência [44].

- Fase I: Fase de nucleação; a acomodação de micro deformações plásticas induz uma primeira trinca, em geral da ordem de 10 a 20 μm ;
- Fase II: Propagação em modo II; esta fase é controlada essencialmente pela tensão de cisalhamento e tem uma grande influência dos carregamentos de contato. A trinca segue em geral um plano orientado a 45° em relação à direção da tensão principal máxima. Cinética de propagação própria de trincas curtas;
- Fase III: Propagação em modo I: a propagação é principalmente influenciada pelo carregamento remoto de fadiga. A trinca passa do modo II para o modo I de propagação;
- Fase IV: Ruptura: A trinca atinge um comprimento de modo que $K_I = K_{Ic}$, onde K_{Ic} é a intensidade crítica de tensão para o metal não danificado, que provoca a falha catastrófica da seção transversal.

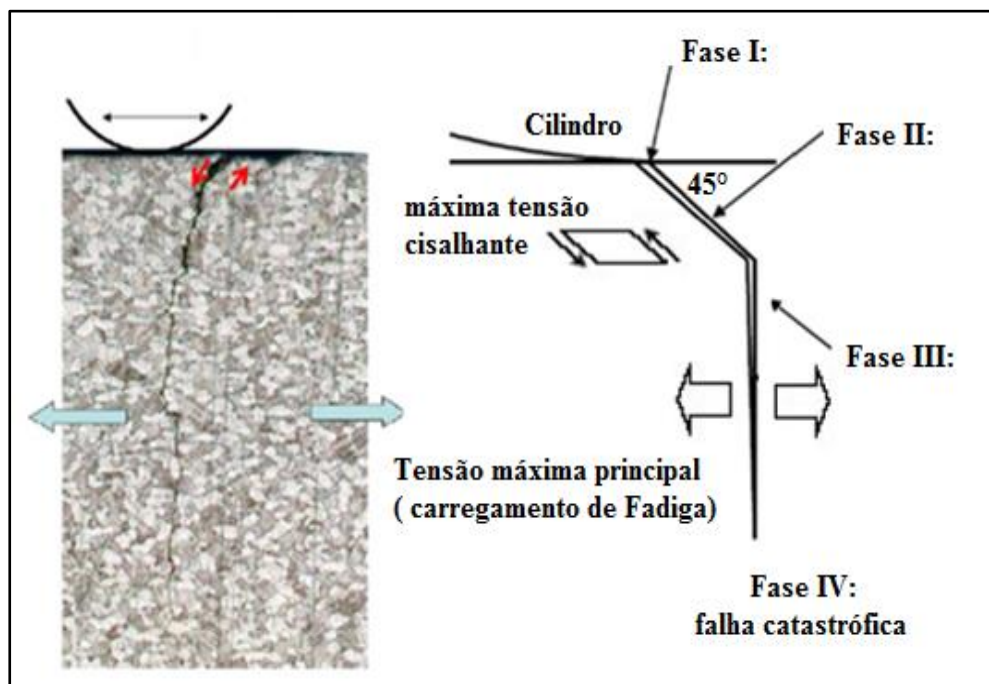


Figura 2.12 - Evolução de uma trinca em ensaios de fadiga por fretting - adaptado [44].

A etapa de nucleação de trincas (fase I) pode ser subdividida em outras duas:

- Formação de microtrinca, a qual é pouco sensível às tensões média e hidrostática (no caso dos metais) pois depende somente do movimento de discordâncias;
- Propagação da microtrinca dominante, a qual depende da abertura das faces da trinca e também da fricção entre as suas faces, tornando-se gradativamente sensível à tensão média aplicada à medida que a microtrinca cresce.

O carregamento remoto de fadiga além de atuar em conjunto com o carregamento de contato na nucleação da trinca, é o responsável pela propagação da trinca gerada. As tensões de contato diminuem de maneira assintótica abaixo da superfície de contato. Assim, devido a esta típica distribuição de tensões, o processo de trincamento sob solicitações de fadiga por fretting pode ocorrer de três maneiras, conforme apresentado na Figura 2.13. Abaixo de um determinado limiar (caso A), os carregamentos de fadiga por fretting não são suficientes para nuclear uma trinca. Esta fase é dominada pelos carregamentos de contato. Este limiar pode ser usado para sistemas que foram projetados para trabalhar sem presença de trinca. Acima deste limiar, duas evoluções podem ser observadas: caso B, onde para carregamentos intermediários uma trinca vai nuclear devido ao elevado gradiente de tensões, mas sua propagação vai cessar pois o carregamento remoto de fadiga, sua força motriz, não é suficiente para que a trinca nucleada propague até a falha. Nestas condições, pode se estabelecer a filosofia de projetos tolerantes a defeitos. O projeto tolerante a defeitos assume que uma estrutura só pode ser considerada segura quando for possível garantir que ela resistirá à cargas e sobrecargas de serviço durante toda a sua vida operacional, de forma previsível e repetitiva, tolerando todas as trincas que possam não ter sido detectadas durante a última inspeção a que tenha sido submetida. Por fim, a evolução C, que ilustra o caso onde ao impor-se conjuntamente carregamentos elevados de contato e remoto de fadiga, a trinca nucleada propaga até a fratura do componente.

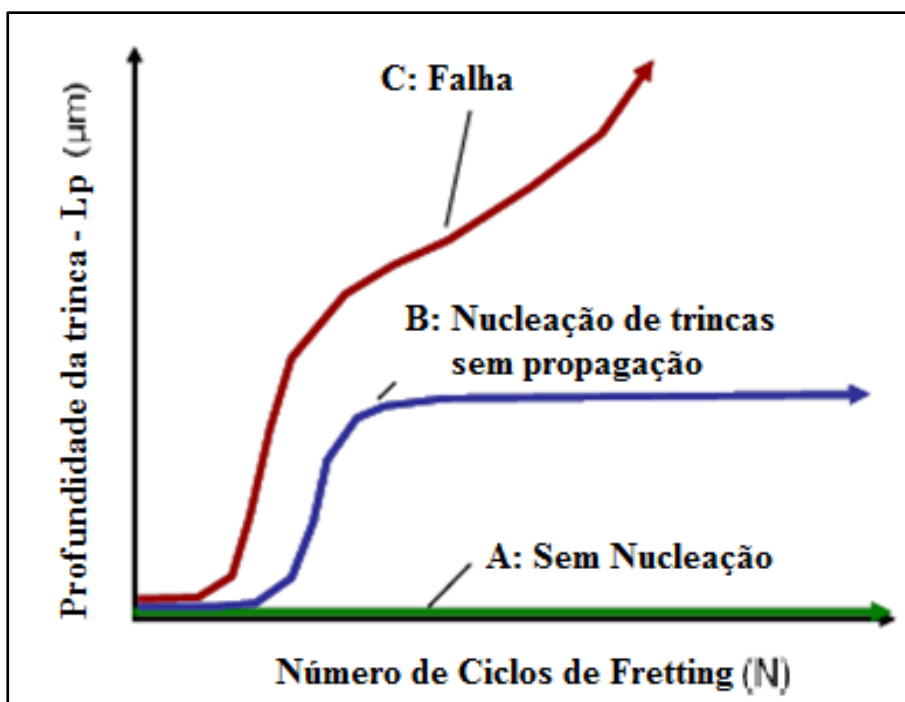


Figura 2.13 - Cenários do processo de trincamento em fadiga por fretting - adaptado [45].

Os modelos considerados neste trabalho são usados para examinar os efeitos das principais variáveis que afetam a nucleação da trinca induzida pelas solicitações de fadiga por fretting, e assim, prever quando a nucleação da trinca deve ocorrer no contato macroscópico e quantos ciclos são esperados para a nucleação da trinca.

2.6.

Solução analítica do campo de tensões de contato - cilindro/plano

Considere a configuração cilindro/plano na Figura 2.14. A expressão analítica para a distribuição de pressão na superfície de contato $p(x)$ foi desenvolvida por Hertz em 1882 [46]. Cattaneo [47] e Mindlin [48] propuseram, de maneira independente, a solução para a distribuição de tensão cisalhante $q(x)$ na superfície de contato em deslizamento parcial. Estas soluções são apresentadas nesta seção.

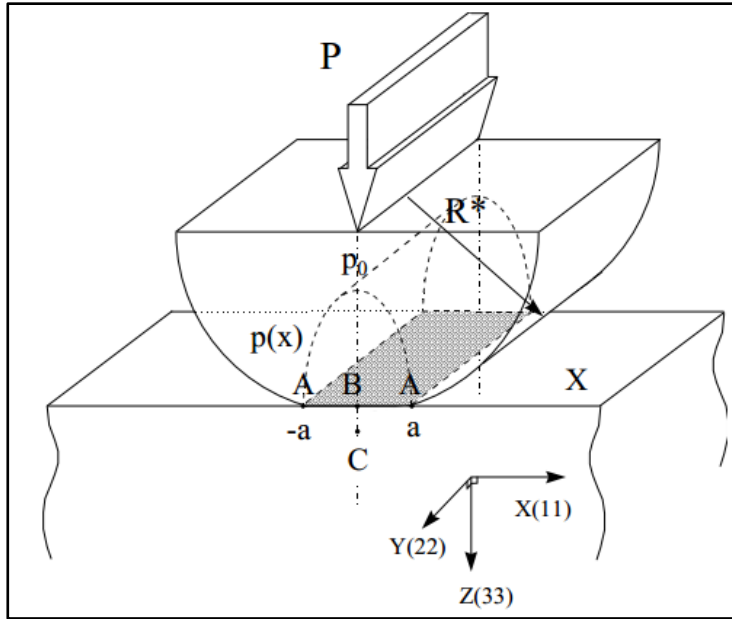


Figura 2.14 - Esquema de um contato cilindro/plano com indentação normal - adaptado [49].

A teoria de Hertz define de forma geral o campo de tensões e de deformações gerado a partir do contato entre duas superfícies. Esta teoria só é válida para os contatos cilindro/plano e esfera/plano. Na teoria de contato elástico de Hertz, as seguintes hipóteses devem ser consideradas:

- As superfícies em contato são contínuas;
- Comportamento linear elástico;
- Os materiais são homogêneos e isotrópicos;
- Os sólidos são considerados como semi-infinitos (o tamanho do contato é pequeno em relação ao raio do cilindro e em relação às dimensões do plano);
- O coeficiente de atrito é constante no contato;
- Os sólidos têm as mesmas propriedades mecânicas.

Para este trabalho, onde as análises serão baseadas essencialmente na solução em elementos finitos do campo de tensão e deformação elastoplástico, é suficiente a análise das equações que serão apresentadas na sequência.

A região de contato é governada por:

$$\frac{1}{A^*} \frac{\delta h(x)}{\delta(x)} = \frac{1}{\pi} \int \frac{p(\zeta)}{x - \zeta} d\zeta - \beta q(x) \quad (2)$$

$$h(x) = v_1(x) - v_2(x) \quad (3)$$

onde $h(x)$ representaria o deslocamento na direção z se as duas superfícies pudessem penetrar uma na outra livremente, conforme ilustrado na Figura 2.15, $p(x)$ é a pressão na zona de contato, $q(x)$ é a tensão de cisalhamento na superfície e ς é a variável de integração.

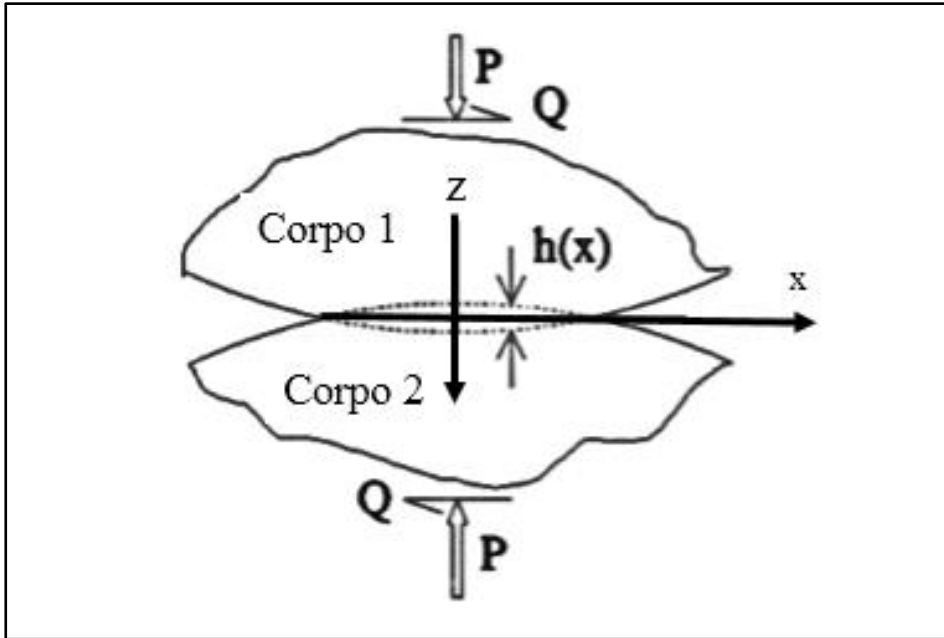


Figura 2.15 - Contato mecânico entre dois sólidos de comportamento elásticos similares submetidos a uma força normal P e uma força tangencial Q - adaptado [36].

Os outros parâmetros (A^* e β) são definidos nas equações (4) e (5) respectivamente.

$$A^* = 2 \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (4)$$

$$\beta = \frac{1}{2A^*} \left(\frac{1 - 2\nu_1}{E_1} + \frac{1 - 2\nu_2}{E_2} \right) \quad (5)$$

onde E_i representa o módulo de elasticidade dos corpos em contato e ν_i o coeficiente de Poisson. Assumindo que os deslocamentos tangenciais possam ser definidos como:

$$g(x) = u_1(x) - u_2(x), \quad (6)$$

A equação (7) pode ser obtida da equação (1), como segue:

$$\frac{1}{A^*} \frac{\delta g(x)}{\delta(x)} = \frac{1}{\pi} \int \frac{q(\varsigma)}{x - \varsigma} d\varsigma - \beta p(x) \quad (7)$$

Considerando que ambos os materiais em contato tem comportamento elástico similar, tem-se $\beta = 0$ e a equação (4) pode ser reescrita como:

$$A^* = 4 \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \right) \quad (8)$$

Como o fretting começa na região de contato do cilindro (sapata) e do plano (corpo de prova de fadiga), após a aplicação da força normal P , os deslocamentos dos pontos adjacentes na zona de aderência no plano e no cilindro serão os mesmos. Assim, não surgem tensões de atrito e a solução do problema continua a mesma.

Ao aplicar-se uma carga tangencial Q que possa causar deslizamento (Figura 2.15), esta carga provoca uma tensão cisalhante $q(x, y)$, dada pela lei de Coulomb que é apresentada na equação (9).

$$|q(x, y)| = -\mu p(x, y) \quad (9)$$

Estas tensões cisalhantes causam o aparecimento de uma distribuição de pressão $p(x, y)$ e de um deslocamento normal. Porém, como as tensões cisalhantes atuam em direções opostas e os corpos são elasticamente similares, o deslocamento de pontos equivalentes na superfície é novamente o mesmo. Uma vez que as tensões cisalhantes dos corpos são iguais em magnitude, porém com sentido contrário, os deslocamentos normais induzidos são os mesmos. Portanto, a distribuição de pressão continua sem ser afetada pelas tensões cisalhantes, o que torna o problema desacoplado.

No contato de fretting existem duas regiões distintas, a zona de aderência $2c$ e a zona de deslizamento $a-c$, como apresentado de maneira esquemática na Figura 2.16. Na zona de aderência, as superfícies de contato estão aderidas e a força tangencial é menor que o valor limite para o movimento. Na zona de deslizamento, há movimento, pois a tensão normal tende para zero à medida que se afasta do centro do contato e, portanto, seria necessário um coeficiente de atrito infinito para prevenir o deslizamento.

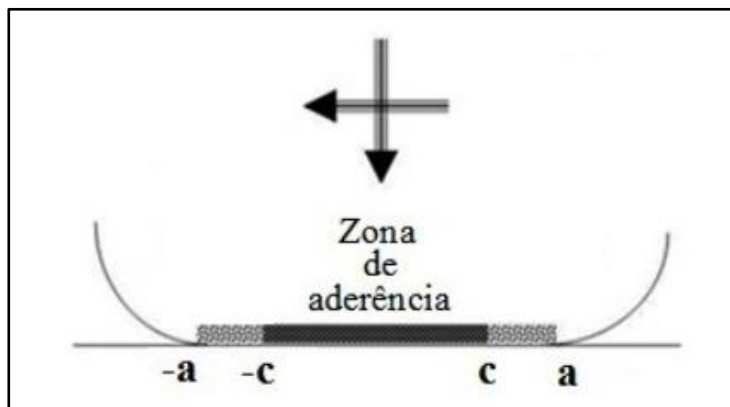


Figura 2.16 - Definição das zonas de aderência e deslizamento em condições de fretting - adaptado [50].

Para materiais similares em contato, a distribuição de pressão na superfície de contato não é afetada pela distribuição de cisalhamento (hipótese válida para o contato elástico) e pode ser escrita como:

$$p(x) = p_0 \sqrt{1 - (x/a)^2} \quad (10)$$

onde p_0 é a pressão de pico (solução elástica de Hertz) e a é a semi-largura de contato. O pico de pressão p_0 pode ser determinado através da equação (11).

$$p_0 = \frac{2P_L}{\pi a} = \frac{4}{\pi} p_m = \left(\frac{P_L E^*}{\pi R_{eq}} \right)^{1/2} \quad (11)$$

O parâmetro p_m é a pressão média e P_L é a força aplicada ao contato por unidade de comprimento. O módulo de elasticidade equivalente E^* é obtido a partir da equação (12).

$$E^* = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (12)$$

O parâmetro R_{eq} que representa o raio equivalente é definido pela equação (13). Nesta equação, R_C e R_P são os raios do cilindro e do plano respectivamente. No caso do plano, o raio é considerado infinito e o segundo termo desta equação reduz-se a zero.

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_C} + \frac{1}{R_P} \quad (13)$$

A semi-largura da zona de contato a pode ser calculada a partir da equação (15) que é obtida ao rearranjar-se a equação (14).

$$P_L = \frac{(\pi a^2 E^*)}{4 R_{eq}} \quad (14)$$

Rearranjando os termos, segue:

$$a = \left(\frac{4 P_L R_{eq}}{\pi E^*} \right)^{1/2} \quad (15)$$

Em caso de fadiga por fretting na presença de carregamento remoto de fadiga, a análise de tensão no contato deve levar em consideração a excentricidade e induzida pelo carregamento remoto de fadiga. Para o caso onde os carregamentos de fretting e de fadiga são colineares e em fase, a análise pode ser reduzida à extremidade anterior do contato ($x/a < 0$) e a solução para a distribuição de tensão cisalhante na superfície de contato é dada por:

$$q(x) = \begin{cases} q_0 \sqrt{1 - (x/a)^2}, & \text{se } -a \leq x < -c + e \\ q_0 \left[\sqrt{1 - (x/a)^2} - c/a \sqrt{1 - \left(\frac{x-e}{c}\right)^2} \right], & \text{se } -c + e \leq x \leq c + e \\ q_0 \sqrt{1 - (x/a)^2}, & \text{se } c + e \leq x \leq a \end{cases} \quad (16)$$

onde q_0 é o valor máximo da tensão cisalhante na superfície de contato, c é o tamanho da semi-largura da zona de aderência e e representa a excentricidade induzida na distribuição de tensão cisalhante pela carga remota. Esses parâmetros são dados pelas equações a seguir:

$$q_0 = \mu p_0 \quad (17)$$

$$\frac{c}{a} = \left(\sqrt{1 - \left| \frac{Q^*}{\mu P} \right|} \right) \quad (18)$$

$$e = \left[\frac{a}{4q_0} \sigma_{max} \right] \quad (19)$$

A equação (16) apresenta a distribuição de tensão na superfície de contato quando $Q = Q_0$ (valor máximo, $1/4$ do ciclo), mas as tensões cisalhantes na superfície de contato podem ser computadas em cada instante de tempo como demonstrado na referência [36]. Uma vez determinada as tensões na superfície $p(x)$ e $q(x)$, ilustradas na Figura 2.17, as tensões elásticas na sub superfície do contato podem ser computadas usando as equações disponíveis na referência [51].

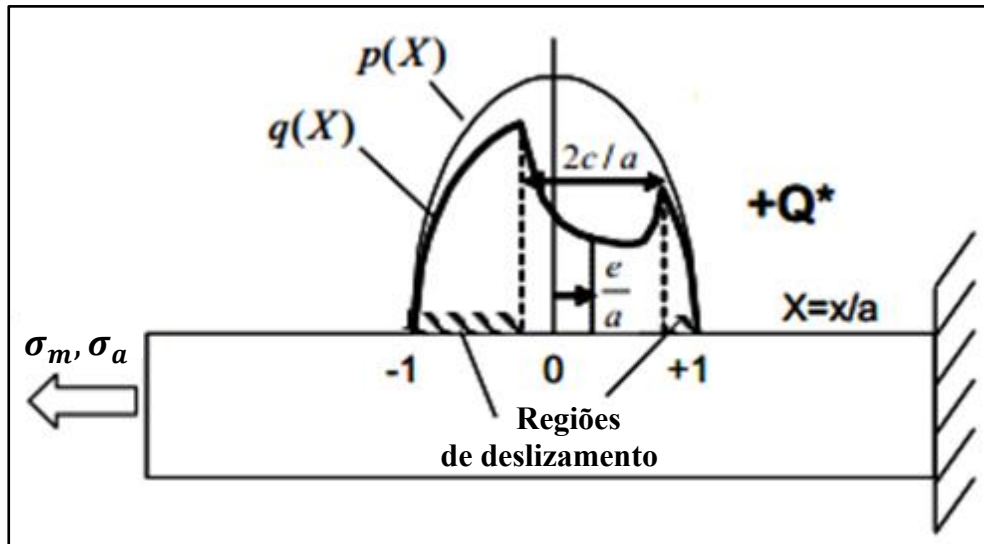


Figura 2.17 - Representação esquemática da distribuição de pressão $p(x)$ e de cisalhamento $q(x)$ na superfície de contato para uma configuração cilindro/plano sob sollicitação de fadiga por fretting em deslizamento parcial.

Quatro combinações de superposição são necessárias para compor o campo de tensão nos estados de carregamento máximo, mínimo, descarregamento e recarregamento. Estes tensores podem ser avaliados na condição do estado plano de deformação usando-se os potenciais de Muskhelishvili [52]. Considerando-se as componentes de tensão normalizadas pela pressão máxima Hertziana (p_0), tem-se: a carga máxima dada pela equação (20), o descarregamento pela equação (21), a carga mínima pela equação (22) e o recarregamento pela equação (23).

$$\frac{\sigma_{ij}(x, y)}{p_0} = \left(\frac{\sigma_{ij}^n \left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a} \right)}{p_0} \right) + \mu \left(\frac{\sigma_{ij}^t \left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a} \right)}{\mu p_0} \right) - \mu \frac{c}{a} \left(\frac{\sigma_{ij}^t \left(\frac{x-e}{c}, \frac{y}{c} \right)}{\mu p_0} \right) + \frac{\sigma_B}{p_0} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_{ij}(x, y)}{p_0} = & \left(\frac{\sigma_{ij}^n \left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a} \right)}{p_0} \right) - \mu \left(\frac{\sigma_{ij}^t \left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a} \right)}{\mu p_0} \right) + 2\mu \frac{c'}{a} \left(\frac{\sigma_{ij}^t \left(\frac{x-e'}{c'}, \frac{y}{c'} \right)}{\mu p_0} \right) \\ & - \mu \frac{c}{a} \left(\frac{\sigma_{ij}^t \left(\frac{x-e}{c}, \frac{y}{c} \right)}{\mu p_0} \right) + \frac{\sigma_B}{p_0} \end{aligned} \quad (21)$$

$$\frac{\sigma_{ij}(x, y)}{p_0} = \left(\frac{\sigma_{ij}^n \left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a} \right)}{p_0} \right) - \mu \left(\frac{\sigma_{ij}^t \left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a} \right)}{\mu p_0} \right) + \mu \frac{c}{a} \left(\frac{\sigma_{ij}^t \left(\frac{x-e}{c}, \frac{y}{c} \right)}{\mu p_0} \right) + \frac{\sigma_B}{p_0} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_{ij}(x, y)}{p_0} = & \left(\frac{\sigma_{ij}^n \left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a} \right)}{p_0} \right) + \mu \left(\frac{\sigma_{ij}^t \left(\frac{x}{a}, \frac{y}{a} \right)}{\mu p_0} \right) - 2\mu \frac{c'}{a} \left(\frac{\sigma_{ij}^t \left(\frac{x-e'}{c'}, \frac{y}{c'} \right)}{\mu p_0} \right) \\ & + \mu \frac{c}{a} \left(\frac{\sigma_{ij}^t \left(\frac{x-e}{c}, \frac{y}{c} \right)}{\mu p_0} \right) + \frac{\sigma_B}{p_0} \end{aligned} \quad (23)$$

onde os sobrescritos n e t referem-se aos tensores de tensão produzidos pelos carregamentos normal e tangencial respectivamente e σ_B é a tensão remota de fadiga (*bulk stress*). Note que os índices i, j podem assumir qualquer uma das direções de referência do modelo.

3

Fadiga uni e multiaxial

Este capítulo apresenta uma revisão dos principais conceitos de fadiga uniaxial e multiaxial usados ao longo deste trabalho. As abordagens local e não-local utilizadas para a previsão do risco de nucleação de trincas sob solicitação de fadiga por fretting, que na sua essência é um problema multiaxial, também são discutidas.

3.1.

Fadiga uniaxial

Materiais submetidos a cargas alternadas rompem sob tensões inferiores às necessárias para ocasionar fratura sob cargas estáticas. O dano neles acumulado ao longo do tempo pode provocar a nucleação e a propagação de trincas de fadiga. As falhas por fadiga são localizadas, progressivas e cumulativas. Logo, a modelagem do trincamento por fadiga pode e deve ser tratada como um problema local, que pouco depende das tensões na peça como um todo. A nucleação da trinca depende dos detalhes da geometria e do material do ponto crítico da peça, e da história de tensões e deformações que nele atua. Já a propagação da trinca que é paulatina e estável, depende da história dos fatores de intensidade de tensões que a solicita em serviço, mas a fratura final da peça pode ser brusca, quase instantânea [53]. Outros fatores como meio ambiente, a temperatura e a frequência também têm influência significativa neste processo. Existem três modos de propagação de trincas, que podem ser vistos na Figura 3.1.

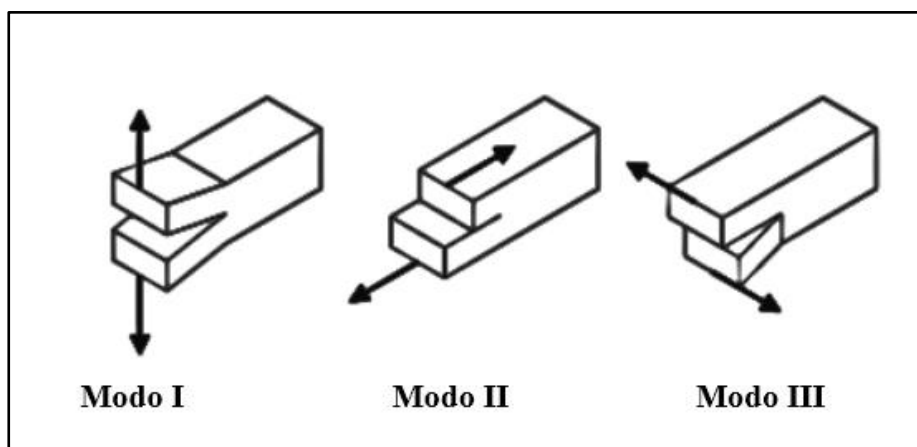


Figura 3.1 - Modos de propagação de trincas.

Cargas de fadiga induzem tensões variáveis ao longo do tempo, que podem ser caracterizadas por:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (24)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (25)$$

onde σ_m e σ_a são as componentes média e alternada da tensão e a razão de *tensão* R é definida por:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (26)$$

Cargas de fadiga podem ser caracterizadas pelo par σ_m e σ_a ou ainda pelo par R e σ_a , conforme apresentado esquematicamente na Figura 3.2. Cargas reversíveis têm $R = -1$. Para $R = 0$, as cargas são ditas pulsantes. O efeito da tensão média e da razão de tensão sobre a vida à fadiga uniaxial é apresentado na Figura 3.3 (a) e (b) respectivamente.

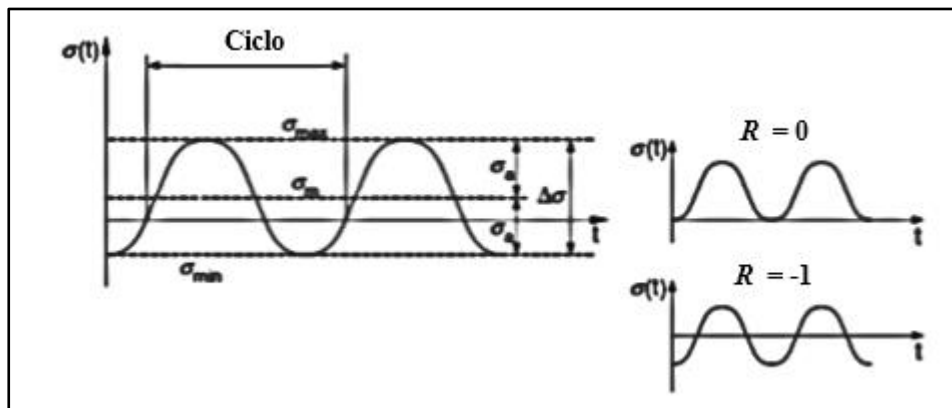


Figura 3.2 - Definição das principais quantidades usadas na previsão do dano à fadiga uniaxial.

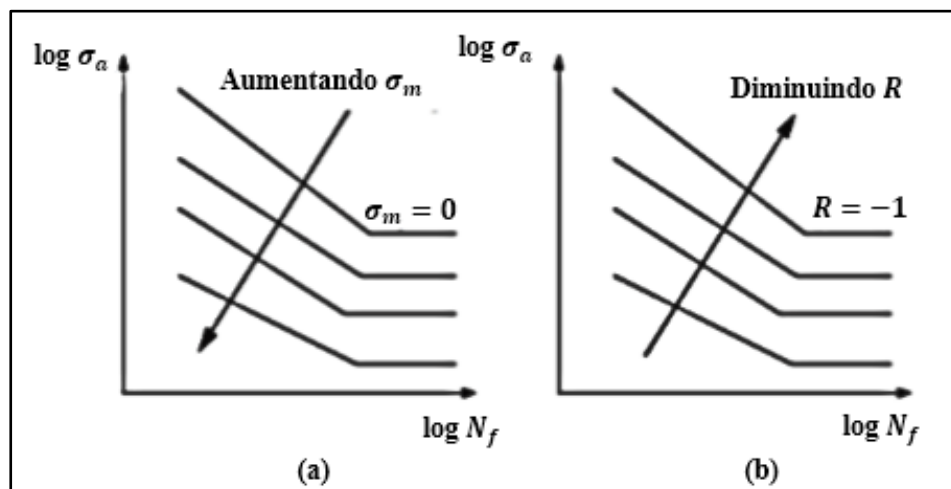


Figura 3.3 - Efeito da tensão média e da razão de tensão na vida à fadiga de um componente.

O conceito de tensão versus vida à fadiga (método S-N) foi introduzido por Wöhler em 1860. A Figura 3.4 apresenta uma típica curva S-N para aços e as contribuições dos processos de nucleação e propagação para a vida total à fadiga. A fração para a nucleação de uma trinca dominante de fadiga pode ser 0%, para espécimes com severos concentradores de tensão, até 80% para espécimes devidamente preparados, nominalmente livres de defeitos [2]. A curva S-N pode ser apresentada em escala log-log com amplitude de tensão constante e completamente reversível em função do número de reversões de carga para falha $2N_f$, no que se conhece como relação de Basquin (1910), que é dada por:

$$\sigma_a = \sigma'_c (2N_f)^{b'} \quad (27)$$

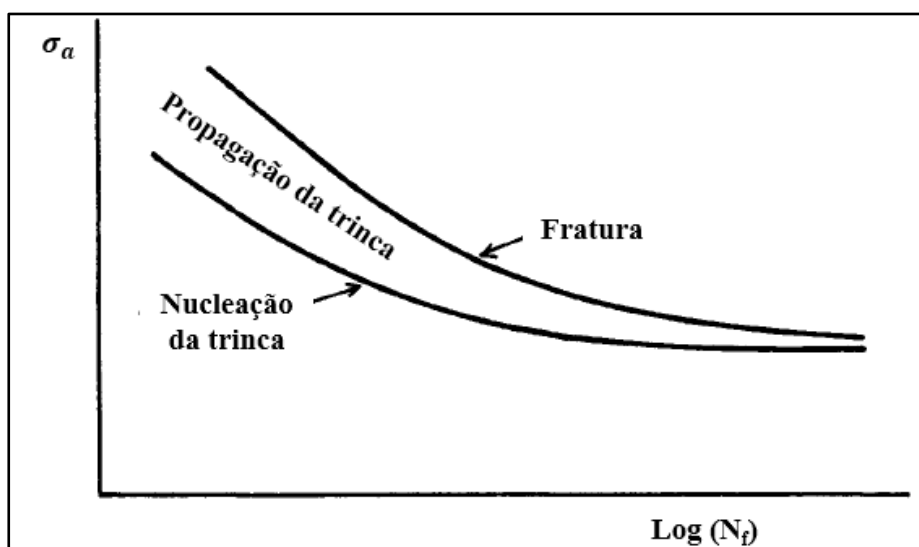


Figura 3.4 - Curva S-N - contribuições dos processos de nucleação e propagação na vida total à fadiga - adaptado [54].

Cargas cíclicas de baixa amplitude induzem primariamente deformações elásticas em um componente que é projetado para vida longa à fadiga, no que é conhecido como fadiga de alto ciclo (HCF, do termo em inglês *high cycle fatigue*). Quando deformações plásticas consideráveis ocorrem como consequência de, e.g., elevadas amplitudes de tensão ou de concentração de tensão, a vida à fadiga é reduzida significativamente. Neste caso o projeto à fadiga é conhecido como fadiga de baixo ciclo (LCF, do termo em inglês *low cycle fatigue*). De maneira geral, para aços, considera-se entre 10^2 - 10^3 ciclos para o regime de LCF, onde deformações plásticas são dominantes. Para o regime HCF, onde deformações elásticas são dominantes, tem-se entre 10^3 - 10^5 ciclos (ou mais). De forma geral, para aços a vida infinita é atribuída a uma vida de pelo menos 10^6 ciclos. Ao observar o importante

papel das deformações plásticas no acúmulo de dano por fadiga, Coffin (1954) e Manson (1954) propuseram de maneira independente uma relação baseada na deformação plástica para caracterização da LCF. A curva que relaciona a amplitude da deformação total com a vida à fadiga é apresentada na Figura 3.5. Esta é geralmente chamada de relação de Coffin-Manson e pode ser obtida através da seguinte equação:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_C}{E} (2N_f)^{b'} + \varepsilon'_C (2N_f)^{c'} \quad (28)$$

onde σ'_C e ε'_C são respectivamente os coeficientes elástico e plástico de Coffin-Manson e b' e c' são respectivamente os expoentes elástico e plástico de Coffin-Manson.

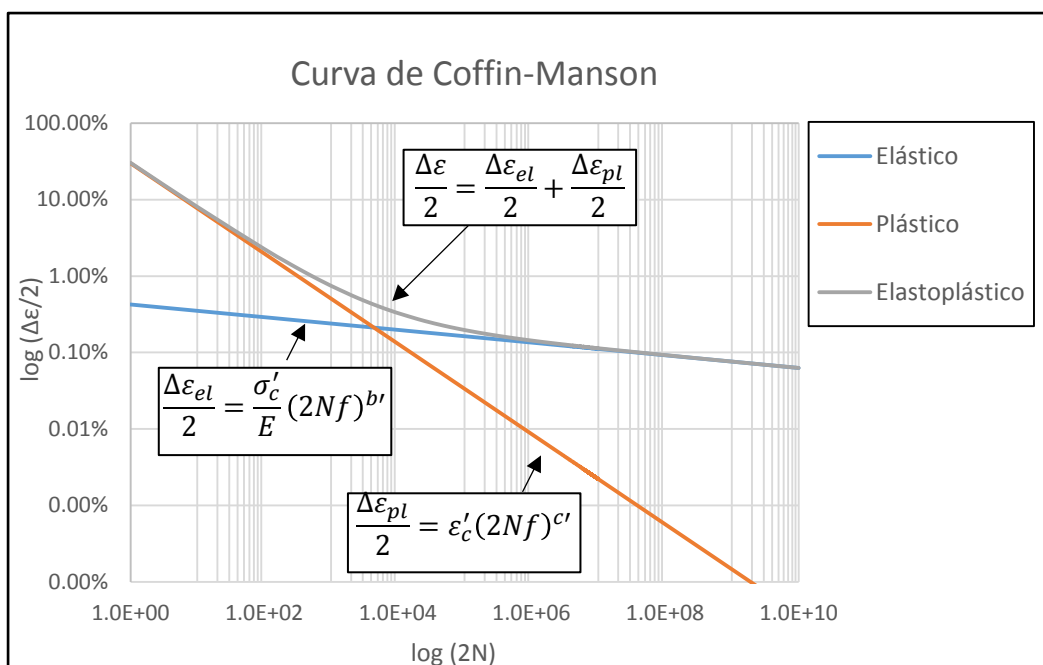


Figura 3.5 - Deformações elástica, plástica e total versus vida à fadiga - curvas construídas com as propriedades estimadas para o aço AISI 1034.

3.2. Fadiga multiaxial

As cargas reais de serviço podem atuar em um ou vários pontos da peça, e podem provir de uma única ou múltiplas fontes, coerentes ou não. No caso geral estas cargas podem induzir fletores, torsões, normais e/ou cortantes, que combinados geram tensões bi ou tri axiais no(s) ponto(s) crítico(s) da peça. A nucleação e ou propagação de uma trinca por fadiga nestas condições é chamada de fadiga multiaxial [53].

O problema de fadiga por fretting é essencialmente um problema multiaxial. As trincas nucleariam sob um estado de tensão multiaxial na região de contato do material. O estado de tensões tem natureza multiaxial devido às tensões remotas de fadiga e ao carregamento normal aplicado.

Para o contato cilindro/plano em deslizamento parcial é importante realçar os três tipos de tensão observadas localmente na superfície de contato (ver Figura 3.6), conforme discutido em [55]. Na parte externa do contato e na sua borda, o estado de tensão local é uniaxial e proporcional (onde é válida a hipótese de superfície livre pois $\sigma_{zz} = \tau_{xz} = 0$). À medida que se afasta da extremidade anterior do contato em direção ao seu centro e nos pontos na subsuperfície de contato, os tensões tornam-se não-proporcionais (o fator de não-proporcionalidade F_{np} das tensões aumenta). Na região em aderência o estado de tensões é afim. Neste trabalho as análises foram feitas nas vizinhanças da extremidade anterior do contato, sendo consideradas as tensões proporcionais.

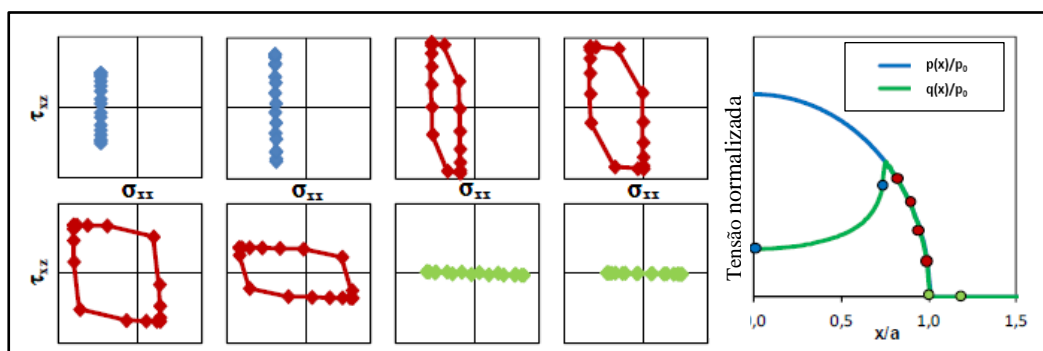


Figura 3.6 - Trajetos de tensões locais em função da posição no contato cilindro/plano em deslizamento parcial: zona em aderência (azul), zona em deslizamento (vermelha), extremidade anterior e pontos fora do contato (verde).

Para alguns materiais como o aço inox austenítico $\alpha_{np} = 1$, e.g., uma história de carregamentos NP é bem mais danosa que uma outra proporcional de mesmos $\Delta\gamma_{\max}$ e $\Delta\epsilon_{\perp}$ pois o encruamento NP eleva o valor de $\sigma_{\perp\max}$, onde $0 < \alpha_{np} < 1$ é uma constante de encruamento NP que depende do material. Para os aços carbono este efeito é considerado médio ($\alpha_{np} = 0,3$). Note que histórias proporcionais não provocam encruamento NP. Os métodos de envelope convexo são usados em histórias NP para relacionar o caminho das histórias de tensões com as gamas de tensões usadas nos modelos multiaxiais de dano por fadiga. Um envelope convexo é a menor região convexa que contém um conjunto de pontos. Em um modelo multiaxial baseado no plano crítico, um envelope convexo pode

caracterizar de forma apropriada a severidade do carregamento que eventualmente conduz à falha por fadiga. Mais informações sobre os métodos de envelope convexo podem ser encontradas na referência [56].

Um critério multiaxial de fadiga permite distinguir entre todos os trajetos de carregamento aquele que pode danificar a estrutura. Um ponto chave na interpretação do dano à fadiga multiaxial é descobrir uma relação entre o dano causado pelas componentes axial e cisalhante e quantificar o efeito combinado destas componentes os quais são muito diferentes um do outro [57]. O objetivo é determinar uma combinação das componentes axiais e cisalhantes de forma a reduzi-las ao mesmo espaço.

Os modelos de dano por fadiga podem ser separados em três categorias: modelos baseados nas tensões solicitantes, modelos baseados nas deformações solicitantes e modelos energéticos onde, respectivamente, as gamas de tensões, as gamas de deformações e o produto das tensões pelas deformações são relacionadas ao número de ciclos para nucleação da trinca. Os modelos de fadiga baseados nas tensões solicitantes se aplicam somente para vidas longas à fadiga (HCF). Estes só são aplicáveis quando a tensão de Mises for muito menor que a resistência ao escoamento cíclico do material (como no projeto S-N). Por outro lado, os modelos baseados em deformação e os modelos energéticos são válidos para qualquer vida (HCF e LCF).

Nas seções a seguir serão apresentados os modelos multiaxiais de dano por fadiga considerados neste trabalho. Uma descrição detalhada das principais definições e grandezas abordadas na fadiga multiaxial pode ser verificada no apêndice A (seção 10.1.).

Deve ser enfatizado que os modelos de fadiga multiaxial da forma que foram implementados neste trabalho (ver seções 10.2.2, 10.2.3, 10.2.4 e 10.2.5) só são válidos para carregamentos proporcionais e com amplitude constante. Caso contrário, seria necessário o uso de *rainflow* multiaxial para a contagem de ciclos e cálculo de amplitudes equivalentes.

3.3.

Modelos multiaxiais de fadiga baseados no plano crítico

Esta abordagem supõe que as trincas nucleiam em um plano particular, chamado de plano crítico. Introduzida por Findley [58], a abordagem de plano crítico reflete a natureza física do processo de fadiga indicando tanto a vida à fadiga quanto a orientação do plano de falha.

Segundo a abordagem do plano crítico, as tensões e deformações durante o carregamento cíclico devem ser verificadas em diferentes orientações no material. O plano mais carregado é usado para prever o risco de falha por fadiga. No plano crítico as tensões normais têm o papel de abrir as trincas. Desta forma, o atrito entre as superfícies com trinca é diminuído e a tensão cisalhante induz deslocamento das linhas de deslizamento, gerando a nucleação e propagação de trincas.

Neste trabalho, o plano crítico é aquele que maximiza o parâmetro de dano de cada modelo multiaxial de fadiga. Por exemplo, considerando o modelo de Findley clássico, o plano crítico seria aquele de máxima amplitude de tensão cisalhante. No entanto, neste trabalho, o plano crítico de Findley é aquele onde a combinação linear entre a amplitude de tensão cisalhante e a tensão normal ao plano candidato é maximizada, conforme sugerido em [59].

3.3.1.

Definição das componentes de tensão e deformação no plano crítico

Geralmente as tensões e deformações são representadas pelo tensor 3 x 3 de Cauchy com 9 elementos.

$$|\sigma_{ij}| = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (29)$$

$$|\varepsilon_{ij}| = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{xy} & \varepsilon_y & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{xz} & \varepsilon_{yz} & \varepsilon_z \end{bmatrix} \quad (30)$$

Assumindo-se a condição de estado plano de deformações, o estado de tensão em qualquer ponto do contato é dado por:

$$|\sigma_{ij}| = \begin{bmatrix} \sigma_x & 0 & \tau_{xz} \\ 0 & \sigma_y & 0 \\ \tau_{xz} & 0 & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (31)$$

onde,

$$\sigma_y = \nu \cdot (\sigma_x + \sigma_z) \quad (32)$$

A tensão e a deformação desviadora são definidas pela diferença entre a tensão ou a deformação e sua componente hidrostática $\sigma_h = (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)/3$ e $\varepsilon_h = (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z)/3$, que podem ser representadas por um tensor de Cauchy $[S_{ij}]$ e $[e_{ij}]$:

$$[S_{ij}] = \begin{bmatrix} S_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & S_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & S_{zz} \end{bmatrix} \quad (33)$$

$$[e_{ij}] = \begin{bmatrix} e_{xx} & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{xy} & e_{yy} & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{xz} & \varepsilon_{yz} & e_{zz} \end{bmatrix} \quad (34)$$

onde,

$$\begin{aligned} S_x &= \sigma_x - \sigma_h = (2\sigma_x - \sigma_y - \sigma_z)/3 \\ S_y &= \sigma_y - \sigma_h = (2\sigma_y - \sigma_x - \sigma_z)/3 \\ S_z &= \sigma_z - \sigma_h = (2\sigma_z - \sigma_x - \sigma_y)/3 \\ e_x &= \varepsilon_x - \varepsilon_h = (2\varepsilon_x - \varepsilon_y - \varepsilon_z)/3 \\ e_y &= \varepsilon_y - \varepsilon_h = (2\varepsilon_y - \varepsilon_x - \varepsilon_z)/3 \\ e_z &= \varepsilon_z - \varepsilon_h = (2\varepsilon_z - \varepsilon_x - \varepsilon_y)/3 \end{aligned} \quad (35)$$

Se todas as tensões cisalhantes forem zero, então x, y e z representam as direções principais, e o estado de tensões principais $\sigma_x - \sigma_y - \sigma_z$ pode ser representado por um vetor $[\sigma_x \ \sigma_y \ \sigma_z]^T$.

Os pontos de tensão desviadora $[S_x \ S_y \ S_z]^T$ descrevem um plano nesta direção principal chamado de plano desviador, que consiste em um dos oito planos octaédricos. Qualquer plano paralelo ao plano desviador é também chamado de plano desviador e a tensão normal ao plano desviador é associada com um vetor de tensão hidrostática $[\sigma_h \ \sigma_h \ \sigma_h]^T$. Note que a componente hidrostática do tensor desviador de tensões e deformações é sempre zero, uma vez que $S_x + S_y + S_z = (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) - 3\sigma_h = 0$ e $e_x + e_y + e_z = (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) - 3\varepsilon_h = 0$. Qualquer tensão ou deformação pode se decompor em duas componentes, desviadora e hidrostática, e.g., $[\sigma_x \ \sigma_y \ \sigma_z]^T = [S_x \ S_y \ S_z]^T + [\sigma_h \ \sigma_h \ \sigma_h]^T$. Estas componentes são ortogonais, já que o produto escalar entre elas é zero : $S_x - \sigma_h + S_y - \sigma_h + S_z - \sigma_h = (S_x + S_y + S_z) - 3\sigma_h = 0$.

Ilyushin [60] representou o tensor de tensão e deformação como um vetor de 9 dimensões, evitando a necessidade de tratar operações tensoriais. Voigt e Mandel propuseram um representação ainda melhor, considerando as vantagens das

simetrias $\tau_{ij} = \tau_{ji}$ e $\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ji}$ com $i \neq j$ para expressar as tensões e deformações como um vetor de 6 dimensões (6D).

Como demonstrado em [59], as tensões no plano crítico podem ser determinadas utilizando-se o vetor de Voigt-Mandel, que é equivalente a representação tensorial, entretanto requer somente 6 componentes. As tensões e deformações projetada no plano candidato a ser plano crítico (θ, ϕ) são mostradas esquematicamente na Figura 3.7. A tensão e a deformação normais ao plano crítico (modo I de falha) são representadas por σ_{\perp} e ε_{\perp} respectivamente. As tensões e deformação cisalhantes são τ_A e γ_A (modo II) e τ_B e γ_B (modo III).

A solução geral para as tensões e deformações no sistema de referência $x''-y''-z''$, assumindo-se a hipótese de estado plano de deformações, é apresentada da equação (36) à equação (41).

$$\tau_A = -\frac{1}{2}[\sigma_{xx}\text{sen}(2\theta)\sin(\phi) - \sigma_{yy}\text{sen}(2\theta)\sin(\phi) + 2\sigma_{xz}\cos(\phi)\sin(\theta)] \quad (36)$$

$$\tau_B = \frac{1}{2}[\sigma_{xx}\text{sen}(2\phi)\cos^2(\theta) + \sigma_{yy}\text{sen}(2\phi)\text{sen}^2(\theta) - \sigma_{zz}\sin(2\phi) + 2\sigma_{xz}\cos(2\phi)\cos(\theta)] \quad (37)$$

$$\sigma_{\perp} = \sigma_{xx}\cos^2(\theta)\text{sen}^2(\phi) + \sigma_{yy}\text{sen}^2(\theta)\text{sen}^2(\phi) + \sigma_{zz}\cos^2(\phi) + \sigma_{xz}\text{sen}(2\phi)\cos(\theta) \quad (38)$$

$$\gamma_A = -\frac{1}{2}[\varepsilon_{xx}\text{sen}(2\theta)\sin(\phi) + 2\varepsilon_{xz}\cos(\phi)\sin(\theta)] \quad (39)$$

$$\gamma_B = \frac{1}{2}[\sigma_{xx}\text{sen}(2\phi)\cos^2(\theta) - \varepsilon_{zz}\sin(2\phi) + 2\varepsilon_{xz}\cos(2\phi)\cos(\theta)] \quad (40)$$

$$\varepsilon_{\perp} = \varepsilon_{xx}\cos^2(\theta)\text{sen}^2(\phi) + \varepsilon_{zz}\cos^2(\phi) + \varepsilon_{xz}\text{sen}(2\phi)\cos(\theta) \quad (41)$$

A tensão s_{\perp} e a deformação e_{\perp} desviadora normais ao plano crítico são obtidas subtraindo-se a componente hidrostática da tensão normal ao plano crítico σ_{\perp} e da deformação normal ao plano crítico ε_{\perp} , como apresentado nas equações (42) e (43).

$$s_{\perp} = \sigma_{\perp} - \sigma_h \quad (42)$$

$$e_{\perp} = \varepsilon_{\perp} - \varepsilon_h \quad (43)$$

onde,

$$\sigma_h = (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)/3 \quad (44)$$

$$\varepsilon_h = (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z)/3 \quad (45)$$

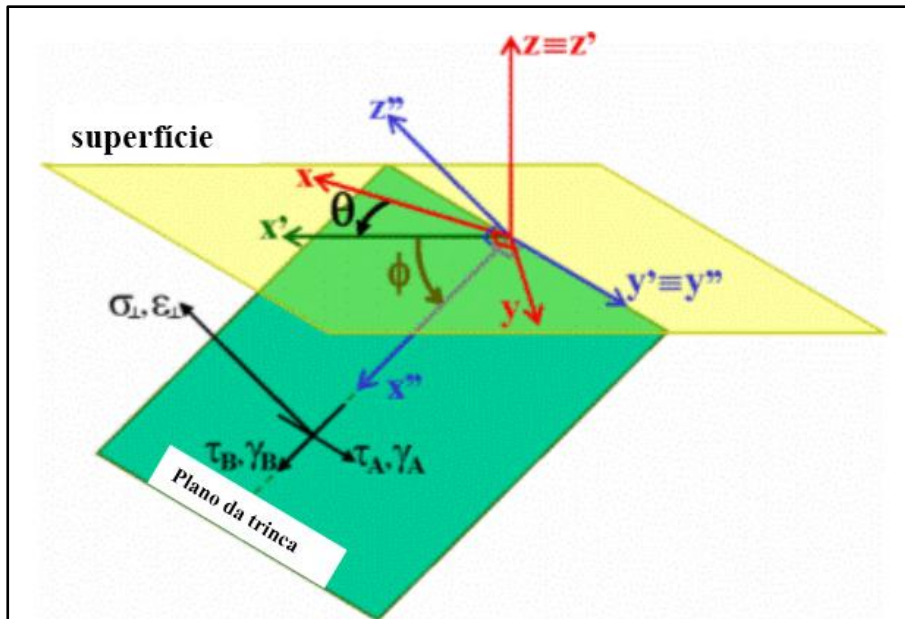


Figura 3.7 - Tensões e deformações no plano candidato (θ, ϕ) - adaptado [59].

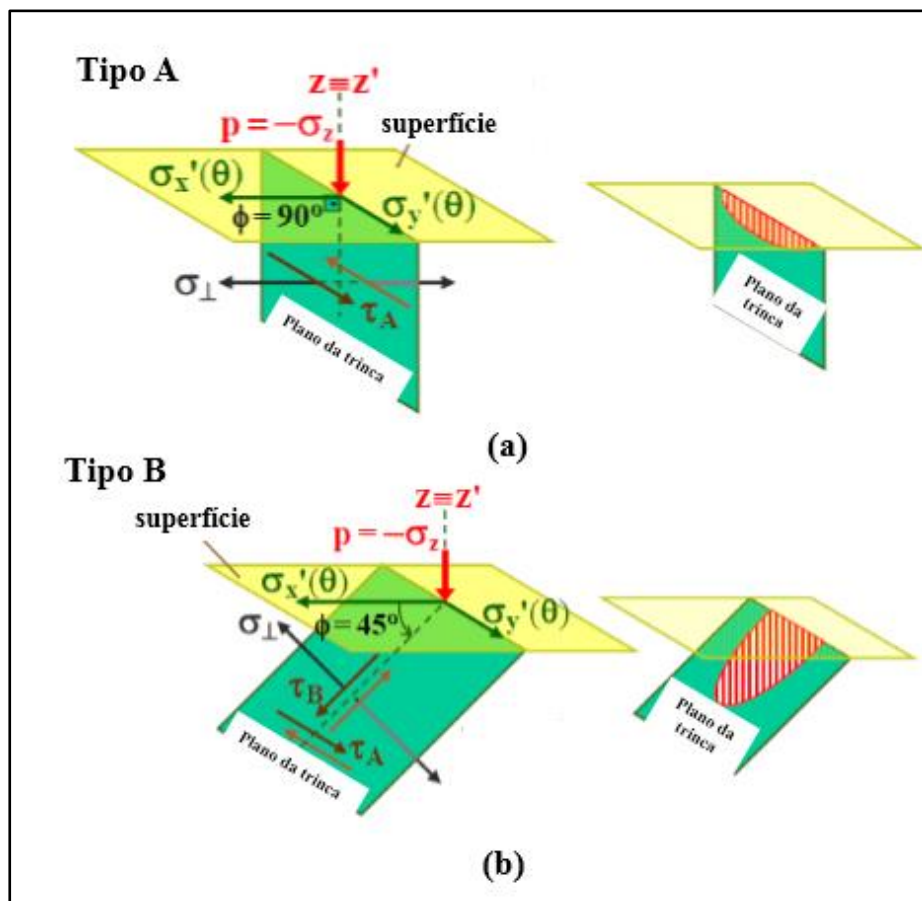


Figura 3.8 - (a) Trinca do tipo A $(\theta, \phi = 90)$ e (b) trinca do tipo B $(\theta, \phi = 45)$ - adaptado [59].

Na maioria dos materiais metálicos a falha por fadiga é causada por uma trinca dominante, que nucleia na superfície livre onde as tensões são maximizadas e as intrusões que nucleiam as trincas são mais facilmente formadas [59]. Em caso superfície livre, Bannantine e Socie reduziram ainda mais o espaço de procura pelo plano crítico. Eles classificaram as trincas mais comuns em três tipos, que dependem do mecanismo de dano à fadiga: trinca do tipo A ($\theta, \phi = 90^\circ$) sensível à tração, tipo A ($\theta, \phi = 90^\circ$) sensível ao cisalhamento e tipo B ($\theta, \phi = 45^\circ$) sensível ao cisalhamento [61]. Estas trincas são apresentadas de forma esquemática na Figura 3.8.

As trincas geradas por fadiga por fretting violam a condição de superfície livre pois na superfície de contato tem-se τ_{xz} ou $\tau_{yz} \neq 0$. Assim, o espaço de procura pelo plano crítico deve considerar uma variação nos ângulos que definem o plano crítico (θ, ϕ) entre $0^\circ < \phi < 90^\circ$ e $0^\circ < \theta < 360^\circ$ e não se restringir somente aos três tipos de trincas descritas anteriormente.

Neste trabalho foi considerada uma discretização de 10° para os ângulos que definem o plano crítico. Segundo Socie [41], em estudos de fadiga multiaxial envolvendo-se a busca pelo plano crítico, as tensões locais são aproximadamente as mesmas numa faixa de $\pm 10^\circ$, como pode ser verificado na Figura 3.9. Note que planos nesta faixa apresentam aproximadamente 97% da máxima tensão aplicada. Matematicamente, só existe um plano crítico (aquele que maximiza o dano). No entanto, em termos de engenharia, planos próximos (como aqueles numa variação de $\pm 10^\circ$) podem ser considerados aproximadamente os mesmos.

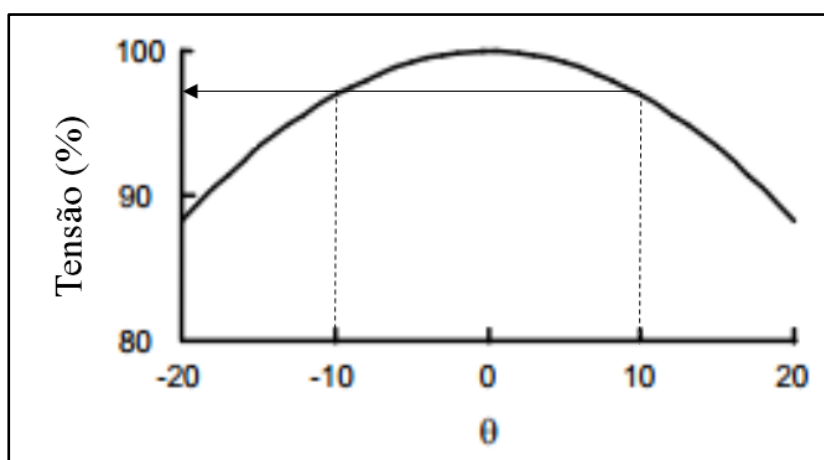


Figura 3.9 - Variação percentual da tensão em função do ângulo do plano crítico - modificado [41].

Os termos modo I, modo II e modo III serão considerados para subcategorizar modelos multiaxiais de dano por fadiga que usados para fazer a distinção entre materiais mais sensíveis às tensões normais (modo I) e materiais mais sensíveis às tensões cisalhantes (modo II ou modo III), conforme pode ser visto na Figura 3.10. Uma aproximação teórica para esta distinção é assumir que o material é perfeitamente descrito pela tensão equivalente de Von Mises. Assim, materiais onde a relação $\tau_L < S_L/\sqrt{3}$ é atendida são considerados sensíveis às tensões cisalhantes (falham preferencialmente em modo II ou em modo III) pois o seu limite de fadiga em torção τ_L é menor que o valor $S_L/\sqrt{3}$ esperado por Mises. Por outro lado, materiais com $S_L < \tau_L\sqrt{3}$ são sensíveis às tensões normais (falham preferencialmente em modo I) pelas razões opostas.

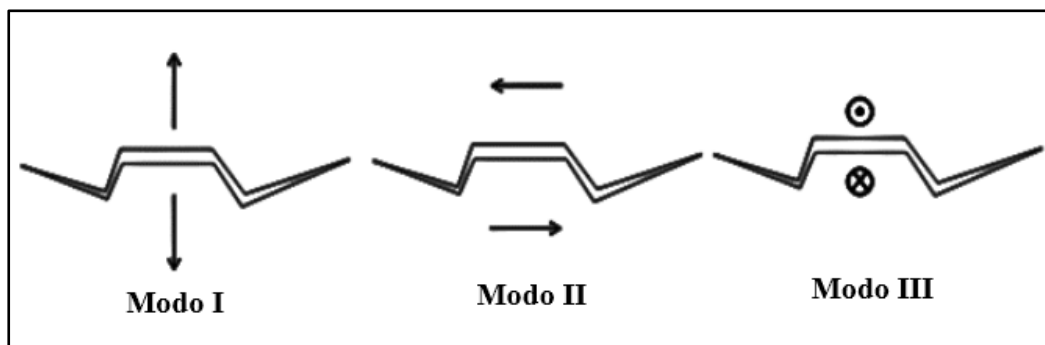


Figura 3.10 - Representação esquemática de trincas em modo I, modo II e modo III de falha.

A seguir serão apresentados os modelos de plano crítico explorados neste trabalho. Inicialmente será apresentado o modelo de plano crítico SWT que tem sido usado com frequência na literatura para a previsão de nucleação de trincas de fadiga por fretting desde que foi introduzido para este propósito por Farris et al. em 1996 [16]. Na sequência serão apresentados os modelos multiaxiais de fadiga utilizados neste trabalho: SWT_D e Findley. Além dos modelos de plano crítico, o modelo de Crossland que é baseado nos invariantes de tensões também será discutido. Os parâmetros controladores de falha para cada um dos modelos de plano crítico investigados neste trabalho são apresentados de forma esquemática na Figura 3.11. O modelo que maximiza o dano $d_I(\theta, \phi)$ e $d_{II-III}(\theta, \phi)$ define o modo de falha (tração ou cisalhamento), a vida para nucleação da trinca por fadiga e a direção esperada de nucleação, a qual deveria ser ao longo do plano que maximiza o dano [59].

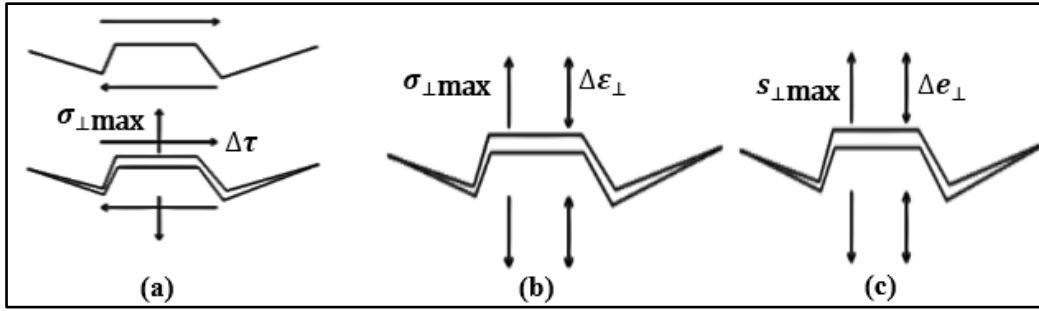


Figura 3.11 - Parâmetros controladores do processo de trincamento segundo o modelo de (a) Findley, (b) SWT e (c) SWT_D - adaptado [41].

3.3.2. Modelo de Smith-Watson-Topper (SWT)

Smith, Watson e Topper advogam que o produto da amplitude de deformação pela tensão máxima $\Delta\epsilon_{\perp}/2 \cdot \sigma_{\perp max}$ controla a vida à fadiga [62]. Este produto pode ser interpretado como uma quantidade de energia de deformação. Ao incluir a tensão máxima, o parâmetro SWT permite prever, pelo menos em parte, o efeito do encruamento não-proporcional na vida à fadiga pois este parâmetro possui como força motriz de fadiga ϵ_{max} e σ_{max} e não somente σ_m . Assim, o modelo SWT é capaz de prever, como esperado, uma vida de nucleação mais curta na presença de elevados picos de tensão σ_{max} causados pelo encruamento NP. O parâmetro SWT é usado na análise de tensões proporcionais e não proporcionais para materiais que falham em modo I (materiais sensíveis às tensões normais), sendo recomendado para materiais onde a seguinte condição é verificada: $S_L < \tau_L \sqrt{3}$.

A versão clássica do parâmetro SWT presente na literatura considera as tensões e deformações tomadas na direção principal da amplitude de deformações $\Delta\epsilon_x/2$. Neste trabalho, a versão multiaxial do parâmetro SWT é dada pelo problema de maximização do parâmetro de dano apresentado na equação (46). Desta forma, a direção do plano crítico é aquela que maximiza o parâmetro de dano que não representa necessariamente uma direção principal.

$$d_{SWT} = \max_{\theta, \phi} \left[\sigma_{\perp max}(\theta, \phi) \cdot \frac{\Delta\epsilon_{\perp}(\theta, \phi)}{2} \right] \quad (46)$$

Seja o dano crítico para nucleação de trinca d_{NT} definido por:

$$d_{NT} = \frac{S_L^2}{E} \quad (47)$$

Caso a seguinte relação seja atendida $d_{SWT}/d_{NT} < 1$, não há risco de nucleação de trinca de acordo com o parâmetro SWT.

O modelo SWT pode ser utilizado tanto para fadiga de baixo ciclo quanto para fadiga de alto ciclo. A versão de vida finita do modelo SWT pode ser verificada na equação (48).

$$d_{SWT} = \frac{\sigma'_c{}^2}{E} (2N)^{2b'} + \sigma'_c \varepsilon'_c (2N)^{2b'+c'} \quad (48)$$

3.3.3.

Modelo de Kujawski (SWT_D)

A versão desviadora SWT_D do modelo Smith-Watson-Topper foi introduzida na literatura em 2014 por Kujawski [34] e será utilizada no presente trabalho para a avaliação do risco de nucleação de trincas devido à fadiga por fretting. No parâmetro de dano SWT_D, as tensões e deformações normais ao plano crítico $\sigma_{\perp max}$ e ε_{\perp} do modelo de SWT são substituídas por suas respectivas componentes desviadoras $s_{\perp max}$ e e_{\perp} .

Originalmente, este modelo foi proposto para suprir limitações do modelo SWT, o qual não é definido para tensões máximas compressivas e gera resultados não satisfatórios quando aplicado em caso de elevadas tensões médias compressivas e razão de tensão negativa $R < -2$.

O mecanismo de dano que induz a geração de microtrincas por fadiga é o movimento cíclico de discordâncias que depende da gama de tensões $\Delta\tau$ ou $\Delta\sigma_{VM}$, mas não das componentes hidrostáticas $\sigma_h = (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)/3$ e média σ_m no ponto crítico da peça. A tensão hidrostática não causa distorção, logo não afeta as discordâncias, e a tensão média não ajuda a ciclá-las [53]. Como o modelo SWT_D não considera as tensões hidrostáticas em sua formulação, que é representativo do processo de nucleação da trinca de fadiga, decidiu-se investigar este modelo para fazer previsões do risco de nucleação de trincas.

O modelo multiaxial de dano por fadiga SWT_D é dado pela maximização do parâmetro de dano apresentada na equação (49). Note que este modelo não inclui constantes ou parâmetros de ajustes adicionais em relação ao modelo SWT.

$$d_{SWTD} = \max_{\theta, \phi} \left[s_{\perp max}(\theta, \phi) \cdot \frac{\Delta e_{\perp}(\theta, \phi)}{2} \cdot \frac{9}{4(1 + \bar{\nu})} \right] \quad (49)$$

onde $\bar{\nu} = 0,4$ é a razão efetiva de Poisson.

Caso a relação $d_{SWTD}/d_{NT} < 1$ seja atendida, não há risco de nucleação de trinca de acordo com o modelo multiaxial de fadiga SWT_D . A versão de vida finita do modelo SWT_D é dada por:

$$d_{SWTD} = \frac{\sigma'_C{}^2}{E} (2N)^{2b'} + \sigma'_C \varepsilon'_C (2N)^{2b'+c'} \quad (50)$$

Assim como o modelo SWT , este modelo também é recomendado para materiais que falham em modo I (materiais sensíveis à tensões normais), pois usa o plano (θ, ϕ) com dano normal, descartando a influência das tensões hidrostáticas.

3.3.4. Modelo de Findley

A superfície de fratura de um corpo de prova após um teste de fadiga por fretting indica que na fase de nucleação e propagação da microtrinca, tensões cisalhantes são predominantes. Assim, decidiu-se avaliar neste trabalho o modelo multiaxial de fadiga proposto por Findley [58], que assume como parâmetro controlador da trinca a gama de tensão cisalhante auxiliada pela tensão normal ao plano crítico, para previsão do risco de nucleação de trinca.

Findley fez uma grande contribuição ao introduzir em 1959 a ideia de plano crítico, propondo um modelo de dano por fadiga baseado em tensões solicitantes aplicável a carregamentos não proporcionais (NP). A ideia de Findley foi posteriormente desenvolvida em 1991 por Bannantine e Socie [61] e atualmente é utilizada nos mais avançados modelos de previsão de dano por fadiga sob carregamentos multiaxiais.

O parâmetro de Findley supõe que a trinca nasce por fadiga no ponto crítico do plano crítico. Este modelo assume que o dano à fadiga é causado pela combinação linear entre a amplitude de tensão cisalhante $(\Delta\tau/2)$ atuando no plano crítico e o pico da tensão normal a este plano $\sigma_{\perp max}$ [58]. A versão clássica do modelo de Findley considerada que a trinca vai nuclear no plano onde se tem a máxima amplitude de tensão cisalhante. Neste trabalho, a versão considerada é aquela dada pelo problema de maximização do parâmetro de dano apresentada na equação (51).

$$d_F = \max_{\theta, \phi} [\Delta\tau_F(\theta, \phi)/2 + \alpha_F \sigma_{\perp max}(\theta, \phi)] \quad (51)$$

onde as constantes α_F e β_F devem ser calibradas com pelo menos dois limites de fadiga, como por exemplo sobre tração S_L e torção alternada τ_L , como apresentado na equação (52).

$$\alpha_F = \frac{1 - \frac{1}{2} \frac{S_L}{\tau_L}}{\sqrt{\frac{S_L}{\tau_L} - 1}} \quad \beta_F = S_L \frac{\frac{1}{2}}{\sqrt{\frac{S_L}{\tau_L} - 1}} \quad (52)$$

Caso a relação $d_F/\beta_F < 1$ seja satisfeita, não há risco de nucleação de trinca de acordo com o modelo multiaxial de Findley. O modelo de Findley é em geral aplicado para vida longa à fadiga (modelo linear elástico). Nesta condição, uma versão de vida finita do modelo de Findley pode ser estabelecida como descrito na equação (53).

$$\frac{\Delta\tau_F(\theta, \phi)}{2} + \alpha_F \sigma_{\perp max}(\theta, \phi) = \tau_L^* (N_F)^{b_F} \quad (53)$$

onde τ_L^* é calculado a partir do coeficiente de resistência à torção usando a seguinte relação:

$$\tau_L^* = \sqrt{1 + \alpha_F^2} \tau_L' \quad (54)$$

O fator de correção $\sqrt{1 + \alpha_F^2}$ é pequeno e tipicamente seu valor é de aproximadamente 1.04. No modelo de Findley pode-se assumir válida a conversão das propriedades obtidas a partir da curva de tração para propriedades de torção (curva γ -N análoga a curva ϵ -N de Coffin-Manson) [51]. Assim as propriedades da curva de torção podem ser estimadas por:

$$b_F = b' \quad (55)$$

$$\tau_L' = \sigma_c' / C_F \quad (56)$$

onde o fator de conversão C_F vale:

$$C_F = \frac{2}{1 + \frac{\alpha_F}{\sqrt{1 + \alpha_F^2}}} \quad (57)$$

3.4.

Modelos baseados nos invariantes de tensão

Modelos de tensão equivalente são extensões empíricas dos critérios estáticos de escoamento à fadiga. A maior parte dos modelos equivalentes de tensão para materiais dúcteis são baseados na superfície de escoamento de Mises. Como a tensão de Mises é um invariante de tensão independente do sistema de coordenadas,

os modelos de dano por fadiga que envolvem a tensão de Mises são geralmente classificados como modelos baseados nos invariantes de tensão [59], como o modelo de Crossland, que será apresentado a seguir. Este modelo tem sido utilizado por diversos autores combinado a uma abordagem não-local para a previsão do risco de nucleação de trincas de fadiga por fretting como pode ser visto em [28].

3.4.1. Modelo de Crossland

O modelo multiaxial de dano por fadiga proposto por Crossland em 1956 [63], baseado nos invariantes de tensão, assume que uma trinca de fadiga é fortemente influenciada pela amplitude de tensão cisalhante $\Delta\tau_c/2$ no plano octaédrico combinada com o pico de tensão hidrostática σ_{hmax} durante um ciclo de carregamento. A tensão equivalente de Crossland durante o trajeto de carregamento é dada por:

$$\sigma_c = \Delta\tau_c/2 + \alpha_c \sigma_{hmax} \quad (58)$$

Para a estimativa do risco de nucleação de trinca, o escalar d_c pode ser conforme a equação (59). O critério de Crossland indica que não há nucleação de trincas de fadiga se a relação $d_c < 1$ for satisfeita durante o trajeto de carregamento.

$$d_c = \frac{\sigma_c}{\beta_c} \quad (59)$$

As constantes α_c e β_c do podem ser calibradas conforme a equação (60).

$$\alpha_c = \frac{\tau_L - \frac{S_L}{\sqrt{3}}}{\frac{S_L}{3}} \quad \beta_c = \tau_L \quad (60)$$

A equação de Basquin pode ser usada para estabelecer uma versão de vida finita do modelo de Crossland, dada por:

$$N_c = \frac{1}{2} \left[\frac{\Delta\tau_c/2 + \alpha_c \sigma_{hmax}}{(\beta_c/\tau_L) \sigma'_c} \right]^{1/b'} \quad (61)$$

Experimentos mostram que o efeito da tensão média ou do pico de tensão é melhor descrito pela tensão hidrostática máxima que pela tensão hidrostática média, o que é importante na presença de encruamento NP. Assim, o modelo de Crossland faz melhores previsões no aumento no dano associado ao encruamento NP, o que não é possível com o modelo de Sines [64], que considera em sua formulação o tensor hidrostático médio. Mesmo assim, o modelo de Crossland pode fazer previsões de risco de nucleação de trinca não adequadas sobre presença de carregamentos não-proporcionais.

3.5.

Abordagens local e não-local do problema de fadiga por fretting

Em problemas de fadiga por fretting, usualmente são consideradas duas abordagens para a avaliação do risco de nucleação de trinca: abordagem local e abordagem não-local. A abordagem local consiste em avaliar o risco de nucleação de trincas no ponto crítico da estrutura localizado na superfície de contato. O ponto crítico é aquele que maximiza o dano para os diferentes modelos multiaxiais. No caso de fadiga por fretting, o ponto crítico encontra-se nas vizinhanças da extremidade do contato, ou seja, na região $a - c$ onde é observado deslizamento relativo entre as partes em contato. No entanto, muitos autores relataram previsões demasiadamente conservativas com o uso da abordagem local. Isto pode ser explicado devido ao elevado gradiente de tensões na região de influência do contato mecânico presente neste tipo de problema, como discutido por Nowell et al. [15].

Com o objetivo de captar o efeito do gradiente de tensões na nucleação da trinca, o uso da abordagem não-local tem apresentado melhores previsões com conforme abordado nos trabalhos [21], [28], [65] e [66].

A abordagem não-local requer a calibração de um parâmetro a mais que aqueles requeridos na abordagem local. Tal parâmetro é em geral uma dimensão característica (L_{DC}) que serve, em primeira instância, para reduzir a tensão de pico, que é elevada em problemas com severo gradiente de tensão como é o caso da fadiga por fretting.

A calibração da dimensão característica (L_{DC}) é feita com base em dados experimentais que podem ser duas propriedades materiais, como proposto na teoria das distâncias críticas de Taylor [22], ou ainda resultados experimentais de fadiga por fretting. No entanto, na falta de dados experimentais, condição esta que ocorre com certa frequência na maior parte das aplicações industriais, o uso da abordagem não-local pode se tornar proibitivo.

A abordagem não-local segue o princípio da teoria das distâncias críticas (TDC) de Taylor. Segundo Taylor [22], na presença de gradiente de tensão, o dano por fadiga pode ser estimado por uma tensão equivalente, calculada a uma dada distância a partir do concentrador de tensão, a qual é representativa de todo o campo linear elástico na zona de fadiga. Esta teoria fundamenta na hipótese de que a falha do material somente ocorrerá se a tensão média atuando sobre uma região crítica

representativa localizada nas vizinhanças do concentrador de tensão exceder o limite de fadiga do material. Fisicamente, a abordagem não-local indica que o dano por fadiga poderia ser melhor estimado através de uma média do parâmetro multiaxial sobre uma dimensão característica (L_{DC}) que pode ser uma propriedade material (da ordem do tamanho do grão por exemplo) ou um valor em função da geometria, que permite captar o gradiente de tensões. A TDC assume que a distância crítica é uma propriedade material que pode ser calculada através da equação (62).

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_0}{\Delta S_L} \right)^2 \quad (62)$$

onde ΔS_L é a gama do limite de fadiga do material em tração e ΔK_0 é a gama do limiar de propagação de trinca, ambos obtidos sob a mesma razão de tensão $R = -1$.

Susmel [67] lista valores do comprimento característico determinado experimentalmente para diferentes tipos de aços, dentre eles o material considerado no escopo deste trabalho (AISI 1034), conforme apresentado na Figura 3.12.

Table A.1

Material	References	σ_{UTS} (MPa)	σ_y (MPa)	R	ΔK_{th} (MPa m ^{1/2})	$\Delta \sigma_0$ (MPa)	L (mm)	Remarks
12KhN3A	Troshchenko, 1994	950	700	-1	6.0	790	0.018	
13Cr steel	Usami, 1987			-1	6.1	1080	0.010	
2.25Cr-1Mo	Lukas <i>et al.</i> , 1986	530	380	-1	12.0	440	0.237	
304 Stainless steel	Harkegard, 1981; Ting and Lawrence, 1993		222	-1	12.0	720	0.088	
A533	Fujimoto <i>et al.</i> , 2001	769	721	-1	10.5	750	0.062	
AISI 1034	Fouvry <i>et al.</i> , 2008	600	350	-1	7.0	270	0.214	
AISI 304	McEvily, 1996	685		-1	6.0	720	0.022	Stress relieved for 1 h at 600°C
C36	Nisitani and Endo, 1988; Atzori <i>et al.</i> , 2003			-1	7.6	446	0.092	Annealed
C45	Nisitani and Endo, 1988; Atzori <i>et al.</i> , 2003	632	364	-1	8.1	582	0.062	Rolled, annealed for 1 h at 845°C
C45	Shang <i>et al.</i> , 2002	623	377	-1	10.3	498	0.136	Hot rolled
C46	Murakami, 2002			-1	15.0	1780	0.023	Quenched
EN 26 (NiCr steel)	Frost, 1957; Ting and Lawrence, 1993	957	820	-1	12.8	1000	0.052	850°C oil quench, 650°C air cool
G40.11	El Haddad <i>et al.</i> , 1979			-1	13.0	518	0.200	
HT80	Fujimoto <i>et al.</i> , 2001	823	794	-1	13.0	800	0.084	

Figura 3.12 - Valores obtidos experimentalmente para determinação do comprimento característico L para diferentes tipos de aço [67].

O valor da dimensão característica L pela TDC, equação (62), corresponde ao comprimento de trinca a_0 na transição entre o regime de trincas curtas e trincas longas no diagrama de Kitagawa-Takahashi (K-T) [68]. O diagrama K-T é apresentado na Figura 3.13.

A teoria das distâncias críticas TDC pode ser formalizada de diferentes formas, alterando-se o domínio de integração utilizado para a gama de tensão

efetiva: método do ponto MP, método da linha ML e método da área MA, conforme a representação esquemática na Figura 3.14.

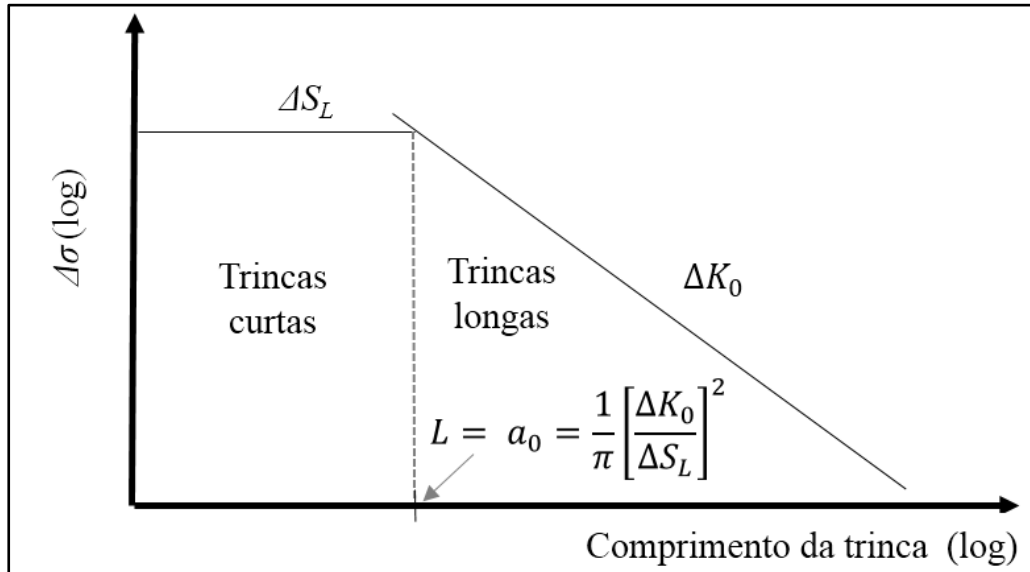


Figura 3.13 - Diagrama K-T - comprimento característico determinado pela TDC.

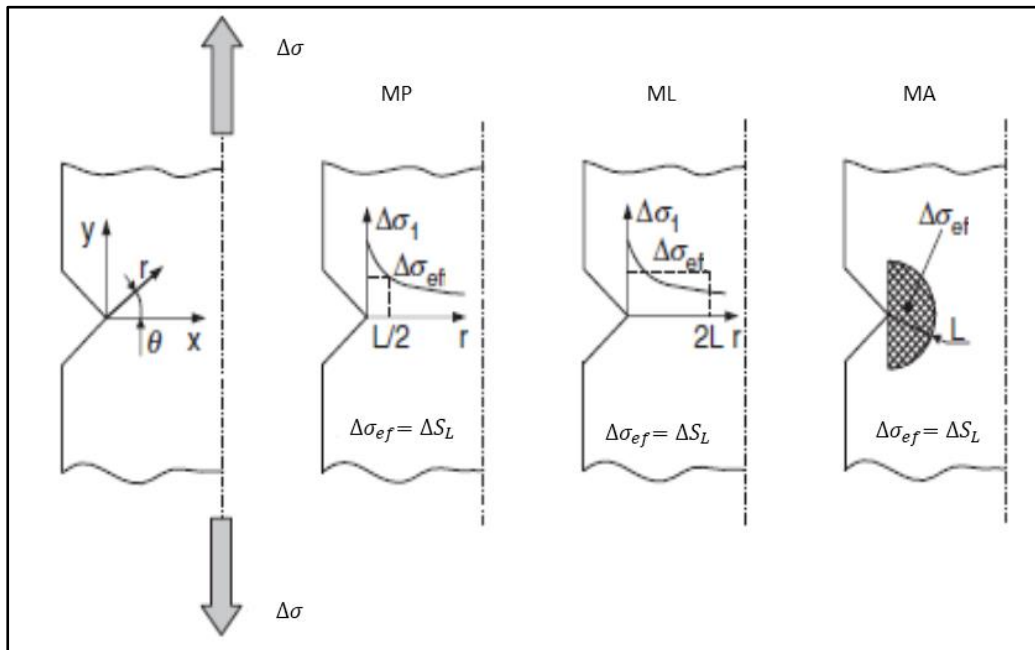


Figura 3.14 - Formalizações da teoria das distâncias críticas: (a) método do ponto, (b) método da linha e (c) método da área.

O método do ponto MP estabelece que a tensão efetiva deve ser calculada a uma distância $L_{TDC-MP} = L/2$. De acordo com o MP, um componente com entalhe está no seu limite de fadiga (há risco de nucleação de trinca) se a seguinte condição for estabelecida:

$$\Delta\sigma_{ef} = \Delta\sigma_1(\theta = 0, r = L/2) = \Delta S_L \quad (63)$$

No método da linha, ao invés de calcular a tensão efetiva numa distância fixa a partir da borda do concentrador de tensão, o cálculo da tensão efetiva é feito tomando-se a média da gama de máximas tensões principais $\Delta\sigma_1$ ao longo do entalhe bissector sobre uma distância de $2L$. O método da linha estabelece que a condição limite de fadiga para um componente com entalhe (concentrador de tensão) sob carregamento cíclico pode ser expressa como:

$$\Delta\sigma_{ef} = \frac{1}{2L} \int_0^{2L} \Delta\sigma_1(\theta = 0, r) dr = \Delta S_L \quad (64)$$

Além do mais, Taylor [22] argumentou que a gama da tensão efetiva também pode ser calculada tomando-se a média de $\Delta\sigma_1$ sobre uma área semicircular de raio L centrada na ponta do concentrador de tensão. Esta abordagem é conhecida como método da área MA e estabelece que um componente com entalhe está no seu limite de fadiga quando:

$$\Delta\sigma_{ef} = \frac{4}{\pi L^2} \int_0^{\pi/2} \int_0^L \Delta\sigma_1(\theta, r) r \cdot dr \cdot d\theta = \Delta S_L \quad (65)$$

As considerações anteriores a respeito da TDC foram feitas para o caso de um espécime entalhado. No entanto, Taylor mostrou que o uso da TDC pode ser estendido ao caso de trincas. Em particular, Taylor obteve sucesso com a TDC na previsão do comportamento de trincas curtas e trincas longas [22].

Deve ser notado que as diferentes formulações da TDC são capazes de fazer estimativas dentro de um intervalo de erro de $\pm 20\%$ independentemente do material e das características geométricas do mesmo. É importante realçar que erros da ordem de $\pm 20\%$ são em geral aceitáveis pois este representa a magnitude do erro normal observado em trabalhos experimentais e em análises numéricas de tensão [69].

4

Dados experimentais usados para avaliação dos modelos

Este capítulo apresenta os dados experimentais utilizados para a avaliação dos quatro modelos multiaxiais de fadiga na previsão do risco de nucleação de trinca por fadiga por fretting. Os dados experimentais aqui considerados foram publicados na literatura por Fouvry et al. em [45], [65] e [66]. A seguir serão apresentadas as propriedades dos materiais, um breve resumo do aparato experimental utilizado nos testes de fadiga por fretting e por fim, a matriz com os carregamentos dos testes experimentais e os seus resultados no que concerne a presença de trinca ou não ao final do teste.

4.1.

Propriedades dos materiais

A Tabela 4.1 apresenta as propriedades mecânicas do par tribológico formado pelos aços AISI 1034 (plano) e AISI 52100 (cilindro). O aço AISI 52100 foi utilizado no cilindro para garantir similaridade elástica, sendo a avaliação da ocorrência ou não de trinca feita no aço AISI 1034 (plano). A composição química destes materiais é apresentada na Tabela 4.2.

Tabela 4.1 - Propriedades mecânicas dos materiais em estudo.

Material	E (GPa)	ν	S_E (MPa)	S_R (MPa)	ΔS_L (MPa)	τ_L (MPa)	ΔK_0 (MPa m ^{-1/2})
AISI 1034	200	0.3	350	600	270	170±10	7±1
AISI 52100	210	0.3	1700	2000	-	-	-

Tabela 4.2 - Composição química dos materiais em estudo (% máximo).

Material	C	Mn	Cr	Ni	Ti	Cu	Si	P	S	Mo	V
AISI 1034	0,38	1,2	0,3	0,3	-	0,3	0,50	0,02	0,02	0,08	0,06
AISI 52100	1,0	0,3	1,5	0,4	1,0	1,0	0,2	0,02	0,02	0,1	0,3

Como discutido na seção 2.2.1, o coeficiente de atrito é importante para a definição das tensões na superfície de contato. Segundo os autores dos experimentos, o coeficiente de atrito a ser considerado é $\mu=0.90\pm0.05$ [45].

As referências [49] e [70] listam características microestruturais do aço AISI 1034 (ou XC38 na classificação da norma AFNOR). Após normalização, tratamento térmico cujo o objetivo é diminuir a granulação do aço e que consiste de

aquecimento (austenitização) em atmosfera controlada à 900° C e resfriamento ao ar, este material possui microestrutura ferrito-perlítica com granulação fina e perlita lamelar, conforme a Figura 4.1. O tamanho médio do grão é da ordem de 20-30 μm .

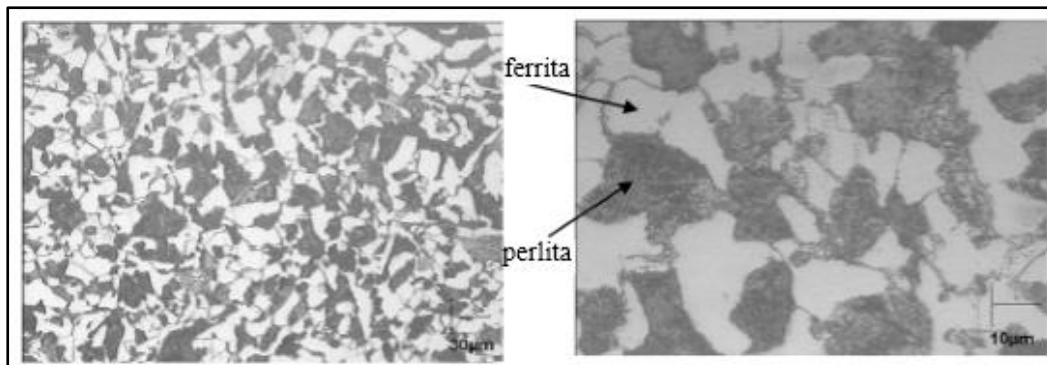


Figura 4.1 - Microestrutura ferrito-perlítica do aço AISI 1034.

As propriedades mecânicas do aço AISI 1034 indicam que o mesmo tende a ser sensível de maneira preferencial às tensões normais que às tensões cisalhantes ($\tau_L \sqrt{3} = 294 \text{ MPa} > S_L = 270 \text{ MPa}$), ou seja, falha preferencialmente em modo I. Isto também corrobora o uso do modelos SWT_D e SWT considerados neste trabalho para a previsão do risco de nucleação de trinca.

Os coeficientes e expoentes elastoplásticos de Coffin-Manson são necessários para a resolução da versão de vida finita previamente apresentada para cada modelo multiaxial. Como estas propriedades não foram informadas pelos autores dos experimentos, elas foram estimadas conforme discutido a seguir.

O coeficiente de resistência à fadiga σ'_c , o expoente de resistência à fadiga b' , o coeficiente de ductilidade de fadiga ε'_c e o expoente de ductilidade de fadiga c' foram obtidos através da estimativa das medianas para aços, que representa a mediana de uma amostra com 549 aços [71]. Estas constantes de Coffin-Manson considerados neste trabalho são apresentados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Estimativas dos coeficientes e expoentes elastoplásticos de Coffin-Manson usadas para o cálculo da versão de vida finita dos diferentes modelos multiaxiais.

σ'_c	b'	ε'_c	c'
900	-0,09	0,45	-0,59

É importante mencionar que os coeficientes e expoentes elastoplásticos de Coffin-Manson são muito dispersos para diferentes tipos de aço, como demonstrado em [71]. Deve-se enfatizar que as estimativas dessas propriedades não devem ser utilizadas em projeto, pois elas podem diferir muito dos valores reais, que têm que

ser medidos. O uso só é admissível em anteprojetos, pré-dimensionamento ou em avaliações de ordem de grandeza das previsões esperadas, que é o caso deste trabalho.

4.2. Aparato experimental

O aparato experimental dos testes de fadiga por fretting sem carga remota de fadiga e com carga remota de fadiga é apresentado de forma esquemática na Figura 4.2 (a) e (b) respectivamente.

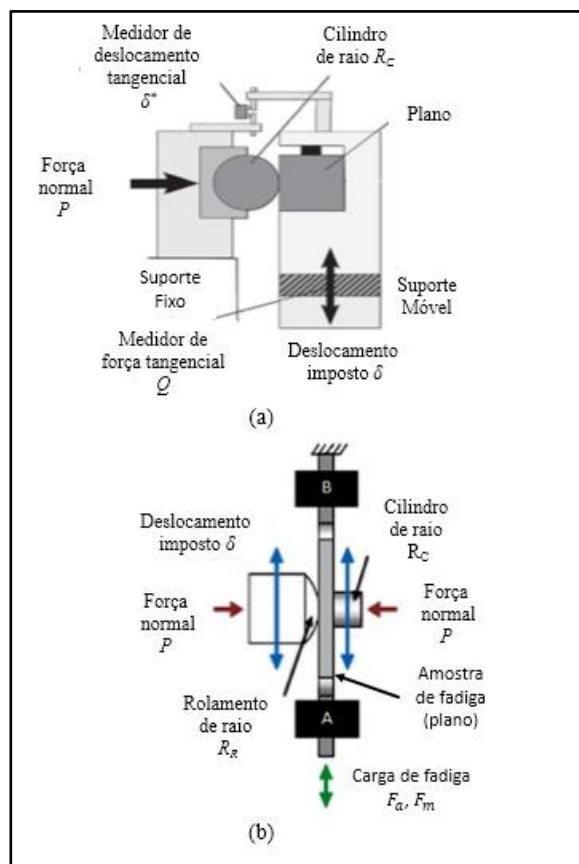


Figura 4.2 - Representação esquemática do aparato experimental dos testes de fadiga por fretting: (a) sem carga remota de fadiga e (b) com carga remota de fadiga - adaptado [49].

Nos testes de fadiga por fretting sem carga remota de fadiga, a sequência de carregamentos impostos aos corpos seria: primeiro a força normal P estática é aplicada ao corpo para gerar o contato. Em seguida, o deslocamento de amplitude constante δ é imposto ao suporte móvel.

Nos testes de fadiga por fretting com carga remota de fadiga, a carga remota de fadiga (F_m, F_a) e a carga de contato (P e Q , onde Q é induzida pelo deslocamento imposto δ) são aplicadas de maneira independente. Além disso, estas

cargas são colineares e em fase, o que valida o uso da equação (16) para o cálculo das tensões cisalhantes na interface no contato. A sequência de carregamentos impostos ao corpos seria: primeiro aplica-se ao corpo de prova de fadiga a carga remota média F_m . Na sequência, a força normal P é aplicada a sapata cilíndrica para criar o contato. Por fim, a carga remota alternada F_a é aplicada ao corpo de prova de fadiga ao mesmo tempo que o deslocamento δ é imposto à sapata cilíndrica. Neste experimento em particular, o deslocamento δ é controlado de maneira independente através de um atuador hidráulico dedicado.

4.3.

Matriz de testes e resultados experimentais

Os principais parâmetros dos testes em pequena escala de fadiga por fretting sem carga remota de fadiga e com carga remota de fadiga considerados neste trabalho são apresentados nas tabelas Tabela 4.4 e Tabela 4.5 respectivamente. É importante citar que os ensaios apresentados nestas tabelas foram executados com amplitude da força tangencial Q^* e carregamento remoto de fadiga com $R = -1$. Para esta razão de tensão, a tensão remota média de fadiga $\sigma_m = 0$. Assim, a tensão remota de fadiga será representada apenas por sua componente alternada σ_a .

Tabela 4.4 - Matriz de testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga)

Teste	R_C (mm)	P_L (N/mm)	Q^* (N/mm)	σ_a (MPa)	p_0 (MPa)	Trinca observada?	L_T (μm)
F01	40	227	90	0	450	Não	0
F02	40	227	98	0	450	Não	0
F03	40	227	126	0	450	Sim	24
F04	40	227	137	0	450	Sim	29
F10	40	540	206	0	700	Não	0
F11	40	540	242	0	700	Sim	14
F13	40	540	278	0	700	Sim	77
F16	40	540	283	0	700	Sim	75

Note que os testes foram executados em dois níveis de pressão de contato, que calculadas através da formulação de Hertz seriam: testes feitos a baixa pressão de contato (LP) com $p_0 = 450 \text{ MPa}$; testes feitos a elevada pressão de contato (HP) com $p_0 = 700 \text{ MPa}$. A inspeção visual da marca de fretting ao final dos testes HP indica elevado nível de plastificação. Desta forma, é importante considerar a curva elastoplástica cíclica do material no modelo em elementos finitos. Como somente a curva monotônica de tensão versus deformação estava disponível na literatura,

esta foi utilizada como um primeira aproximação no modelo, que pode ser melhorado em trabalhos futuros.

Tabela 4.5 - Matriz de testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga)

Teste	R_C (mm)	P_L (N/mm)	Q^* (N/mm)	σ_a (MPa)	p_0 (MPa)	Trinca observada?	L_T (μm)
FF01	40	227	92	50	450	Sim	(**)
FF02	40	227	82	50	450	Não	-
FF05	40	227	100	100	450	Sim	(**)
FF06	40	227	80	100	450	Não	-
FF07	40	227	62	100	450	Não	-
FF08	40	227	91	120	450	Sim	(**)
FF09	40	227	78	120	450	Não	-
FF10	40	227	145	120	450	Sim	344
FF11	40	227	125	120	450	Sim	290
FF12	40	227	100	120	450	Sim	59
FF13	40	227	145	130	450	Sim	Fratura
FF14	40	227	125	130	450	Sim	Fratura
FF15	40	227	100	130	450	Sim	Fratura

(**) Para estes testes, o comprimento da trinca L_T observado ao final do teste não foi informado pelos autores.

Em termos de nucleação de trinca, os resultados experimentais apresentados na Tabela 4.4 e na Tabela 4.5 podem ser organizados em três cenários como discutido na seção 2.4 (Figura 2.13): (A) testes onde não foram observadas trincas, (B) testes com trincas que nuclearam, propagaram durante a sua fase curta e cessaram sem fratura do corpo de prova e (C) testes que levaram o corpo de prova à fratura. Com relação à morfologia da trinca nucleada, os autores dos experimentos relatam que essas trincas surgiram nas extremidades do contato com ângulo de aproximadamente $\alpha = 30^\circ \pm 3^\circ$ com a normal a superfície, ou seja, sob um plano à $\phi = 60^\circ \pm 3^\circ$ com a superfície, como apresentado na Figura 4.3. Além disto, essas trincas possuem uma morfologia plana, justificando a abordagem 2D deste trabalho.

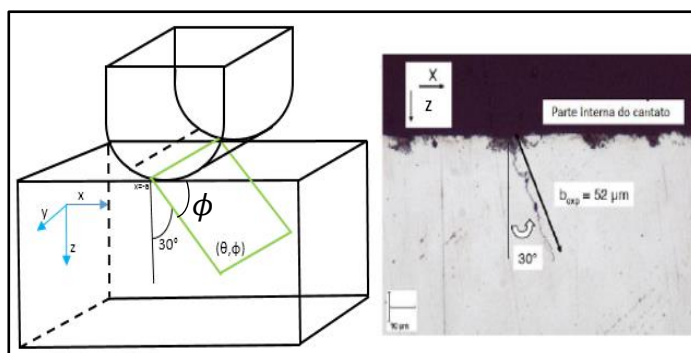


Figura 4.3 - Direção do plano crítico experimental -adaptado [45].

5 Metodologia

Este capítulo apresenta a metodologia utilizada para o estudo numérico do risco de nucleação de trincas sob solicitações de fadiga por fretting, que consiste nas seguintes etapas:

- 1) Análise 2D em elementos finitos do contato cilindro/plano e extração do campo elastoplástico de tensões e deformações nas vizinhanças da borda anterior do contato;
- 2) Análise das tensões na superfície de contato: identificação da região em deslizamento e dos pontos a serem analisados via modelos multiaxiais de fadiga;
- 3) Cálculo numérico do risco de nucleação de trinca (abordagem local e não-local) através dos quatro modelos multiaxiais investigados: Crossland, Findley, SWT e SWT_D;
- 4) Para cada condição de teste, são computados o risco de nucleação de trinca (sim ou não), o plano crítico (θ, ϕ) quando aplicável e a estimativa do número de ciclos para nucleação de trinca.

As simulações em EF foram feitas com o programa Abaqus na sua versão 6-10. A descrição do modelo 2D utilizado para a obtenção do campo de tensões e deformações é feita na seção 5.1.

As rotinas de cálculo dos quatro modelos multiaxiais de dano por fadiga foram implementadas com o auxílio do programa Matlab em sua versão R2016b e são apresentadas no apêndice B (seção 10.2). As características do computador usado para os cálculos numéricos são apresentadas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Características do computador utilizado para cálculo.

Processador	Memória instalada (RAM)	Tipo de sistema	Classificação
Intel ® Core (TM) i7-2600 CPU@3.40 GHz 5.90GHz	16 GB	Sistema operativo de 64 bits	6.9 (Índice de desempenho Windows)

O risco de nucleação de trinca foi avaliado nas vizinhanças da extremidade anterior do contato, na região onde ocorre deslizamento $a - c$, localizada entre o nó na borda anterior do contato ($x/a = -1, z/L_{TDC-MP} = 0$) e o nó onde o cisalhamento é máximo na superfície de contato. Para tanto, o perfil de tensão

cisalhante e o perfil de pressão de contato são extraídos do modelo em EF e a rotina de cálculo “Análise de tensões na superfície de contato” é utilizada para identificação destes pontos (ver apêndice B, seção 10.2.8). Um exemplo dos dados de saída desta rotina para o teste F01 é apresentado na Tabela 5.2. Os pontos que se encontram na região em deslizamento $a - c$, sendo esta a região de interesse das análises, estão entre o nó na borda anterior do contato (nó 744) e o nó na posição de q_0 (nó 735).

Tabela 5.2 - Determinação da região do contato que se encontra em deslizamento - teste F01 (LP).

Resultado numérico	Nó	x/a	z/a	$p(\text{MPa})$	$q(\text{MPa})$
Calculado em p_0	711	0.00	0.00	451.1	98.3
Calculado em q_0	735	-0.71	0.00	284.4	242.1
Calculado na borda anterior do contato	744	-1.00	0.00	0	0

O cálculo do risco de nucleação de trinca foi feito segundo as abordagens local e não-local. Na primeira, as análises são feitas na superfície de contato nas vizinhanças da borda anterior do contato. Na abordagem não-local, três métodos de integração foram considerados: método do ponto MP, método da área MA e método do volume MV. Sendo uma análise 2D, o método da área e do volume se reduzem ao método da linha ML e ao método da área MA respectivamente.

Diferentemente do que é sugerido pela TDC de Taylor [22], onde a dimensão característica é assumida como um parâmetro material, neste trabalho a dimensão característica L_{DC} foi considerada variável com o objetivo de identificar a dimensão que gera o melhor ajuste das previsões do risco de nucleação de trinca. Entretanto, a dimensão característica definida pela TDC de Taylor em termos do método do ponto $L_{TDC-MP} = L/2 \sim 110 \mu\text{m}$, onde L é dado pela equação (62), foi usada como referência para a faixa de valores de L_{DC} investigada neste trabalho. Assim, considerou-se L_{DC} variando de 0 (superfície de contato) a $L_{TDC-MP} = 110 \mu\text{m}$ para fazer previsões do risco de nucleação de trinca através da abordagem não-local.

A partir das considerações anteriores, os três métodos de integração são apresentados de maneira esquemática na Figura 5.1, Figura 5.2 e Figura 5.3. É importante destacar que a orientação do plano crítico pode mudar com a profundidade do contato. Neste caso, a hipótese assumida é que o micro defeito vai nuclear num plano crítico definido pelas condições de superfície e uma vez iniciado

o seu processo de nucleação, a microtrinca continua a crescer na mesma direção, assim como o observado experimentalmente (ver Figura 4.3).

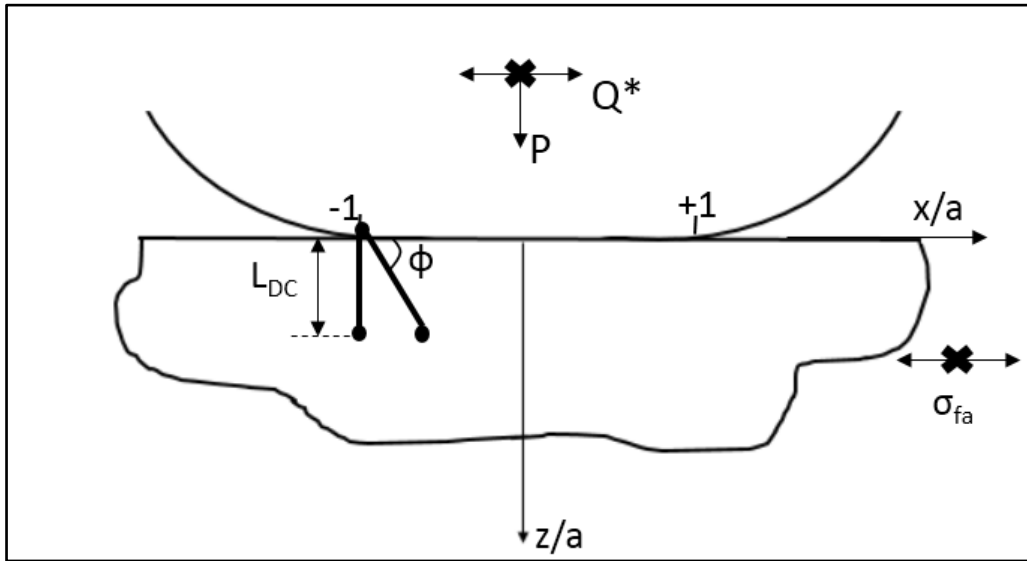


Figura 5.1 - Representação esquemática do método do ponto.

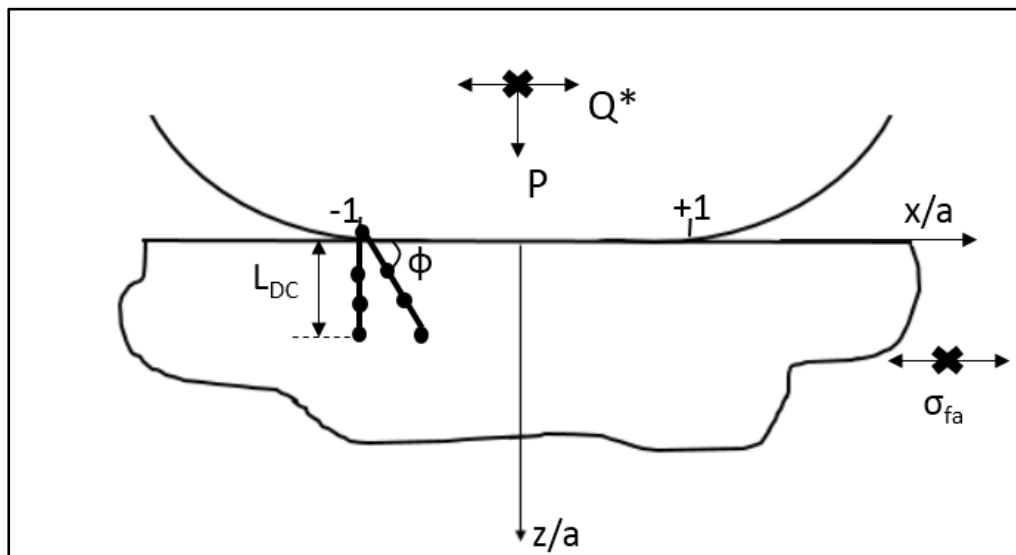
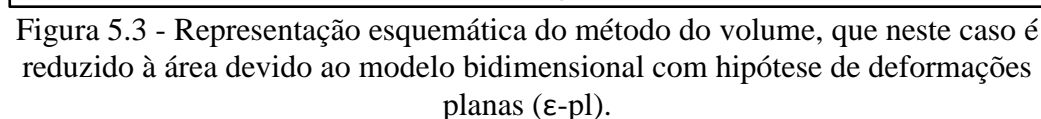


Figura 5.2 - Representação esquemática do método da área, que neste estudo reduz-se a linha devido ao modelo bidimensional com hipótese de deformações planas (ϵ -pl).



O método dos elementos finitos é um método numérico assim como o método das diferenças finitas. Entretanto é uma forma mais geral e poderosa para aplicações de problemas reais que na sua maioria envolve complicada física, geometria e condições de contorno [72]. O método dos elementos finitos acabou se tornando mais popular devido ao desenvolvimento de pacotes comerciais como o Abaqus®, que foi utilizado neste trabalho.

A ideia básica do método dos elementos finitos é realizar uma divisão do domínio de integração de uma estrutura ou região de interesse em um conjunto de pequenas regiões, chamada de elementos finitos transformando o domínio de contínuo para discreto. Esta divisão do domínio é conhecida como malha, que por sua vez é formada de elementos compostos de faces e nós. Este método não busca uma função admissível que satisfaça as condições de contorno para todo o domínio e sim busca soluções em cada elemento separadamente. Além disso, ele busca por uma solução local que possa ser generalizada para todo o domínio. Em cada subdomínio a equação que governa o problema é aproximada por um dos tradicionais métodos variacionais. A principal razão por trás da busca da solução aproximada nos subdomínios é o fato de ser mais fácil representar uma função complicada através de um conjunto de soluções polinomiais [72].

O campo de tensões e deformações do contato cilindro/plano, tal qual o utilizado nos ensaios experimentais em pequena escala, foi obtido através de um modelo 2D em elementos finitos sob hipótese de deformações planas (ϵ -pl) modelado com o auxílio do programa Abaqus® (Figura 5.4). O modelo possui duas sapatas cilíndricas, sendo a sapata superior com raio $R_C = 40$ mm e a sapata inferior, representativa do rolamento (sem atrito), com raio $R_R = 100$ mm. Foi reportado pelos autores dos experimentos usados como referência neste trabalho [65] que as trincas nucleadas possuem uma morfologia plana, justificando a abordagem 2D do problema.

No modelo, foram considerados elementos lineares do tipo triangular (CPE3) longe da região de interesse e retangular (CPE4R) na região de interesse. A região de interesse (partição no centro do contato apresentado na Figura 5.5) possui malha com elementos quadrangulares CPE4R de $10\mu\text{m} \times 10\mu\text{m}$. O elemento CPE4R é um elemento quadrangular linear com integração reduzida. Ele permite a definição de uma malha mais estruturada e mais precisa. Além disso, este elemento possui somente um ponto de integração localizado no seu centro. Os valores de tensão e deformação extraídos em outros pontos do elemento são valores extrapolados a partir do seu ponto central.

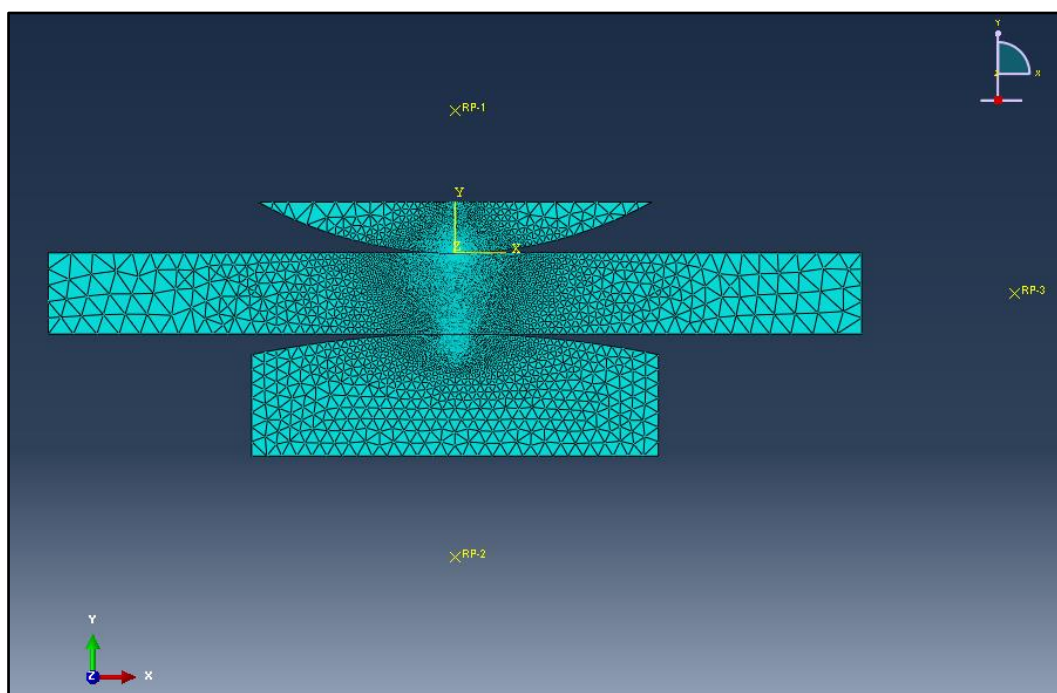


Figura 5.4 - Modelo 2D elastoplástico em elementos finitos. Sapata cilíndrica superior com $R_C = 40$ mm e rolamento inferior com $R_R = 100$ mm.

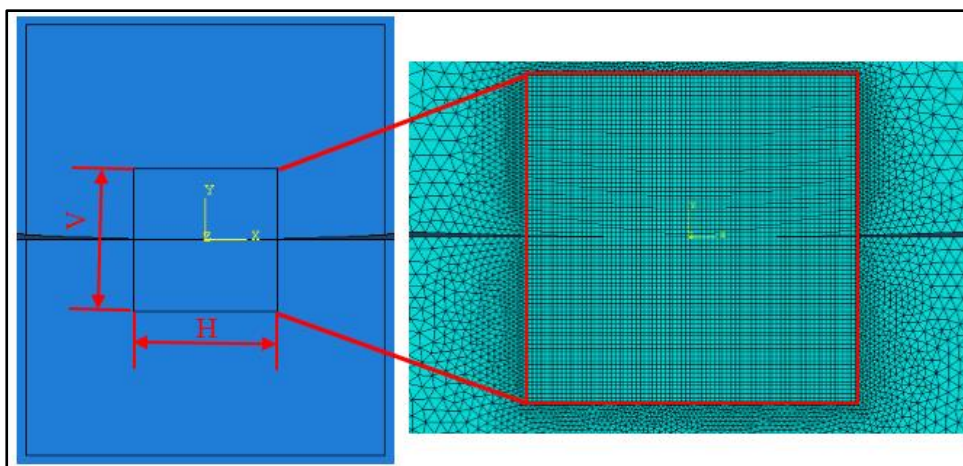


Figura 5.5 - Centro do contato - retângulo $H \times V$, região considerada para a obtenção do campo de tensão e deformação.

As dimensões do retângulo $H \times V = 1,40 \times 1,40$ mm na Figura 5.5 foram estimadas conhecendo-se o valor da largura do contato ($2a$), dado pela formulação de Hertz, apresentada na equação (15).

5.1.1. Interações de contato

No programa Abaqus®, podem ser separados dois tipos de modelagem do contato [73]:

- Modelagem do contato baseada na interação de superfícies;
- Modelagem baseada na utilização de elementos de contato.

Os elementos de contato são utilizados quando é impossível gerar a interação de superfícies e integrar diretamente as propriedades do contato do ponto de vista global. Neste estudo, busca-se descrever o contato da maneira mais precisa possível. Sendo assim, a interação entre superfícies foi utilizada.

O Abaqus® define o contato entre dois corpos como duas superfícies que podem interagir. Ele utiliza um algoritmo *master-slave* a partir do qual as duas superfícies desempenham papéis diferentes (Figura 5.6). Para cada nó da superfície escolhida como *slave*, o programa procura o ponto mais próximo sobre a superfície *master*. Além disto, os nós da superfície *slave* não penetram na superfície *master*, sendo que o recíproco não é verdadeiro.

A superfície *slave* será sempre a superfície deformável no caso de um par incluindo uma superfície rígida. Para um contato entre dois sólidos deformáveis, o corpo mais rígido que fornecerá a superfície *master*. Se as rigidezes são comparáveis, a superfície com a malha mais refinada constitui a superfície *slave*.

Neste estudo, as rigidezes dos aços são similares e como a avaliação do risco de nucleação de trinca será feito no plano, o cilindro será considerado como superfície *master* enquanto o plano será considerado como superfície *slave*.

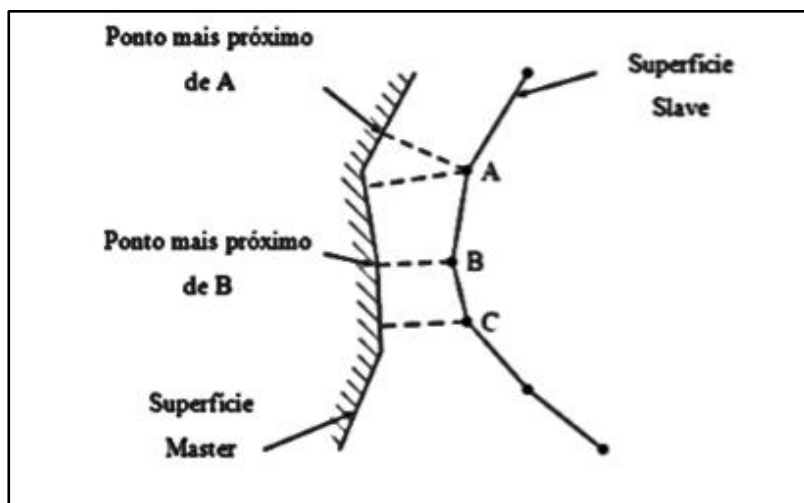


Figura 5.6 - Discretização das superfícies *master-slave* - adaptado [74].

5.1.2. Formulação de atrito

A formulação de um problema de contato no software Abaqus® pode ser feita considerando-se o problema de diferentes maneiras conforme listado abaixo:

- Problema sem atrito;
- Formulação de atrito definida pelo usuário;
- Método do multiplicador de Lagrange;
- Método da Penalidade;
- Decaimento exponencial estático - cinético;

Para o problema de fretting, os modelos que melhor se adaptam são o método do Multiplicador de Lagrange e o método da Penalidade. Estudos mostram que o método do Multiplicador de Lagrange tem melhores resultados, porém o custo computacional é maior comparado ao método da Penalidade [75]. Neste estudo, sendo um modelo 2D, como o tempo de cálculo não é um fator crítico, o método do Multiplicador de Lagrange foi adotado para o contato entre a sapata superior e o plano visando obter melhores resultados. Para a sapata localizada na parte inferior do modelo, que representa um rolamento na Figura 5.4, foi considerado a formulação de contato sem atrito (*frictionless*).

5.1.3.

Condições de contorno e carregamentos no modelo 2D

A Tabela 5.3 resume as condições de contorno (CCs) impostas ao modelo, que são indicadas pelas setas brancas na Figura 5.7.

Tabela 5.3 - Descrição das condições de contorno aplicadas no modelo.

CC	Descrição
CC-01	Engaste da aresta esquerda do plano: $U_1=U_2=U_3=UR_1=UR_2=UR_3=0$
CC-02	Rotação do cilindro em torno da direção z igual a zero ($UR_3=0$)
CC-03	Rotação do rolamento (parte inferior) em torno da direção z igual a zero ($UR_3=0$)
CC-04	Restrição de movimento na direção y da aresta inferior do plano e da rotação em torno de z ($U_2=UR_3=0$).
CC-05	Deslocamento em y de $-0,01\mu m$ aplicado no ponto de referência RP1 para garantir a indentação inicial do contato.
CC-06	Deslocamento em y de $-0,01\mu m$ aplicado no ponto de referência RP2 para garantir a indentação inicial do rolamento no contato

onde U_i ($i=1,2,3$) representa os três graus de liberdade de deslocamentos nas direções x, y e z e UR_i ($i=1,2,3$) representa os três graus de liberdade de rotações em torno das direções x, y e z.

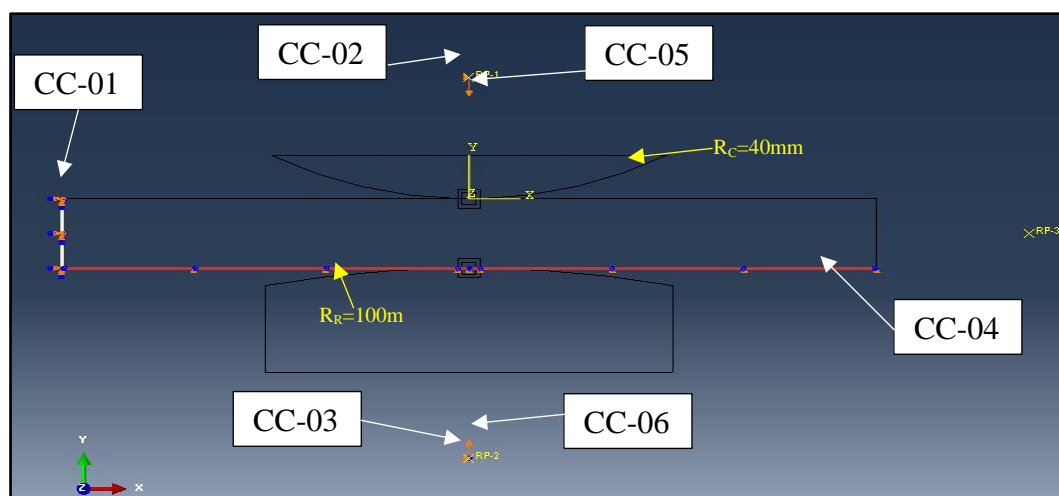


Figura 5.7 - Condições de contorno aplicadas ao modelo.

Os carregamentos (*LOADs*) que podem ser aplicados no modelo estão descritos na Tabela 5.4. O modelo visa reproduzir o ensaio físico de fadiga por fretting em pequena escala. Para o ensaio de fadiga por fretting sem carga remota de fadiga, os carregamentos remotos de fadiga F_m e F_a são suprimidos e tem-se somente a aplicação de P_L e de Q^* . Os carregamentos aplicados no modelo são indicados pelas setas brancas na Figura 5.8.

Tabela 5.4 - Descrição dos carregamentos que podem ser aplicados no modelo.

LOAD	Descrição
LOAD-01	Força normal linear (P_L) aplicada no ponto de referência RP1
LOAD-02	Amplitude da força tangencial (Q^*) aplicada em RP1
LOAD-03	Força normal linear (P_L) aplicada no ponto de referência RP2
LOAD-04	Força alternada (F_A) aplicada no ponto de referência RP3
LOAD-05	Força média (F_m) aplicada na aresta direita do plano

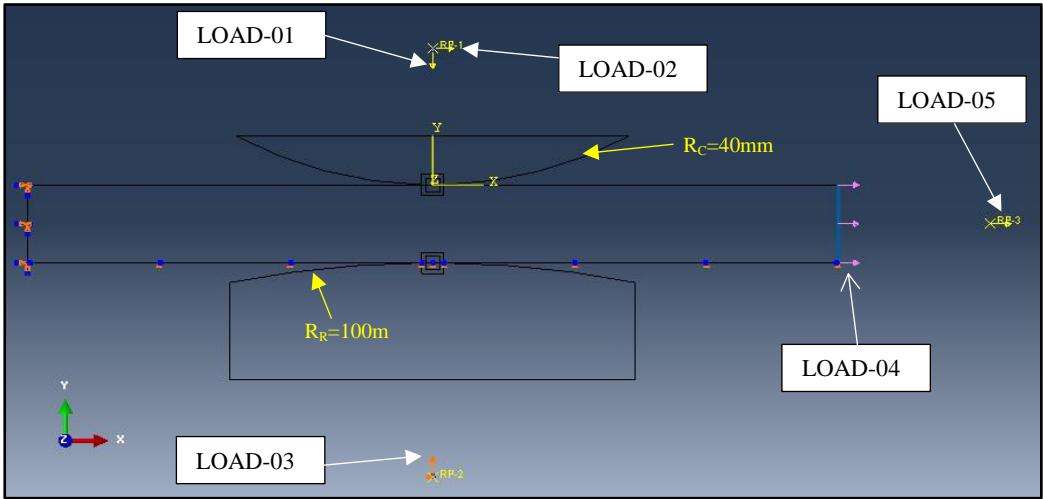


Figura 5.8 - Representação dos carregamentos que podem ser aplicados ao modelo 2D em EF.

A sequência de aplicação da história de carregamentos no modelo 2D em EF é apresentada na Figura 5.9. Conforme os dados experimentais, a amplitude da força tangencial e o carregamento remoto de fadiga são aplicados segundo uma razão de carregamento completamente reversível $R = -1$. Logo, no caso das tensões remotas de fadiga, tem-se $\sigma_m = 0$ e o LOAD-04 é suprimido.

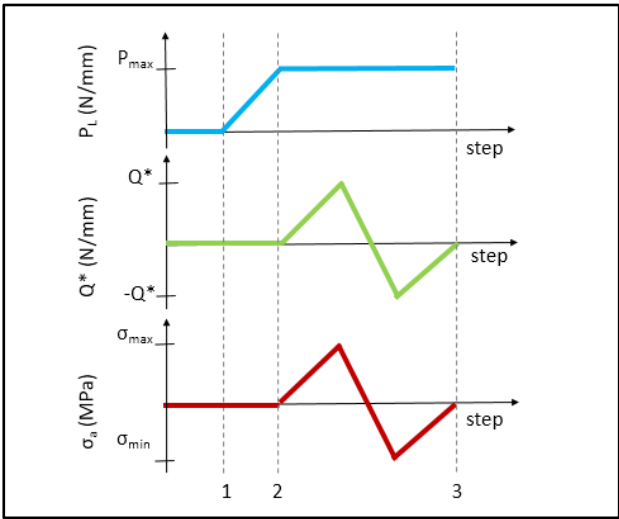


Figura 5.9 - História de carregamentos aplicados no modelo 2D em EF.

5.2. Validação do Modelo

O modelo 2D em EF foi validado comparando-se a solução numérica com a solução analítica elástica para a distribuição de pressão e de cisalhamento na superfície de contato. A Figura 5.10 apresenta as distribuições de pressão $p(x)$ e de tensão cisalhante $q(x)$ na superfície de contato para o teste de fretting F01. Note a superposição das curvas, sendo a solução numérica para a distribuição $q(x)$ ligeiramente diferente.

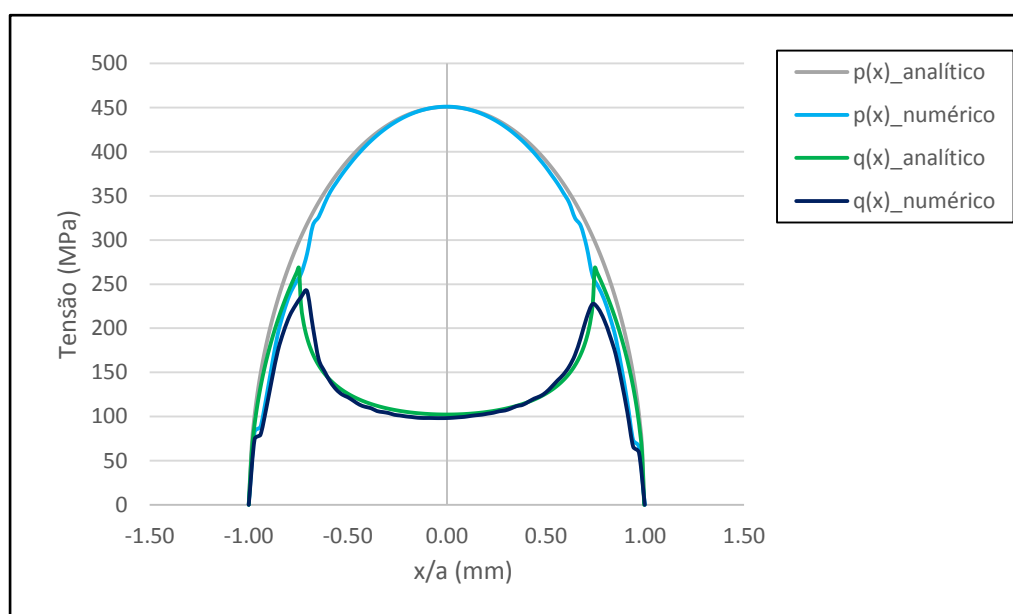


Figura 5.10 - Distribuição de pressão $p(x)$ e tensão cisalhante $q(x)$ na superfície de contato - validação do modelo: resultados analíticos x resultados numéricos (teste F01 - LP).

Na Tabela 5.5 são apresentados os valores encontrados para os principais parâmetros e o erro relativo associado. Note que o erro máximo observado é inferior a 10%.

Tabela 5.5 - Parâmetros utilizados para a validação do modelo em elementos finitos - teste F01 (LP).

Resultado	$a(\text{mm})$	$c(\text{mm})$	$e(\text{mm})$	$p_0(\text{MPa})$	$q_0(\text{MPa})$
Analítico	0.32	0.24	0.00	446	265
Numéricos	0.34	0.24	0.00	451	242
Erro relativo (%)	4.80	-1.20	0.00	1.30	-8.70

A Figura 5.11 apresenta as distribuições de pressão $p(x)$ e de tensão cisalhante $q(x)$ na superfície de contato para o teste de fretting FF06. Neste caso é interessante observar a excentricidade e induzida no perfil de tensão cisalhante $q(x)$ devido ao carregamento remoto de fadiga.

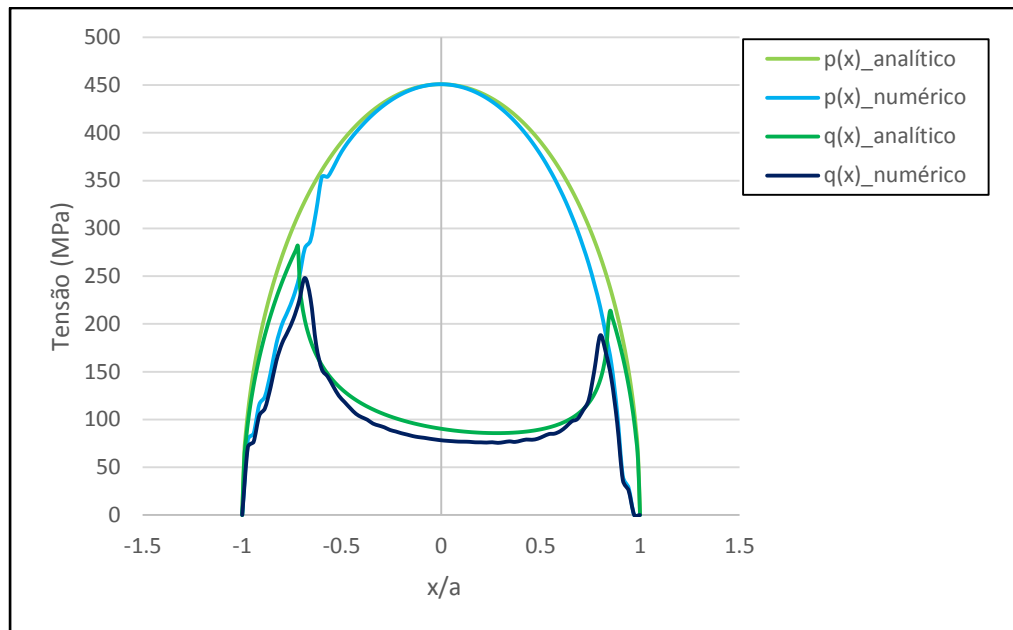


Figura 5.11 - Distribuição de pressão $p(x)$ e tensão cisalhante $q(x)$ na superfície de contato - validação do modelo: resultados analíticos x resultados numéricos (teste FF06 - LP).

Na Tabela 5.6 são apresentados os valores encontrados para os principais parâmetros e o erro relativo associado para o teste FF06. Novamente, note que o erro máximo é da ordem de 10%.

Tabela 5.6 - Parâmetros utilizados para a validação do modelo em elementos finitos - teste FF06 (LP).

Resultado	$a(\text{mm})$	$c(\text{mm})$	$e(\text{mm})$	$p_0(\text{MPa})$	$q_0(\text{MPa})$
Analítico	0.32	0.25	0.02	446	278
Numéricos	0.35	0.24	0.02	451	248
Erro relativo (%)	7.9	-5.2	6.6	1.2	-10.0



Figura 5.12 - *CSTATUS* - determinação da região em deslizamento $a-c$ na superfície de contato (teste F01 - LP).

De forma a validar a região do contato em deslizamento $a - c$ definida pela rotina de cálculo “Análise de tensões na superfície de contato”, o parâmetro *CSTATUS* do programa Abaqus foi utilizado. Este parâmetro indica quais os nós/elementos na região de contato estão aderidos (*sticking*), em deslizamento (*slipping*), e aqueles que não estão em contato (*open*). As variações do parâmetro *CSTATUS* são ilustradas na Figura 5.12 para o caso F01. Note que os resultados estão coerentes com aqueles determinados pela rotina de cálculo descrita na seção 10.2.8 e que foram apresentados previamente na Tabela 5.2.

5.3.

Efeito da plasticidade na resposta do modelo em EF

Para os testes feitos a baixa pressão de contato LP foi verificado que somente um ciclo seria necessário para obtenção do campo de tensão e deformação estabilizado, que é utilizado como dado de entrada para o cálculo dos modelos multiaxiais de dano por fadiga investigados neste trabalho. No caso dos testes feitos a elevada pressão de contato HP, pelo menos 10 ciclos são necessários para que a estabilização (fenômeno de *ratcheting* ou fluência cíclica) aconteça e assim, o campo de tensões e deformações estabilizado pode ser obtido. Este fato é evidenciado através da Figura 5.13. Note que a deformação plástica equivalente PEEQ se estabiliza nos dois ciclos finais.

A Figura 5.14 apresenta a distribuição de pressão e de tensão cisalhante na superfície de contato para o teste F16 (o mais severo dentre os testes HP) obtida através da solução analítica (solução elástica) e a solução numérica do modelo em EF para o último ciclo. É importante realçar que após a estabilização, o tamanho do contato $2a$ aumenta da ordem de 40% e a pressão máxima de contato p_o diminui da ordem de 17%. Na distribuição de tensão cisalhante, observa-se uma diminuição da ordem de 21% no seu valor máximo q_o .

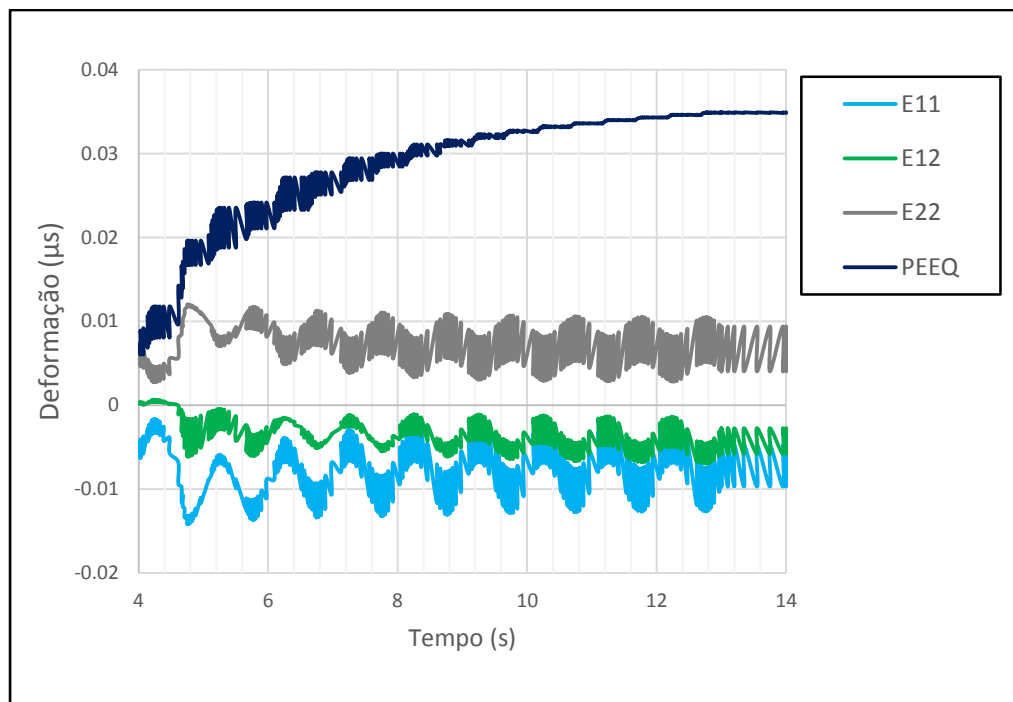


Figura 5.13 - Evolução das deformações no ponto crítico na superfície de contato (teste F16 – HP)

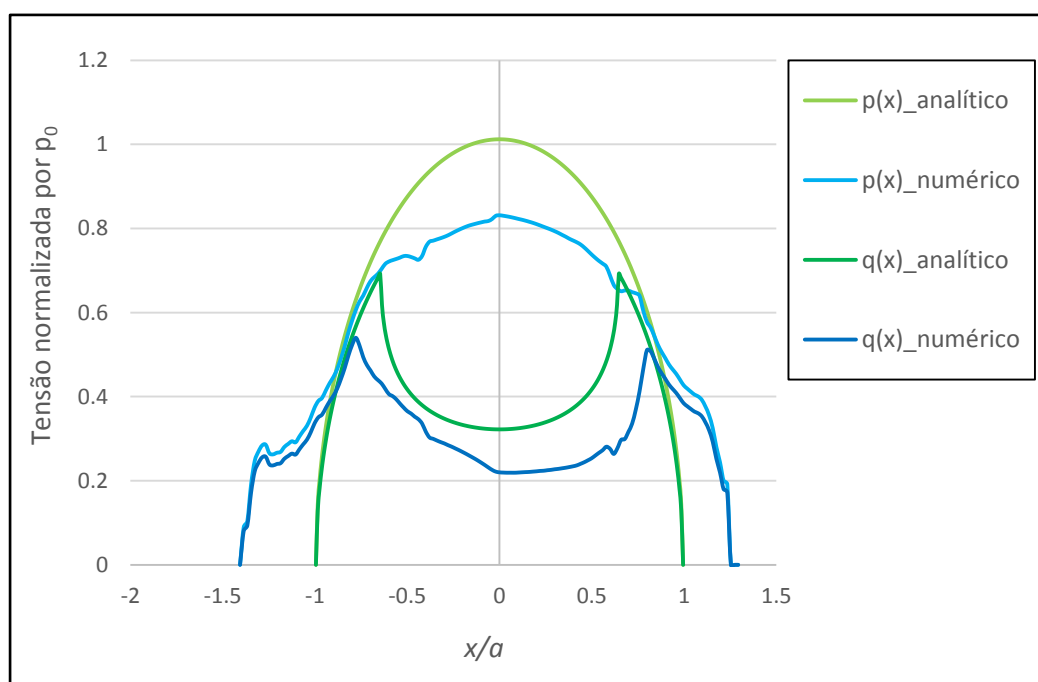


Figura 5.14 - Distribuição de pressão $p(x)$ e tensão cisalhante $q(x)$ na superfície de contato: solução numérica x solução analítica elástica (teste F16 – HP).

A Figura 5.15 evidencia a redução de p_0 e o aumento da semi-largura do contato a à medida que são aplicados os ciclos no modelo em EF para o teste F16. Ao final dos 10 ciclos e total estabilização, o comprimento do contato medido foi $2a_{EF} = 1,33 \text{ mm}$. Este valor é maior que o valor obtido através da solução elástica de Hertz $2a_{Hertz} = 1,00 \text{ mm}$. No entanto, o valor $2a_{EF} = 1,33 \text{ mm}$ reproduz

melhor o que foi observado experimentalmente $2a_{EX} = 1,45 \text{ mm}$ [45], sendo o erro do modelo EF inferior a 10% em relação ao resultado experimental.

Como a curva elastoplástica cíclica do material não estava disponível na literatura, no modelo em elementos finitos 2D foi considerada a curva monotônica de tensão-deformação. No entanto, note que, mesmo considerando somente a curva monotônica no modelo 2D, o resultado do modelo convergiu para o observado no experimento, sendo a métrica para esta conclusão o tamanho do contato.

Diante das observações anteriores e de maneira a uniformizar as análises, 10 ciclos foram aplicados sucessivamente para cada simulação em EF. O campo de tensão e deformação considerado para a análise multiaxial foi extraído do último ciclo, onde as tensões e deformações encontram-se estabilizadas como evidenciado nesta seção.

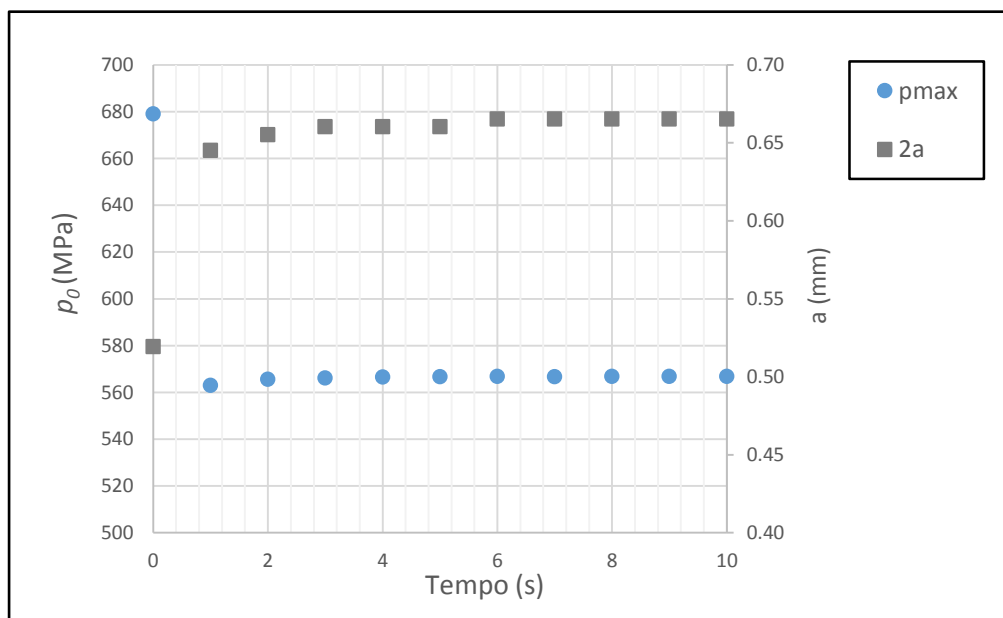


Figura 5.15 - Evolução da pressão de contato máxima p_{\max} e da largura do contato $2a$ com os ciclos aplicados (teste F16 - HP).

6

Resultados e discussões

6.1.

Previsão do risco de nucleação de trinca - abordagem local

A seguir serão apresentados e discutidos os resultados das análises feitas para os testes de fadiga por fretting, com e sem carga remota de fadiga, segundo a abordagem local.

6.1.1.

Testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga)

Nas tabelas a seguir são apresentadas as quantidades calculadas através de cada modelo multiaxial de dano por fadiga para os testes de fadiga por fretting sem carga remota de fadiga: plano crítico (θ, ϕ) quando aplicável, dano e estimativa de vida para a nucleação de trinca.

Tabela 6.1 - Quantidades calculadas pelo parâmetro SWT_D - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - abordagem local.

Teste	Ponto crítico x/a	θ (°)	ϕ (°)	Dano	N_f
F01	-0.97	0	90	0.94	1.64E+06
F02	-1.00	0	90	0.91	1.98E+06
F03	-1.00	0	90	1.25	3.64E+05
F04	-1.00	0	90	1.25	3.70E+05
F10	-0.97	0	90	2.12	3.70E+04
F11	-1.00	0	90	1.85	6.16E+04
F13	-1.00	0	90	2.04	4.29E+04
F16	-1.00	0	90	2.21	3.18E+04

Tabela 6.2 - Quantidades calculadas pelo parâmetro SWT - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - abordagem local.

Teste	Ponto crítico (x/a)	θ (°)	ϕ (°)	Dano	N_f
F01	-0.94	0	90	1.78	7.29E+04
F02	-0.94	0	90	2.11	3.76E+04
F03	-0.94	0	90	2.73	1.61E+04
F04	-0.94	0	90	3.1	1.11E+04
F10	-0.97	0	90	3.85	6.31E+03
F11	-0.98	0	90	3.73	6.84E+03
F13	-0.99	0	90	4.12	5.38E+03
F16	-0.97	0	90	4.67	4.04E+03

Tabela 6.3 - Quantidades calculadas pelo parâmetro de Findley - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - abordagem local.

Teste	Ponto crítico (x/a)	θ (°)	ϕ (°)	Dano	Nf
F01	-0.91	160	60	1.22	9.03E+04
F02	-0.91	160	60	1.32	3.52E+04
F03	-0.91	150	70	1.52	6.46E+03
F04	-0.91	150	70	1.64	2.67E+03
F10	-0.91	150	70	1.70	1.63E+03
F11	-0.95	150	60	1.65	2.40E+03
F13	-0.96	150	70	1.77	1.01E+03
F16	-0.96	150	70	1.92	3.80E+02

Tabela 6.4 - Quantidades calculadas pelo parâmetro de Crossland - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - abordagem local.

Teste	Ponto crítico (x/a)	θ (°)	ϕ (°)	Dano	N _f
F01	-0.94	-	-	1.20	1.13E+05
F02	-0.94	-	-	1.28	5.10E+04
F03	-0.94	-	-	1.48	8.91E+03
F04	-0.94	-	-	1.54	5.62E+03
F10	-0.97	-	-	1.73	1.37E+03
F11	-0.98	-	-	1.71	1.61E+03
F13	-0.97	-	-	1.77	1.01E+03
F16	-0.97	-	-	1.89	4.66E+02

O risco de nucleação de trinca calculado por cada modelo multiaxial é resumido na Tabela 6.5. As células em verde indicam as previsões que estão corretas de acordo com os resultados observados experimentalmente e as vermelhas representam as previsões incorretas.

Neste caso, o maior percentual de acertos (87.5%) foi obtido com o modelo SWT_D . Segundo a abordagem local, o modelo SWT_D foi o único a capaz de detectar testes onde não ocorreu trinca (F01 e F02). Note que a previsão incorreta pelo modelo de SWT_D foi para o teste F10 (teste feito a elevada pressão de contato). No entanto, o erro foi do lado conservativo, ou seja, previsão de trinca para o caso onde não foi observado experimentalmente. Com relação à utilização do modelo de SWT_D para testes feitos a elevada pressão de contato, testes adicionais onde trincas não são observadas seriam necessários, já que nesse conjunto de testes investigados, há somente um teste feito a elevada pressão de contato em que não foi observado nucleação de trinca. Por outro lado, para os testes feitos a baixa pressão de contato

(F01, F02, F03 e F04), note que as previsões foram 100% corretas (4 testes). Estas evidências mostram que a utilização do modelo SWT_D para a previsão do risco de nucleação de trincas é interessante, pois o erro nas previsões segundo uma abordagem local considerando um conjunto de 8 testes (considerando os testes feitos a LP e a HP ao mesmo tempo) foi de 12.5%, sendo o erro do lado conservativo.

Tabela 6.5 - Previsões do risco de nucleação de trinca pelos diferentes modelos - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - abordagem local - 8 testes.

Teste	Nucleação de trinca?				
	Experimental	Crossland	Findley	SWT	SWT_D
F01	Não	Sim	Sim	Sim	Não
F02	Não	Sim	Sim	Sim	Não
F10	Não	Sim	Sim	Sim	Sim
F03	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
F04	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
F11	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
F13	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
F16	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Corretos		62.5%	62.5%	62.5%	87.5%
Incorretos		37.5%	37.5%	37.5%	12.5%

O fato do modelo de SWT_D apresentar boa correlação com os dados experimentais pode ser explicado devido a este modelo ser definido em função das componentes desviadoras de tensão e deformação, desprezando as componentes hidrostáticas na sua formulação. A formação da microtrinca é pouco sensível às componentes de tensão e deformação média e hidrostática, que tornam-se importantes à medida que a microtrinca cresce (fase de propagação).

Através do modelo de Findley obteve-se o mesmo percentual de acertos (62,5%) que os dos modelos SWT e Crossland. Por estes modelos as previsões indicam que sempre haverá risco de nucleação de trincas. Este fato já era esperado para os modelos de Crossland e SWT, que quando calculados segundo a abordagem local, apresentam resultados conservativos, conforme discutido na revisão bibliográfica.

As figuras a seguir (Figura 6.1, Figura 6.2, Figura 6.3 e Figura 6.4) apresentam as superfícies de resposta do dano calculado pelo modelo SWT_D , SWT, Findley e Crossland respectivamente para o teste de fadiga por fretting F01 (onde não se observou trinca). Para cada modelo multiaxial de dano por fadiga, se o dano

<1 não há risco de nucleação de trinca. O eixo x encontra-se normalizado pela semi-largura de contato a e o eixo z normalizado pela distância crítica de Taylor calculada através do método do ponto ($L_{TDC-MP} = L/2 \sim 110 \mu m$).

Nestes gráficos pode ser observado que o dano é maximizado na superfície de contato, nas vizinhanças da borda anterior do contato, que reproduz o local de nucleação das trincas de fadiga por fretting observadas experimentalmente. Além disto, o efeito do gradiente de tensões sobre o dano fica evidente. À medida que z/L_{MP} aumenta (ou seja, indo em direção à profundidade do contato) o dano cai de forma acentuada, o que motiva o uso da abordagem não-local a este tipo de problema visto que com os modelos multiaxiais de fadiga tradicionalmente aplicados a este tipo de problema (STW, Crossland), considerando-se a abordagem local, são obtidas previsões conservativas do risco de nucleação de trincas na superfície de contato.

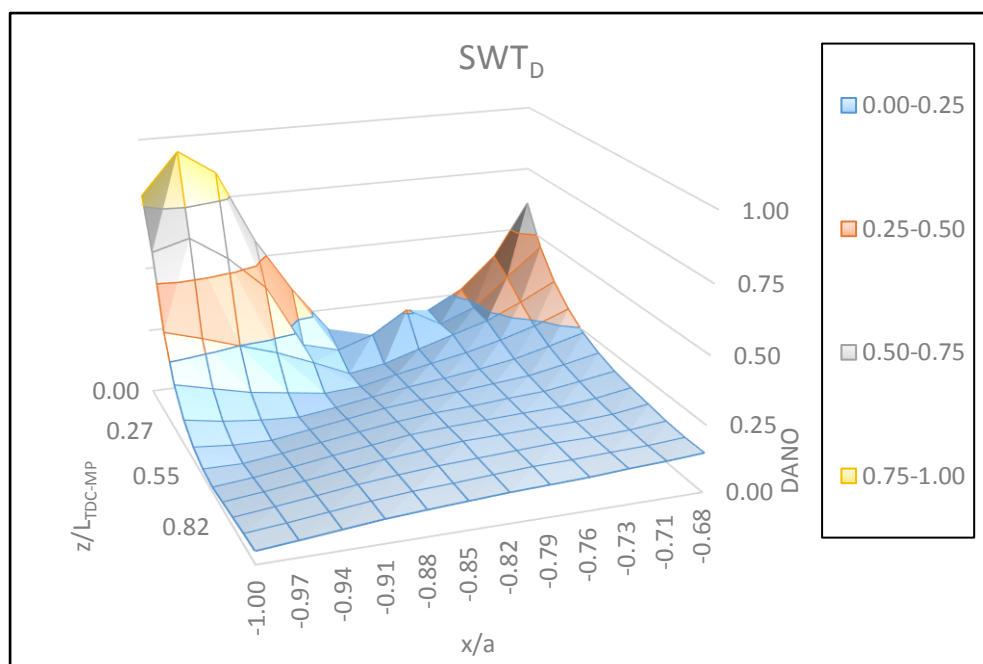


Figura 6.1 - Superfície de resposta das previsões do risco de nucleação de trinca calculada através do parâmetro de SWT_D - F01 (LP).

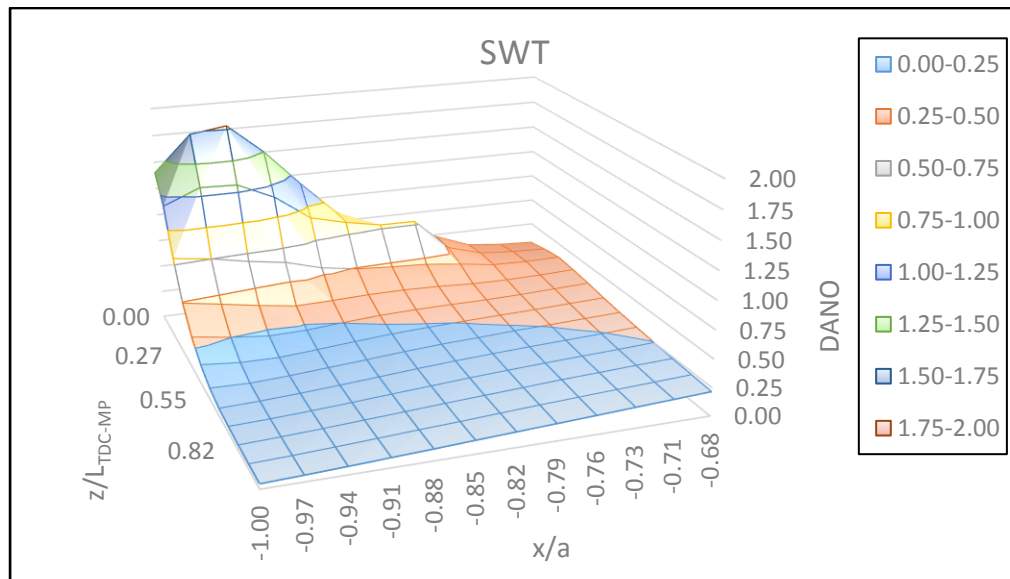


Figura 6.2 - Superfície de resposta das previsões do risco de nucleação de trinca calculada através do parâmetro de SWT - F01 (LP).

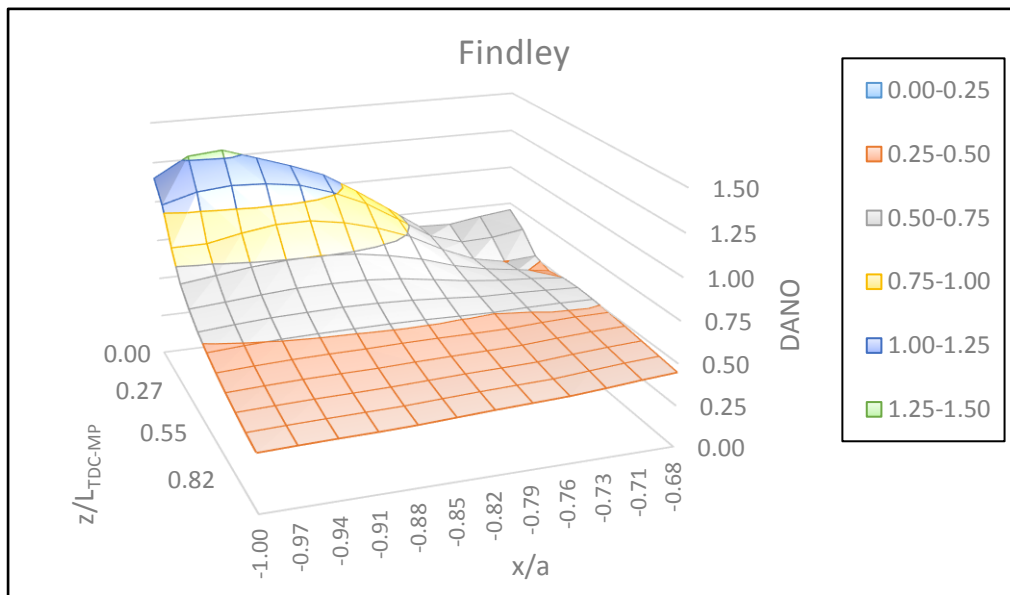


Figura 6.3 - Superfície de resposta das previsões do risco de nucleação de trinca calculada através do parâmetro de Findley - F01 (LP).

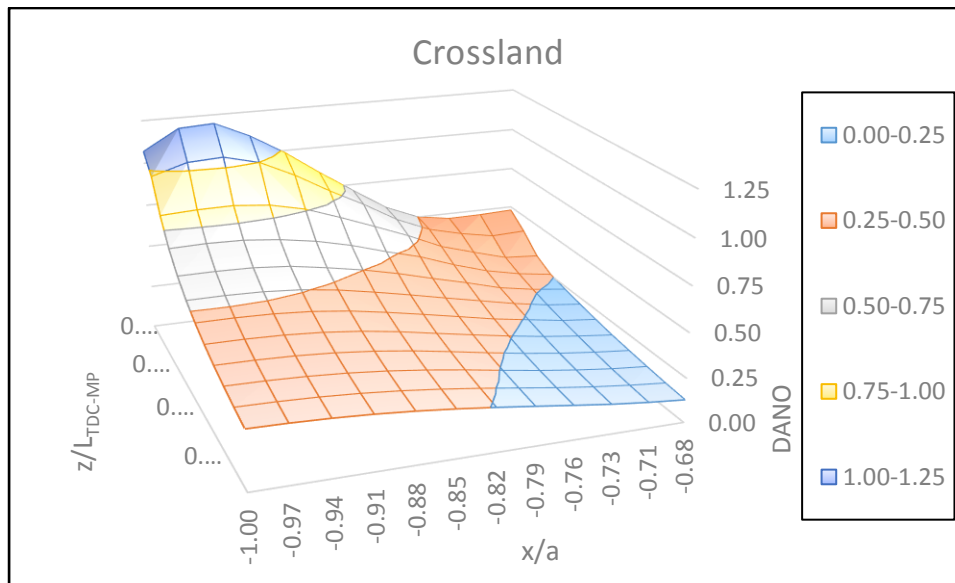


Figura 6.4 - Superfície de resposta das previsões do risco de nucleação de trinca calculada através do parâmetro de Crossland - F01 (LP).

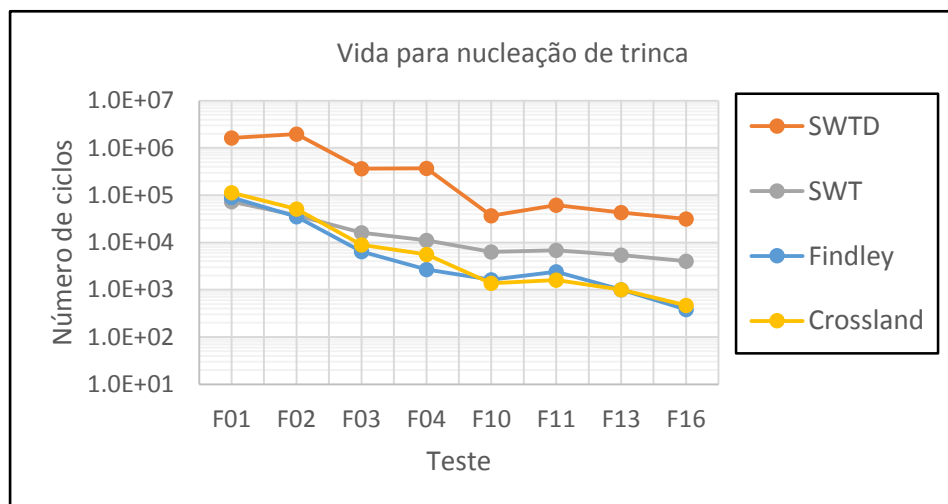


Figura 6.5 - Estimativa de vida para nucleação de trinca - abordagem local.

A Figura 6.5 apresenta as estimativas de vida para nucleação de trinca com base na equação de Basquin para cada modelo multiaxial investigado. Note que em todos os testes o modelo SWT_D apresenta uma vida para nucleação de trinca maior que os demais modelos, o que evidencia que estimativas menos conservativas da vida para nucleação de trinca podem ser obtidas através deste modelo. Comparando-se os modelos SWT e SWT_D para o caso elástico, note que a vida para nucleação de trinca estimada por SWT_D é no mínimo 20 vezes maior que a vida estimada por SWT para os testes F01, F02, F03 e F04. Para os testes feitos a elevada pressão de contato (HP) este fator na vida para nucleação de trinca cai para no mínimo 5 (testes F10, F11, F13 e F16).

O modelo de Findley gerou as menores previsões de vida para nucleação de trinca. Porém, por Findley, o plano crítico é o que mais se aproximou do observado experimentalmente, conforme apresentado na Figura 6.6. O plano crítico obtido por Findley indica modo II de falha, sendo $\phi = 66^\circ \pm 5^\circ$ com a superfície de contato, enquanto os resultados experimentais indicam um ângulo $\phi = 60^\circ \pm 3^\circ$, conforme ilustrado anteriormente na Figura 4.3. As previsões de plano crítico pelos modelos SWT e SWT_D indicam $\phi = 90^\circ$ com a superfície de contato, sendo este plano representativo do modo I de falha (como esperado para este tipo de modelo).

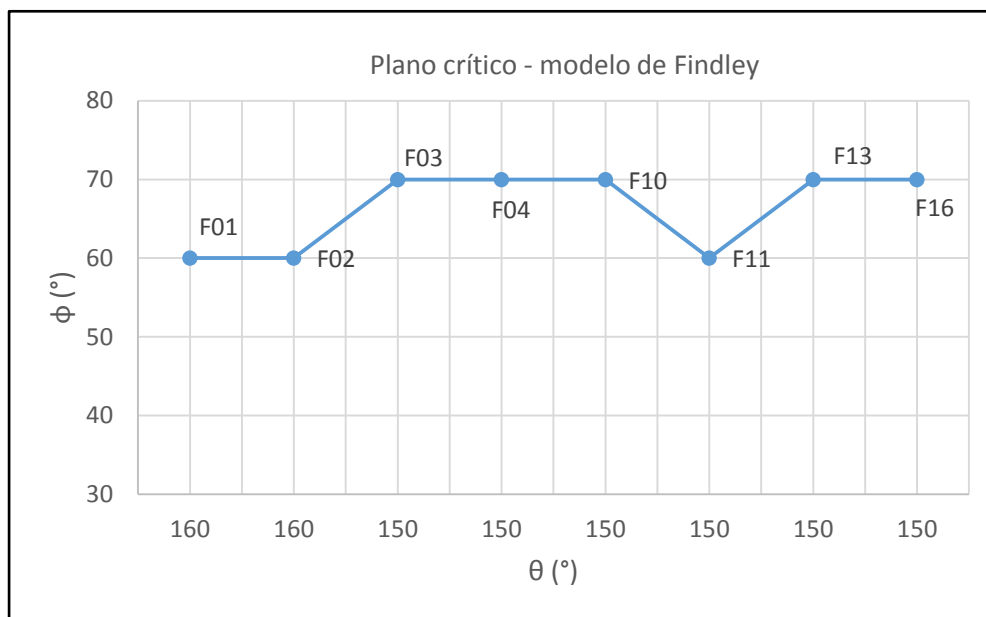


Figura 6.6 - Plano crítico (θ, ϕ) pelo modelo de Findley - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - abordagem local.

Note que o modelo de Crossland, que possui baixo custo computacional e que, em princípio, não é recomendado para materiais que falham em direções preferenciais, foi capaz de fazer previsões conservativas similares às aquelas feitas através do modelo de Findley, que reconhece plano crítico. Este resultado corrobora o uso recorrente na literatura do modelo de Crossland aplicado ao problema de fadiga por fretting.

6.1.2.

Testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga)

Nas tabelas a seguir (Tabela 6.6, Tabela 6.7, Tabela 6.8 e Tabela 6.9) são apresentadas as quantidades calculadas através do modelo SWT_D, SWT, Findley e Crossland respectivamente segundo a abordagem local para os testes de fadiga por

fretting com carga remota de fadiga: plano crítico (θ, ϕ) quando aplicável, dano e estimativa de vida para nucleação de trinca.

Tabela 6.6 - Quantidades calculadas pelo parâmetro de SWTD - testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga) - abordagem local.

Teste	Ponto crítico (x/a)	θ (°)	ϕ (°)	Dano	N_f
FF01	-1.00	0	90	1.09	7.40E+05
FF02	-1.00	0	90	0.99	1.01E+06
FF05	-1.00	0	90	1.49	1.57E+05
FF06	-1.00	0	90	1.40	2.11E+05
FF07	-1.00	0	90	1.11	6.78E+05
FF08	-1.00	0	90	1.57	1.24E+05
FF09	-1.00	0	90	1.31	2.92E+05
FF10	-1.00	0	90	2.18	3.34E+04
FF11	-1.00	0	90	1.78	7.20E+04
FF12	-1.00	0	90	1.78	7.20E+04
FF13	-1.00	0	90	2.13	3.65E+04
FF14	-1.00	0	90	1.98	4.75E+04
FF15	-1.00	0	90	1.76	7.64E+04

Tabela 6.7 - Quantidades calculadas pelo parâmetro de SWT - testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga) - abordagem local.

Teste	Ponto crítico (x/a)	θ (°)	ϕ (°)	Dano	N_f
FF01	-1.00	0	90	1.86	6.04E+04
FF02	-1.00	0	90	1.79	7.12E+04
FF05	-1.00	0	90	2.47	2.19E+04
FF06	-1.00	0	90	2.40	2.42E+04
FF07	-1.00	0	90	1.89	5.70E+04
FF08	-1.00	0	90	2.61	1.85E+04
FF09	-1.00	0	90	2.18	3.38E+04
FF10	-1.00	0	90	3.70	6.99E+03
FF11	-1.00	0	90	3.04	1.18E+04
FF12	-1.00	0	90	3.06	1.15E+04
FF13	-1.00	0	90	3.60	7.49E+03
FF14	-1.00	0	90	3.36	9.00E+03
FF15	-1.00	0	90	3.00	1.22E+04

Tabela 6.8 - Quantidades calculadas pelo parâmetro de Findley - testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga) - abordagem local.

Teste	Ponto crítico (x/a)	θ (°)	ϕ (°)	Dano	N_f
FF01	-1.00	40	90	1.32	3.41E+04
FF02	-1.00	40	90	1.30	4.27E+04
FF05	-1.00	140	90	1.47	9.34E+03
FF06	-1.00	140	90	1.42	1.50E+04
FF07	-1.00	40	90	1.33	3.09E+04
FF08	-1.00	40	90	1.49	8.00E+03
FF09	-1.00	40	90	1.42	1.52E+04
FF10	-1.00	40	90	1.85	6.02E+02
FF11	-1.00	40	90	1.68	1.90E+03
FF12	-1.00	40	90	1.63	2.70E+03
FF13	-1.00	40	90	1.83	6.82E+02
FF14	-1.00	40	90	1.78	9.85E+02
FF15	-1.00	40	90	1.57	4.51E+03

Tabela 6.9 - Quantidades calculadas pelo modelo de Crossland - testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga) - abordagem local.

Testes	Ponto crítico (x/a)	θ (°)	ϕ (°)	Dano	N_f
FF01	-1.00	-	-	1.23	8.48E+04
FF02	-1.00	-	-	1.20	1.09E+05
FF05	-1.00	-	-	1.36	2.57E+04
FF06	-1.00	-	-	1.31	4.02E+04
FF07	-1.00	-	-	1.23	7.89E+04
FF08	-1.00	-	-	1.37	2.22E+04
FF09	-1.00	-	-	1.31	3.98E+04
FF10	-1.00	-	-	1.71	1.58E+03
FF11	-1.00	-	-	1.55	4.92E+03
FF12	-1.00	-	-	1.50	7.35E+03
FF13	-1.00	-	-	1.69	1.78E+03
FF14	-1.00	-	-	1.64	2.56E+03
FF15	-1.00	-	-	1.44	1.24E+04

O risco de nucleação de trinca para os testes de fadiga por fretting pelos modelos investigados encontra-se resumido na Tabela 6.10. Novamente, segundo a abordagem local, o modelo SWT_D é o que apresenta melhor acurácia nas previsões (76,9% de acertos). Os demais modelos produzem previsões similares entre si (69,2% de acertos). Note que em todos os casos os erros obtidos são do lado conservativo.

Tabela 6.10 - Previsões do risco de nucleação de trinca - testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga) - abordagem local - 13 testes.

Teste	Nucleação de trinca?				
	Experimental	Crossland	Findley	SWT	SWT _D
FF02	Não	Sim	Sim	Sim	Não
FF06	Não	Sim	Sim	Sim	Sim
FF07	Não	Sim	Sim	Sim	Sim
FF09	Não	Sim	Sim	Sim	Sim
FF01	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
FF05	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
FF08	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
FF10	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
FF11	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
FF12	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
FF13	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
FF14	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
FF15	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Corretos		69.2%	69.2%	69.2%	76.9%
Incorretos		30.8%	30.8%	30.8%	23.1%

As figuras a seguir (Figura 6.7, Figura 6.8, Figura 6.9 e Figura 6.10) apresentam as superfícies de resposta do dano pelo modelo de SWT_D, SWT, Findley e Crossland respectivamente para o teste de fadiga por fretting FF01 (onde experimentalmente se observou trincas).

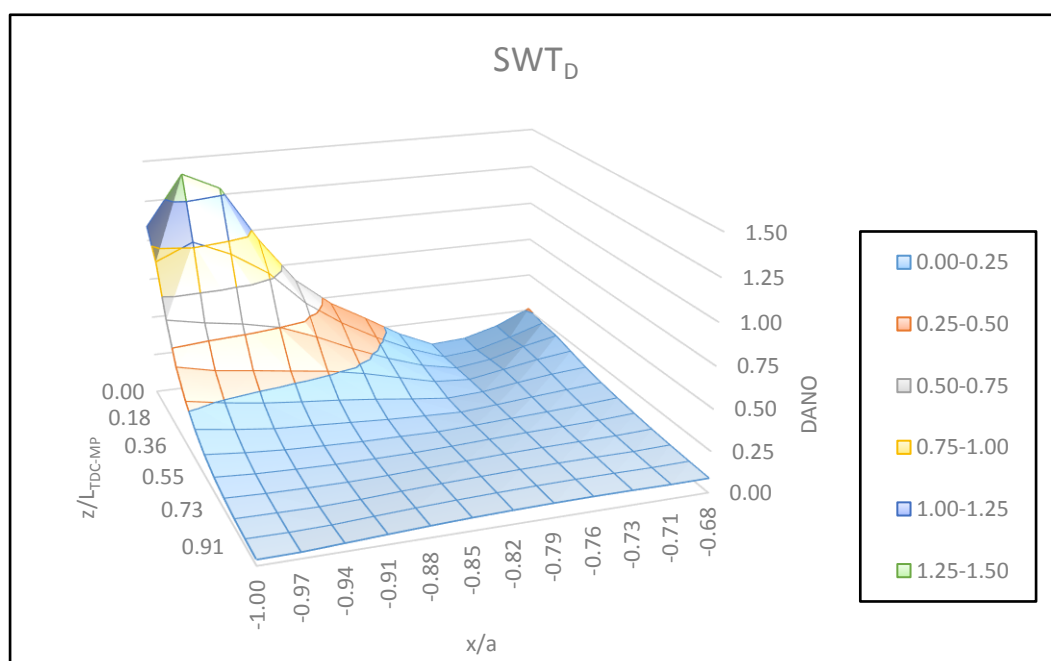


Figura 6.7 - Superfície de resposta das previsões do risco de nucleação de trinca calculada através do parâmetro de SWT_D - FF01 (LP).

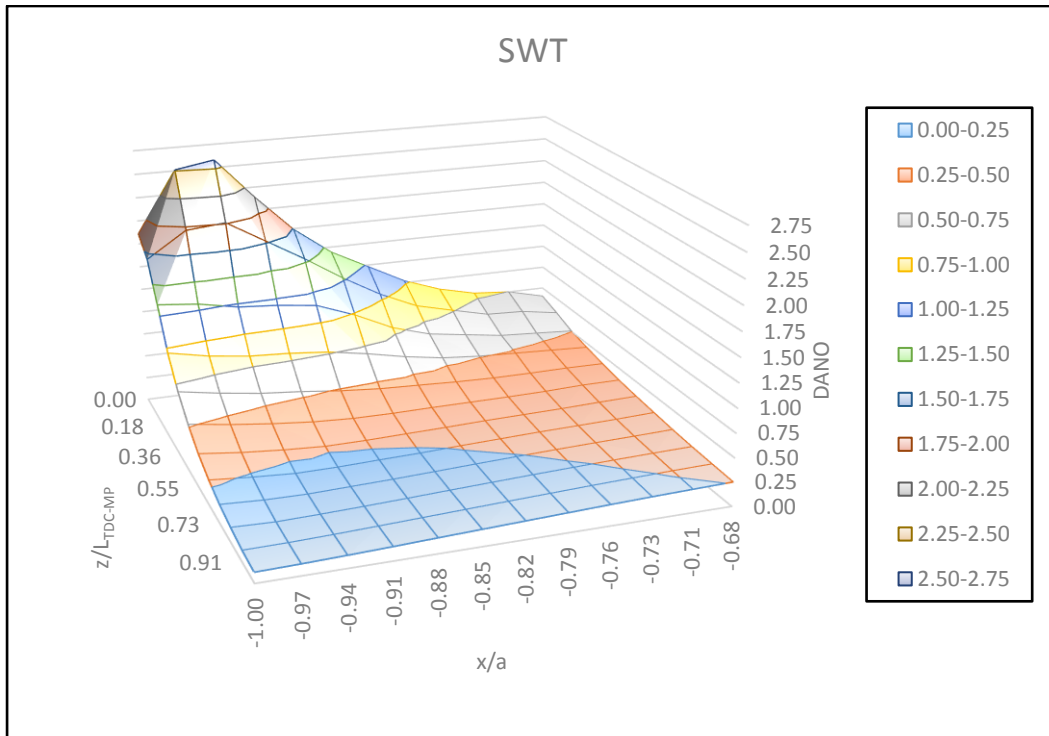


Figura 6.8 - Superfície de resposta das previsões do risco de nucleação de trinca calculada através do parâmetro de SWT - FF01 (LP).

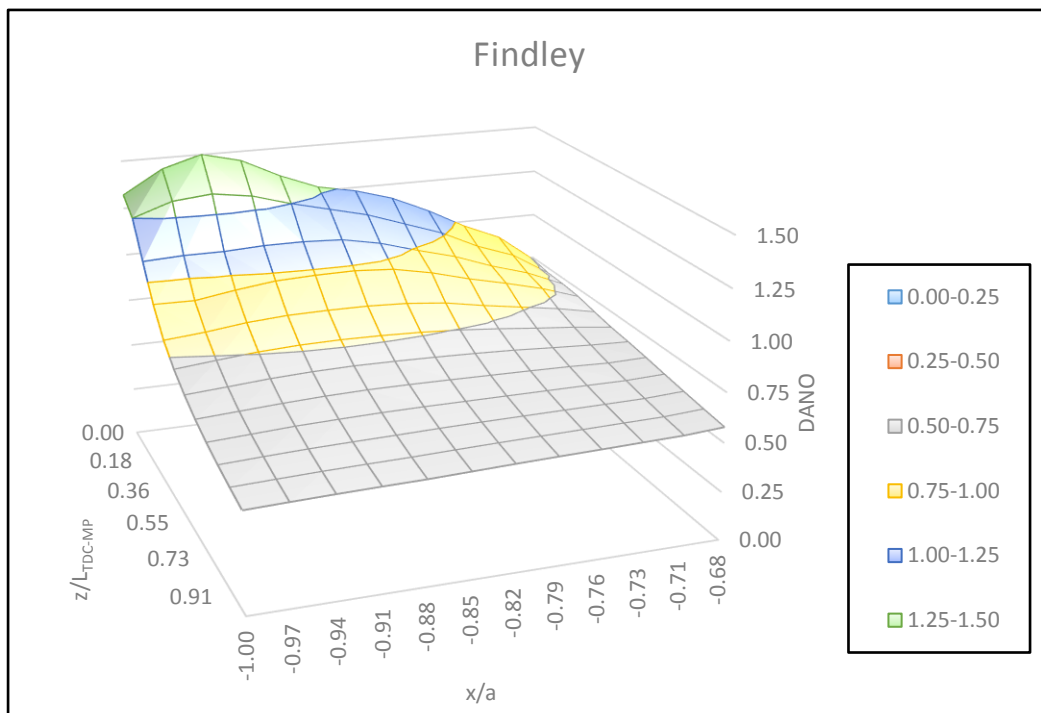


Figura 6.9 - Superfície de resposta das previsões do risco de nucleação de trinca calculada através do parâmetro de Findley - FF01 (LP).

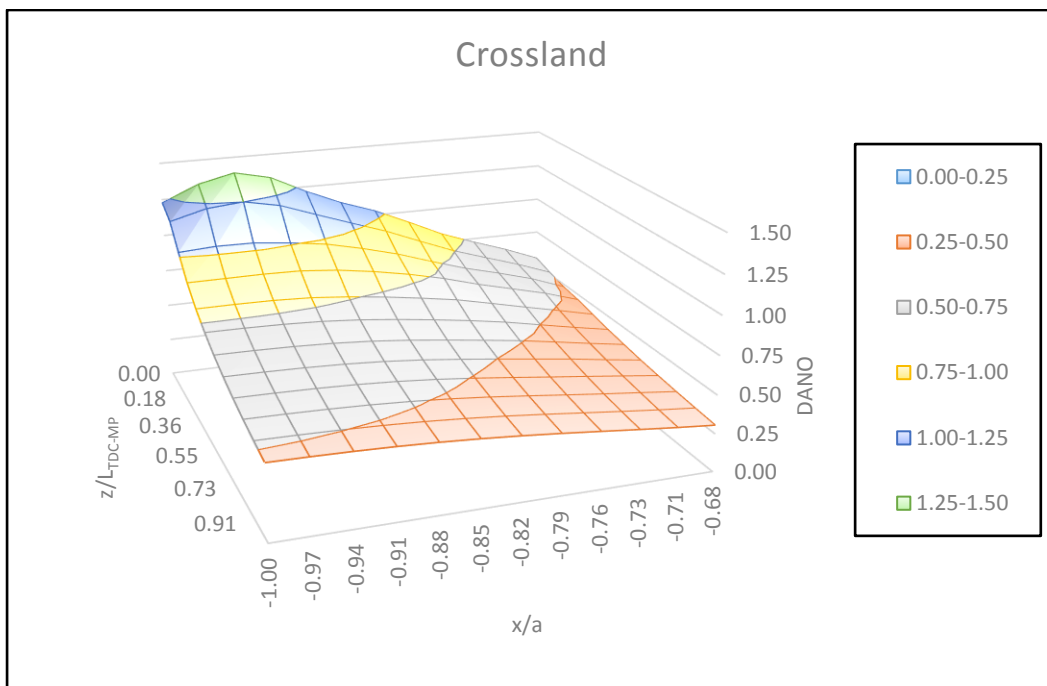


Figura 6.10 - Superfície de resposta das previsões do risco de nucleação de trinca calculada através do parâmetro de Crossland - FF01 (LP).

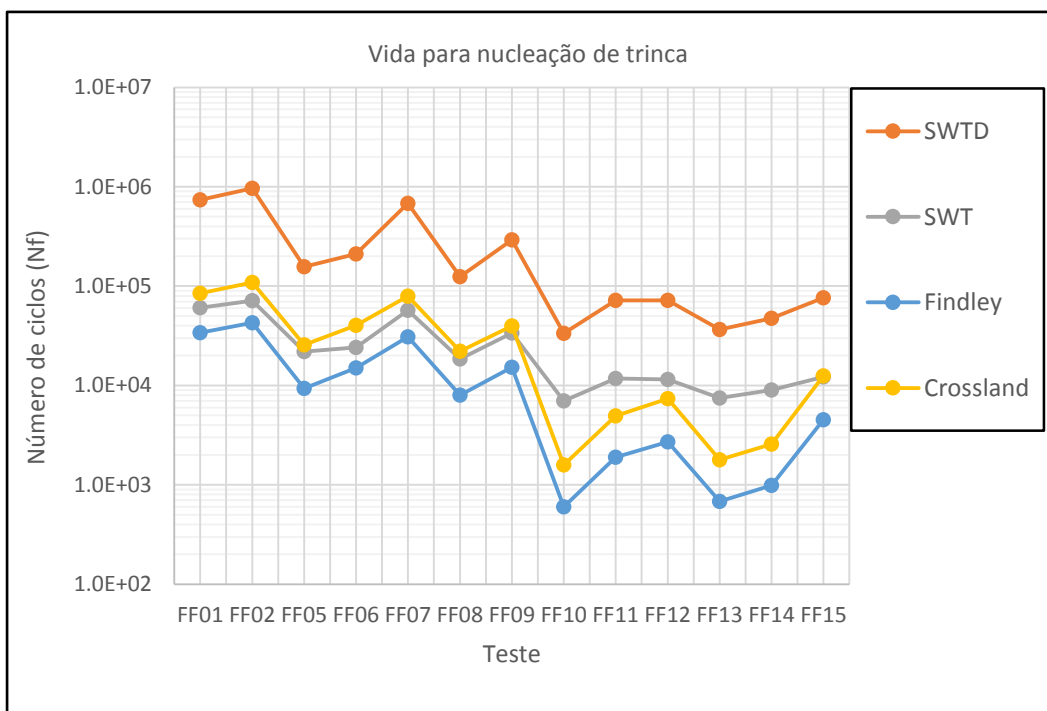


Figura 6.11 - Estimativa de vida para nucleação de trinca (abordagem local).

Note na Figura 6.11 que a vida estimada para nucleação de trinca pelo modelo SWT_D local é sempre menos conservativa quando comparada a vida estimada pelos demais modelos multiaxiais de fadiga investigados. Comparando-se os métodos SWT e SWT_D , a vida para nucleação de trinca estimada por SWT_D é no mínimo 5 vezes maior, podendo chegar a um fator de 14 para o teste FF02.

Considerando os modelos baseados nas tensões solicitantes, o modelo de Findley gerou as menores estimativas de vida para nucleação de trinca, e que são muito similares às aquelas estimadas pelo modelo de Crossland. Sendo um modelo baseado no invariante de tensões, a vantagem do modelo de Crossland frente ao modelo de Findley é que ele não requer a busca do plano crítico. No entanto, por Crossland perde-se o senso físico do processo de nucleação de trinca, que se dá num plano preferencial (plano crítico).

6.2.

Previsão do risco na nucleação de trinca - abordagem não-local

Fisicamente, a abordagem não-local indica que o dano à fadiga poderia ser melhor estimado através de uma média do parâmetro multiaxial sobre uma dimensão característica que pode ser uma propriedade material (e.g., da ordem do tamanho do grão) ou um valor em função da geometria, que permite levar em conta o gradiente de tensões.

O objetivo neste trabalho com esta abordagem é a busca por uma dimensão característica L_{DC} , definida em função da combinação de um método de integração (ponto, linha e área) e um modelo multiaxial de dano por fadiga (SWT_D , SWT , Findley e Crossland), que melhor ajuste as previsões de nucleação de trinca para os dois conjuntos de experimentos estudados. A seguir, serão apresentados os resultados obtidos para os testes de fadiga por fretting (com e sem carga remota de fadiga) segundo a abordagem não-local.

6.2.1.

Testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga)

A Tabela 6.11 apresenta a dimensão característica L_{DC} que melhor ajusta os dados experimentais e o percentual de acertos associado a cada combinação de método de integração (ponto, linha e área) com modelo multiaxial de fadiga (SWT_D , SWT , Findley e Crossland).

Note que o percentual máximo de acertos na previsão de nucleação de trinca (87,5%) é igual ao obtido pelo modelo de SWT_D local (87,5%), conforme apresentado anteriormente na Tabela 6.5. Outra observação importante da Tabela 6.11 é que, segundo a abordagem não-local, os modelos investigados podem apresentar a mesma acurácia nas previsões se a escolha da dimensão característica L_{DC} for adequada.

Tabela 6.11 - Dimensão característica que otimiza a previsão de nucleação de trinca - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - abordagem não-local - 8 testes.

Modelo	Ponto		Linha		Área	
	L_{DC-MP} (μm)	Acertos (%)	L_{DC-ML} (μm)	Acertos (%)	L_{DC-MA} (μm)	Acertos (%)
SWT _D	10	87.5%	10	87.5%	10	87.5%
SWT	30	87.5%	50	87.5%	40	87.5%
Findley	20	87.5%	40	87.5%	30	87.5%
Crossland	20	87.5%	30	87.5%	20	87.5%

Note que pelo método do ponto, a distância que otimiza as previsões pelos diferentes modelos vale $L_{DC-MP} = 20 \pm 8.2 \mu\text{m}$, que é da mesma ordem de grandeza do tamanho médio do grão do aço AISI 1034 (20-30 μm), conforme apresentado na seção 4.1.

Apesar da dimensão característica variar de acordo com o modelo multiaxial e/ou com o método de integração, ela nunca foi maior que a metade do valor sugerido pela TDC de Taylor em termos do método do ponto $L_{TDC-MP} = 110 \mu\text{m}$.

De maneira alternativa, ao invés de ajustar a dimensão característica em função dos resultados experimentais como apresentado anteriormente, foi verificado a acurácia nas previsões do risco de nucleação de trinca assumindo-se a dimensão característica como uma propriedade do material, tal como proposto por Taylor em termos do método do ponto. Assim, as previsões foram verificadas para a dimensão característica $L_{DC} = L_{TDC-M} = 110 \mu\text{m}$. As previsões obtidas do risco de nucleação de trinca são não-conservativas, conforme apresentado na Tabela 6.12. Note que nenhuma trinca é prevista independentemente do modelo multiaxial de dano por fadiga considerado. Em particular para este conjunto de resultados experimentais, a distância crítica de Taylor mostrou-se não adequada para fazer previsões do risco de nucleação de trinca de fadiga por fretting. Assim, recomenda-se cautela na utilização da abordagem não-local cuja dimensão característica deve ser devidamente calibrada em resultados experimentais pois foi evidenciado que previsões não conservativas podem ser feitas ao assumir uma dimensão característica assumida como propriedade do material tal qual a sugerida por Taylor definida em termos do método do ponto [22].

Tabela 6.12 - Previsões do risco de nucleação de trinca - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - $L_{DC}=L_{TDC-MP}=110 \mu\text{m}$ - abordagem não-local - 8 testes.

Teste	Nucleação de trinca?				
	Experimental	Crossland	Findley	SWT	SWT _D
F01	Não	Não	Não	Não	Não
F02	Não	Não	Não	Não	Não
F10	Não	Não	Não	Não	Não
F03	Sim	Não	Não	Não	Não
F04	Sim	Não	Não	Não	Não
F11	Sim	Não	Não	Não	Não
F13	Sim	Não	Não	Não	Não
F16	Sim	Não	Não	Não	Não
Corretos		37.5%	37.5%	37.5%	37.5%
Incorretos		62.5%	62.5%	62.5%	62.5%

6.2.2.

Testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga)

A dimensão característica L_{DC} , definida em função da combinação os métodos de integração (ponto, linha e área) com modelos multiaxiais de dano por fadiga (SWT_D, SWT, Findley e Crossland), que melhor ajusta os dados experimentais e o percentual de acertos das previsões associado a cada uma dessas combinações é apresentada na Tabela 6.13.

Tabela 6.13 - Distância característica que otimiza a previsão de nucleação de trincas - testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga) - abordagem não-local - 13 testes.

Modelo	Ponto		Linha		Área	
	L_{DC-MP} (μm)	Acertos (%)	L_{DC-ML} (μm)	Acertos (%)	L_{DC-MA} (μm)	Acertos (%)
SWT _D	20	92.3%	40	92.3%	20	100%
SWT	40	84.6%	110	92.3%	90	92.3%
Findley	40	92.3%	100	92.3%	100	92.3%
Crossland	40	92.3%	80	92.3%	80	92.3%

Note que a dimensão característica L_{DC} que otimiza as previsões do risco de nucleação de trincas varia de acordo com o modelo multiaxial e também com o método de integração. De maneira geral, o percentual de acertos nas previsões através da abordagem não-local pode ser maior que o percentual de acertos obtido através da abordagem local, independentemente do modelo multiaxial desde que L_{DC} seja escolhida de forma adequada. Com exceção do modelo SWT pelo método

do ponto, em que o ajuste de L_{DC} leva a previsões com 84.6% de acertos, o ajuste de L_{DC} através da demais combinações de modelos multiaxiais e métodos de integração leva a previsões com erros inferiores a 10%. Em particular, observe que o modelo SWT_D combinado ao método de integração da área com $L_{DC-MA} = 20 \mu m$ foi capaz de fazer previsões com 100 % de acertos (13 testes). Esta dimensão é da mesma ordem de grandeza do diâmetro médio do tamanho do grão do material em estudo, conforme apresentado na seção 4.1.

Para este segundo conjunto de dados experimentais, também foram verificadas as previsões do risco de nucleação de trincas produzidas ao se considerar a dimensão característica igual ao comprimento crítico proposto por Taylor definido em termos do MP, ou seja, $L_{DC}=L_{TDC-MP}=110 \mu m$.

Tabela 6.14 - Previsões do risco de nucleação de trinca - testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga) - abordagem não-local - método do ponto - $L_{DC} = L_{TDC-PM} = 110 \mu m$ - 13 testes.

Teste	Nucleação de trinca?				
	Teste	Crossland	Findley	SWT	SWT_D
FF02	Não	Não	Não	Não	Não
FF06	Não	Não	Não	Não	Não
FF07	Não	Não	Não	Não	Não
FF09	Não	Não	Não	Não	Não
FF01	Sim	Não	Não	Não	Não
FF05	Sim	Não	Não	Não	Não
FF08	Sim	Não	Não	Não	Não
FF10	Sim	Não	Não	Não	Não
FF11	Sim	Não	Não	Não	Não
FF12	Sim	Não	Não	Não	Não
FF13	Sim	Não	Sim	Não	Não
FF14	Sim	Não	Não	Não	Não
FF15	Sim	Não	Não	Não	Não
	Corretos	30.8%	38.5%	30.8%	30.8%
	Incorretos	69.2%	61.5%	69.2%	69.2%

Note na Tabela 6.14 que as previsões produzidas foram não conservativas. Nenhuma trinca é prevista independentemente do modelo multiaxial de dano por fadiga considerado, com exceção do teste FF13 pelo modelo de Findley. Em particular para este conjunto de resultados experimentais, a distância crítica de Taylor em termos do método do ponto mostrou-se não adequada para fazer previsões do risco de nucleação de trinca de fadiga por fretting. Assim, recomenda-se cautela na utilização da abordagem não-local cuja dimensão característica deve

ser devidamente calibrada em resultados experimentais pois foi evidenciado que previsões não conservativas podem ser feitas ao se considerar uma dimensão característica assumida como propriedade do material tal qual a sugerida por Taylor definida em termos do método do ponto.

6.3.

Efeito da dimensão característica na previsão de nucleação de trinca

Nas seções anteriores foi evidenciado que os modelos multiaxiais podem atingir acurácias similares nas previsões do risco de nucleação de trinca em função da escolha da dimensão característica (Tabela 6.11 e Tabela 6.13). Aqui será discutido o impacto da escolha da dimensão característica L_{DC} nas previsões do risco de nucleação de trinca.

A Tabela 6.15 apresenta as previsões do risco de nucleação de trinca considerando o método da área com $L_{DC-MA} = 10 \mu m$ para os testes de fadiga por fretting (sem carregamento remoto de fadiga). A Tabela 6.16 apresenta as previsões considerando o método da área com $L_{DC-MA} = 20 \mu m$ para os testes de fadiga por fretting (com carregamento remoto de fadiga). Estas dimensões foram as que melhor ajustaram as previsões segundo a abordagem não-local pelo modelo SWT_D , modelo de principal interesse neste trabalho.

Tabela 6.15 - Previsões do risco de nucleação de trinca - testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga) - abordagem não-local - $L_{DC-MA} = 10 \mu m$.

Teste	Nucleação de trinca?				
	Teste	Crossland	Findley	SWT	SWT_D
F01	Não	Sim	Sim	Sim	Não
F02	Não	Sim	Sim	Sim	Não
F10	Não	Sim	Sim	Sim	Sim
F03	Não	Sim	Sim	Sim	Sim
F04	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
F11	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
F13	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
F16	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Corretos		62.5%	62.5%	62.5%	87.5%
Incorretos		37.5%	37.5%	37.5%	12.5%

De fato, a otimização das previsões da condição de nucleação da trinca para o material em estudo, segundo a abordagem não-local, é mais influenciada pela dimensão característica tomada que pelo próprio modelo escolhido. Para os testes de fadiga por fretting (sem carga remota de fadiga), o percentual de acertos médio

considerando os quatro modelos calculados pelo método da área com $L_{DC-MA} = 10 \mu\text{m}$ é de $68,8 \pm 12,5 \%$. Por outro lado, ao se escolher a distância característica adequada para cada modelo separadamente (Tabela 6.11), o percentual médio de acerto considerando os quatro modelos calculados pelo método da área é de $87,5 \pm 0\%$.

Para os testes de fadiga por fretting com carga remota de fadiga, o percentual de acertos médio considerando os quatro modelos calculados pelo método da área com $L_{DC-MA} = 20 \mu\text{m}$ é de $(75 \pm 17) \%$. Por outro lado, ao se escolher a distância característica adequada para cada modelo separadamente (Tabela 6.13), o percentual de acerto médio considerando-se os quatro modelos calculados pelo método da área é de $(94 \pm 4) \%$.

As observações anteriores indicam que cada modelo deve ser calibrado de forma independente para que as previsões possam ser otimizadas. Esta conclusão está coerente com a obtida por Navarro et al [27] no estudo de ligas aeroespaciais de alumínio e de titânio, que agora pode ser estendida ao aço AISI 1034.

Tabela 6.16 - Previsões do risco de nucleação de trinca - testes de fadiga por fretting (com carga remota de fadiga) - abordagem não local - $L_{DC-MA} = 20 \mu\text{m}$.

Teste	Nucleação de trinca?				
	Teste	Crossland	Findley	SWT	SWT _D
FF02	Não	Sim	Sim	Sim	Não
FF06	Não	Sim	Sim	Sim	Não
FF07	Não	Sim	Sim	Sim	Não
FF09	Não	Sim	Sim	Sim	Não
FF01	Sim	Sim	Sim	Não	Sim
FF05	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
FF08	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
FF10	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
FF11	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
FF12	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
FF13	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
FF14	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
FF15	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Corretos		69.2%	69.2%	61.5%	100.0%
Incorretos		30.8%	30.8%	38.5%	0.0%

7

Conclusões

Neste trabalho foram avaliados quatro modelos multiaxiais de dano por fadiga para previsão do risco de nucleação de trincas por fadiga por fretting segundo as abordagens local e não-local do problema. Para tanto, um modelo 2D elastoplástico representativo da configuração cilindro/plano foi implementado em elementos finitos sob hipótese de estado plano de deformações. Deste modelo 2D, foram extraídos os campos de tensão e deformação que serviram como dados de entrada para as rotinas de cálculo dos modelos multiaxiais de fadiga, sendo estas implementadas com auxílio do programa Matlab®, o que possibilita fazer as previsões do risco de nucleação de trinca. As previsões obtidas através dos modelos de plano crítico SWT_D e Findley foram confrontadas com os resultados experimentais e com as previsões de dois outros modelos usados com frequência na literatura para o mesmo propósito: modelo de plano crítico de SWT e modelo de Crossland, baseado nos invariantes de tensão. As principais conclusões obtidas neste estudo são apresentadas a seguir.

As melhores previsões do risco de nucleação de trinca foram obtidas através do parâmetro SWT_D , que considera somente as componentes desviadoras das tensões e deformações. De maneira geral, as previsões obtidas por SWT_D foram menos conservativas que àquelas geradas pelos demais modelos estudados.

A explicação para as melhores previsões terem sido obtidas através do modelo SWT_D seria devido ao fato que as componentes hidrostáticas são desprezadas em sua formulação. Isto reflete bem o que acontece fisicamente no processo de nucleação de uma microtrinca, que é pouco sensível às tensões médias e hidrostáticas e depende somente do movimento de discordâncias (causado pelas componentes desviadoras).

Segundo a abordagem local, o modelo SWT_D fez previsões do risco de nucleação de trinca com erros conservativos inferiores a 15%. As divergências nas previsões do risco de nucleação de trinca com relação aos resultados experimentais foram observadas principalmente para os testes feitos a elevada pressão de contato ($HP = 700$ MPa), onde as tensões são elastoplásticas. No entanto, para os testes feitos a baixa pressão de contato ($LP = 450$ MPa), tensões elásticas, as previsões foram melhores.

O modelo de Findley gerou previsões conservativas, comparadas com aquelas obtidas através do modelo SWT_D . Por outro lado, o modelo de Findley foi o que melhor indicou a direção de propagação da trinca, assumindo que a mesma se propaga no plano crítico.

O modelo de Crossland fez previsões similares às aquelas dos modelos de plano crítico, mesmo não sendo um modelo recomendado para materiais que falham em direções preferenciais, caso da maioria das ligas metálicas. Mas isto só foi possível devido ao caráter proporcional das tensões locais. Caso contrário, o modelo de Crossland poderia gerar previsões não adequadas. A vantagem deste modelo em relação aos demais é o baixo custo computacional requerido, uma vez que não é necessário a busca do plano crítico.

Na abordagem não-local, foi observado que a dimensão característica L_{DC} varia em função do carregamento aplicado, do modelo multiaxial de fadiga e do método de integração considerado. Assim, L_{DC} deve ser calibrada para cada modelo de fadiga multiaxial separadamente. Considerando L_{DC} calibrada para cada modelo multiaxial de fadiga, notou-se que os 4 modelos podem fazer previsões com o mesmo nível de acurácia (erros conservativos inferiores a 15%). Entretanto, previsões com acurácia similar foram obtidas através do modelo SWT_D local, que requer um parâmetro a menos a ser calibrado (dimensão característica).

Especificamente para os testes de fadiga por fretting com carregamento remoto de fadiga, constituído de 13 testes feitos a baixa pressão de contato, o modelo SWT_D não-local associado ao método da área com $L_{DC} = 20 \mu m$ foi capaz de prever corretamente o risco de nucleação para todos os 13 testes.

Previsões não conservativas foram obtidas para os dois conjuntos de testes deste trabalho através da abordagem não-local ao se considerar uma dimensão característica igual a distância crítica proposta por Taylor, definida em termos do método do ponto: $L_{DC} = L_{TDC-PM} = 110 \mu m$. A vantagem da distância crítica de Taylor é que ela seria uma constante determinada a partir de duas propriedades materiais, não sendo necessário o uso de resultados de testes de fadiga por fretting para calibrar a dimensão característica. Entretanto, visto as previsões não conservativas produzidas a partir da distância crítica de Taylor, recomenda-se cautela no uso da abordagem não-local sem a devida calibração da dimensão característica em resultados de testes de fadiga por fretting.

As conclusões aqui mencionadas tratam-se de avaliações de ordem de grandeza do risco de nucleação de trinca por fadiga por fretting, pois algumas das propriedades dos materiais foram estimadas. Como a dispersão nestas propriedades é grande, as mesmas precisariam ser medidas para a validação das conclusões aqui apresentadas.

8

Trabalhos futuros

Como sugestão de trabalhos futuros para continuação desta dissertação, pode-se apontar:

Medir as constantes de Coffin-Manson, que neste trabalho foram estimadas através da estimativa das medianas. Como elas podem ser muito dispersas de um aço para o outro, elas deveriam ser medidas para validar as conclusões apresentadas neste texto.

Medir e implementar a curva cíclica do material para avaliar o efeito do transiente de encruamento cíclico nas previsões obtidas.

Aplicar o modelo multiaxial de fadiga SWT_D para a previsão do risco de nucleação de trincas sob solicitações de fadiga por fretting em outros materiais tais como as ligas aeroespaciais Al4%Cu ou Ti-6Al-4V para as quais resultados experimentais encontram-se disponíveis na literatura.

Investigar as previsões do modelo SWT_D sob diferentes gradientes de tensão (diferentes geometrias de contato e tipos de carregamento).

Desenvolver uma campanha de testes específica baseada num planejamento experimental (DOE) para verificação dos resultados obtidos aqui de forma numérica, com uma gama de carregamentos mais bem definida que as dos experimentos usados como referência para este trabalho (e.g., testes adicionais feitos a elevada pressão de contato onde não se observa trinca).

Implementar o modelo de plano crítico de Gupta-Fesich modificado [76], o qual permite levar em consideração o gradiente de deformação a partir da superfície de contato, como forma alternativa ao modelo SWT_D não-local.

Investigar os modelos de parada de trinca aplicados ao problema de fadiga por fretting. É importante mencionar que em contatos mecânicos onde ocorre solicitações de fadiga por fretting, na maior parte dos casos, uma trinca vai nuclear devido ao elevado gradiente de tensão na região de influência do contato. Em seguida, a trinca pode cessar ou propagar até a falha. Assim, sugere-se investigar, como próximo passo os modelos de parada de trinca aplicados ao problema de fadiga por fretting e de propagação.

1. WATERHOUSE, R. B. Fretting Fatigue. **Institute of Material and ASM International**, v. 37, n. 2, p. 77-92, 1992.
2. SURESH, S. **Fatigue of materials**. 2nd. ed. Cambridge: Cambridge University Press, v. único, 1998. 435-481 p.
3. O'HOLLORAN, S. M. et al. Modelling of fretting in the pressure armour layer of flexible marine risers. **Tribology International**, n. 100, p. 306-316, March 2016.
4. EDEN, E. M.; ROSE, W. N.; CUNNINGHAM, F. L. Endurance of metals. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v. 4, p. 839-974, 1911.
5. TOMLISON, G. The rusting of steel surfaces in contact. **Proceedings of the Royal Society**, v. 141, n. A115, p. 472-483, 1927.
6. WARLOW-DAVIES, F. J. Fretting corrosion and fatigue strength. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v. 146, p. 33-38, 1941.
7. MCDOWELL, J. R. Fretting corrosion tendencies of several combinations of materials. **Symposium of Fretting Corrosion**, p. 9-24, 1953.
8. FENNER, A. J.; FIELD, J. E. **Rev. Métallurgie**, n. 55, p. 1, 1958.
9. NISHIOKA, K.; HIRAKAWA, K. Fundamental investigations of fretting fatigue. **Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers**, p. 135-144, 1972.
10. BRAMHAL, R. **Studies in fretting fatigue, PhD Thesis**. Oxford University. Oxford. 1973.
11. NOWELL, D. **An analysis of fretting fatigue, PhD Thesis**. University of Oxford. Oxford. 1988.
12. ARAÚJO, J. A. **On the initiation and arrest of fretting fatigue crack, PhD Thesis**. University of Oxford. Oxford. 2000.
13. VÁZQUEZ, J.; NAVARRO, C.; DOMÍNGUEZ, J. A model to predict fretting fatigue life including residual stresses. **Theoretical and Applied Fracture Mechanics**, n. 73, p. 144-151, 2014.
14. HOJJATI-TALEMI, H. et al. Prediction of fretting fatigue crack initiation and propagation lifetime for cylindrical contact configuration. **Tribology International**, v. 76, p. 73-91, 2014.
15. NOWELL, D.; DINI, D. Stress gradient effect in fretting fatigue. **Tribology International**, n. 36, p. 71-78, 2003.
16. SZOLWINSKI, M. P.; FARRIS, T. N. Mechanics of fretting fatigue crack formation. **Wear**, n. 198, p. 93-107, 1996.
17. FOUVRY, S. et al. Identification of the characteristic length scale for fretting fatigue cracking in fretting contacts. **Journal Physics IV France** 8, n. 66, p. 159-167, 1998.

18. FOUVRY, S.; ELLEUCH, K.; SIMEON, G. Prediction of crack initiation under partial slip fretting conditions. **Journal of Strain Analysis for Engineering Design**, n. 37, p. 549-564, 2002.
19. ARAUJO, J. A.; NOWELL, D. The effect of rapidly varying contact stress fields on fretting fatigue. **International Journal of Fatigue**, v. 24, p. 763-775, 2002.
20. NOWELL, D.; DINI, D.; HILLS, D. A. Recent developments in the understanding of fretting fatigue. **Engineering Fracture Mechanics**, v. 73, p. 207-222, 2006.
21. ARAÚJO, J. A. et al. On the use of the theory of critical distances and the modified Wöhler curve method to estimate fretting fatigue strength of cylindrical contacts. **International Journal of Fatigue**, v. 29, p. 95-107, 2007.
22. TAYLOR, D. Geometrical effects in fatigue : a unifying theoretical model. **International Journal of Fatigue**, v. 21, p. 413-433, 1999.
23. PETERSON, R. E. Notch sensitivity. **Metal Fatigue**, p. 293-306, 1959.
24. NEUBER, H. **Theory of notch stresses**. Berlin: Springer, 1958.
25. EL HADDAD, M. H. et al. J integral applications for sort crack at notches. **International Journal of Fracture**, v. 16, p. 15, 1980.
26. FLAVENOT, J. F.; SKALLI, N. A critical depth criterion for the evaluation of long-life fatigue strength under multiaxial loading and a stress gradient. **Biaxial and Multiaxial Fatigue, EGF**, London, 65, 1989. 355.
27. NAVARRO, C.; MUNOZ, S.; DOMÍNGUEZ, J. On the use of multiaxial fatigue criteria for fretting fatigue life assesment. **International Journal of Fatigue**, n. 30, p. 32-34, 2008.
28. FERRÉ, R. et al. Prediction of fretting fatigue crack nucleation of Ti-6V-4AL/Ti-6V-4AL interface: influence of plasticity and tensile shear fatigue properties. **Procedia Engineering**, v. 66, 803-812 2013.
29. LYKINS, C. D.; MALL, S.; JAIN, V. An evaluation of parameters for predicting fretting fatigue crack initiation. **International Journal of Fatigue**, v. 22, p. 703-716, 2000.
30. SABSABI, M.; GINER, E.; FUENMAYOR, F. J. Experimental fatigue testing of a fretting fatigue complete contact and numerical life correlation using X-FEM. **International Journal of Fatigue**, v. 33, p. 811-822, 2011.
31. NAVARRO, C.; GARCÍA, M.; DOMÍNGUEZ, J. A procedure to estimating the total life in fretting fatigue. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, v. 26, p. 459-468, 2003.
32. LI, X.; ZUO, Z.; QIN, W. A fretting related damage parameter for fretting fatigue life prediction. **International Journal of Fatigue**, v. 73, p. 110-118, 2015.
33. ALFREDSON, B.; CADARIO, A. A study on fretting friction evolution and fretting fatigue crack initiation for a spherical contact. **International Journal of Fatigue**, v. 26, p. 1037-1052, 2004.
34. KUJAWSKI, D. A. A deviatoric version of the SWT parameter. **International Journal of Fatigue**, v. 67, p. 95-102, 2014.
35. ASTM, E2789(10). Standard Guide for Fretting Fatigue Test, 2015.

36. HILLS, D. A.; NOWELL, D. **Mechanics of fretting fatigue**. 1^a. ed. Oxford: Springer, v. 30, 1994.
37. PROUDHON, H.; FOUVRY, S.; BUFFIÈRE, J. Y. A fretting cracking initiation prediction taking into account the surface roughness and the crack nucleation process volume. **International Journal of fatigue**, p. 569-579, 2005.
38. FOUVRY, S.; VINCENT, L.; KAPTSA, P. Palliatives in fretting: A dynamical approach. **Tribology International**, n. 39, p. 1005-1015, 2006.
39. RAYAPROLUS, D. B.; COOK, R. A critical review of fretting fatigue investigation at the royal aerospace establishment. **ASTM - Standardization of fretting fatigue test methods and equipment**, p. 129-152, 1992.
40. VISGO, O.; SÖDEBERG, S. On fretting maps. **Wear**, v. 126, p. 131-147, 1988.
41. SOCIE, D. F.; MARQUIS, G. B. **Multiaxial Fatigue**. Warrendale, Pa: SAE International, 1999.
42. NAKASAWA, K. Effect of the contact pressure on fretting fatigue high strength steel and titanium alloy. **ASTM**, 1992.
43. DOWLING, N. E. **Mechanical behavior of materials - Engineering methods for deformation, fracture and fatigue**. 2^a. ed. New Jersey: Prentice Hall, 1999. 357-412 p.
44. MERIAUX, J. et al. Identification of fretting fatigue crack propagation mechanisms using acoustic emission. **Tribology International**, p. 2166-2174, 2010.
45. FOUVRY, S. et al. Prediction of fretting fatigue crack propagation based on short crack methodology. **Engineering Fracture Mechanics**, n. 75, p. 1605-1622, 2008.
46. HERTZ, H. **On the contact of elastic solid**. London: Macmilan, 1896.
47. CATTANEO, C. Sul contatto di due corpi elastici : distribuzione locale degli sforzi. **Reconditi dell Accademia nazionale dei Lincei**, v. 27, p. 342-348, 434-436, 474-478, 1938.
48. MINDLIN, R. D.; DERESIEWICZ, H. Elastic sphere in contact under varying oblique forces. **Journal of Applied Mechanics**, v. 44, p. 75-82, 1953.
49. KUBIAK, K. **Quantification de la fissuration d'un contact soumis à des sollicitations complexes en fretting fatigue**, PhD Thesis. Ecole Centrale de Lyon. Lyon. 2006.
50. TRAYLOR, A. G. **Effects of contact load on fretting fatigue behaviour of IN-100 at elevated temperature**. Ohio. 2009.
51. JOHNSON, K. L. **Contact Mechanics**. Cambridge: Cambridge University Press, 1985.
52. MUSKHELISHVILI, N. I. Some basic problems of mathematical theory of elasticity. **Noordho**, Groningen, n. 36, p. 96-107, 1953.
53. MEGGIOLARO, M. A.; DE CASTRO, J. T. P. **Técnicas e práticas de dimensionamento estrutural sob cargas reais de serviço**. Rio de Janeiro: Amazon, v. II - Propagação de trincas, Efeitos térmicos e Estocásticos, 2009.

54. HERTZBERG, R. W. **Deformation and fracture mechanics of engineering materials**. 4th. ed. New Jersey: John Wiley & Sons, INC., 1996.
55. FERRÉ, R. et al. Stress gradient effect on the crack nucleation process of Ti-6Al-4V titanium alloy under fretting loading: Comparison between non-local fatigue approaches. **International Journal of Fatigue**, Lyon, v. 54, p. 56-67, 2013.
56. MEGGIOLARO, M. A.; DE CASTRO, J. T. P. An improved multiaxial rainflow algorithm for non-proportional stress or strain histories - part I : Enclosing surface methods. **International Journal of Fatigue**, v. 42, p. 217-226, 2012.
57. ANES, V. et al. New approach for analysis of complex multiaxial loading paths. **International Journal of Fatigue**, n. 62, p. 21-33, 2014.
58. FINDLEY, W. N. A theory of the effect on mean stress on fatigue under combined torsion and axial load or bending. **Journal of Engineering for Industry**, p. 301-306, 1959.
59. CASTRO, J. T. P.; MEGGIOLARO, M. A. **Fatigue crack initiation under Multiaxial Loadings**. 2ª. ed. Rio de Janeiro: Amazon, v. II - Low cycle and multiaxial fatigue, 2016.
60. ILYUSHIN, A. A. Plasticité. **Editions Eyrolles**, Paris, 1956.
61. BANNANTINE, J. A.; SOCIE, D. D. A variable amplitude multiaxial fatigue life prediction method: fatigue under biaxial and multiaxial loading. **ESIS**, v. 10, p. 35-51, 1991.
62. SMITH, K. N.; WATSON, P.; TOPPER, T. H. A stress-strain function for the fatigue of metals. **Journal Mater**, v. 5, n. 4, p. 767-778, 1970.
63. CROSSLAND, B. Effect of large hydrostatic pressure on the torsional fatigue strength of an steel alloy. **Proceedings of International Conference on Fatigue Metals**, London, p. 138-187, 1956.
64. SINES, G. Behavior of metals under complex static and alternating stresses. **In Metal Fatigue**, p. 145-169, 1959.
65. FOURVY, S.; KUBIAK, K. Introduction of a fretting-fatigue mapping concept: development of a dual crack nucleation - crack propagation approach to formalize fretting fatigue damage. **International Journal of Fatigue**, p. 250-262, 2009.
66. DE PANNEMAECER, A.; FOUVRY, S.; BUFFIÈRE, J. B. Reverse identification of short-long crack threshold fatigue stress intensity factors for plain fretting crack arrest analysis. **Engineering Fracture Mechanics**, v. 134, p. 265-285, 2015.
67. SUSMEL, L. **Multiaxial notch fatigue: from nominal to local stress/strain quantities**. Oxford: Woodhead Publishing Limited, 2009.
68. KITAGAWA, H.; TAKAHASHI, S. Application of fracture mechanics to very small cracks or the cracks on the early stage. **American Society for Metals**, Philadelphia, p. 627-630, 1976.
69. TAYLOR, D.; WANG, G. The validation of some methods of notch fatigue analysis. **Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures**, n. 23, p. 387-394, 1999.

70. LESAGE, N. U. **Contribution à l'étude de la ductilité des aciers XC38 et 16CD4, PhD Thesis**. Université des Sciences et Techniques de Lille. Lille, p. 19. 1980.
71. MEGGIOLARO, A.; CASTRO, J. T. P. Avaliação das estimativas dos parâmetros SN e EN no projeto à fadiga. **II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, João Pessoa - PB, 12-16 Agosto 2002.
72. REDDY, J. N. **An introduction to the finite elements method**. 3rd. ed. Texas: Mc Graw Hill, 2006.
73. DASSAULT SYSTÈMES. **Abaqus v6.12 Analysis User's Manual**. [S.l.]. 2012.
74. PROUDHON, H. **Identification des mécanismes de fissuration dans un alliage d'aluminium sollicité en fretting fatigue, PhD Thesis**. Ecole Centrale de Lyon. Lyon, p. 707-713. 2006.
75. LITEWKA, P. **The penalty an lagrange multiplier methods in the frictional 3D beam to beam contact problem**. Poznan Poland. 2005.
76. GUPTA, S. K. et al. A critical plane based model for fatigue assessment under fixing and rotating principle direction loading. **Transactions SMiRT 21**, New Delhi, 2011.

10

Apêndices

10.1.

Apêndice A - Fadiga multiaxial

10.1.1.

Terminologia

I_1	Primeiro invariante do tensor de tensões
I_2	Segundo invariante do tensor de tensões
$J_2(t)$	Segundo invariante do tensor de tensões desviadoras
$\underline{\underline{N}}$	Tensor de primeira ordem normal ao plano
$N_a(\underline{n})$	Amplitude da tensão normal ao plano
$N_m(\underline{n})$	Tensão normal ao plano média
$N_{max}(\underline{n})$	Máximo da tensão normal ao plano
R_T	Razão de carga
S_{ij}	Tensor de tensões desviadoras
t	Tempo
T	Período
$\sigma_{ij}(t)$	Tensor de tensões
$\bar{\sigma}$	Tensão octaédrica efetiva
$\underline{\underline{\sigma}}_n$	Tensor de tensões de primeira ordem
$\underline{\underline{\sigma}}^A$	Tensor de tensões definido no ponto A
$\Delta \underline{\underline{\sigma}}$	Tensor variação de tensões
$\underline{\underline{\sigma}}_m$	Tensor médio de tensões
$\underline{\underline{\sigma}}_h(t)$	Tensor hidrostático (pressão)
$\sigma_{h,a}$	Amplitude da tensão hidrostática
$\sigma_{h,m}$	Tensão hidrostática média
$\underline{\tau}$	Tensão tangencial ao plano P – tensão cisalhante
$\tau_a(\underline{n})$	Amplitude da tensão cisalhante
τ_{oct}	Tensão cisalhante octaédrica
Φ	Curva fechada descrita pelo carregamento periódico
Φ'	Curva fechada no subespaço desviador
Ψ	Curva fechada descrita pela ponta da tensão cisalhante
Γ_a	Amplitude da raiz quadrada do segundo invariante do tensor desviador
ω	Frequência angular
$\underline{\underline{1}}$	Tensor unitário de segunda ordem

10.1.2. Histórias de carregamento

As histórias de carregamento podem ser classificadas em proporcionais e não proporcionais (NP). Esse é um dos aspectos de maior influência em fadiga multiaxial, o que implica em redobrar os cuidados quando se extrapola das teorias de fadiga uniaxial para multiaxial. A história de cargas é dita proporcional quando gera tensões cujos eixos principais mantêm uma orientação fixa ao longo dos ciclos aplicados a peça e é chamada de não-proporcional (NP) se os eixos principais das tensões por ela induzidas girarem ao longo do tempo. A Figura 10.1 e a Figura 10.2 ilustram carregamentos proporcionais e NP respectivamente [41].

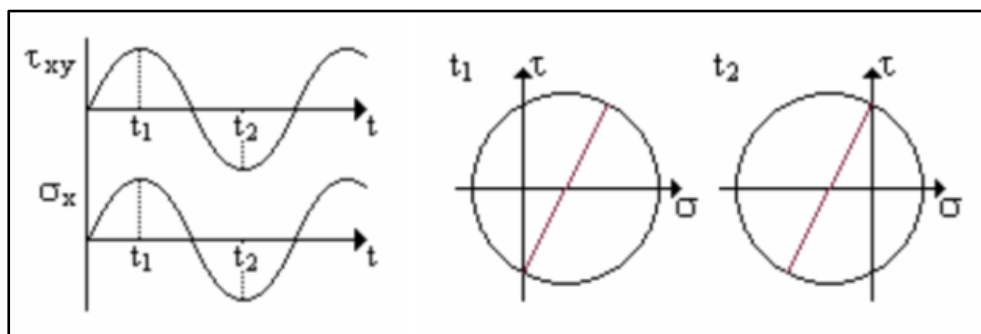


Figura 10.1 - Carregamentos proporcionais.

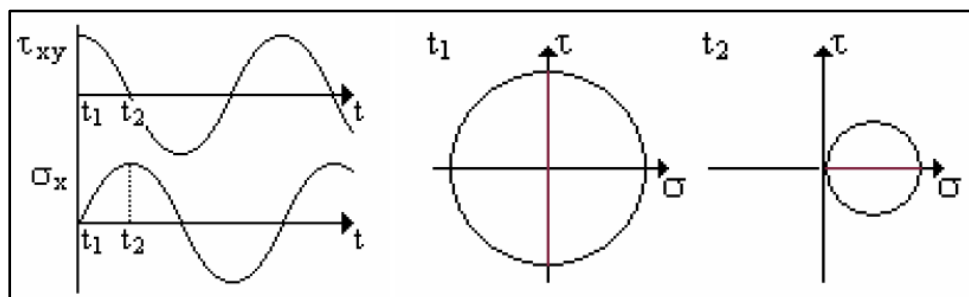


Figura 10.2 - Carregamentos não-proporcionais.

O efeito de carregamentos cíclicos não-proporcionais não deve ser ignorado. Eles podem induzir um encruamento cíclico adicional que leva a uma redução da vida à fadiga de um componente. Mais detalhes sobre este efeito de encruamento cíclico não-proporcional podem ser vistos em [53].

10.1.3. Carregamentos periódicos

Para um dado instante (t), o estado de tensões pode ser representado por um ponto no espaço de tensões. Para um carregamento periódico, este ponto representativo descreve uma curva fechada (Φ).

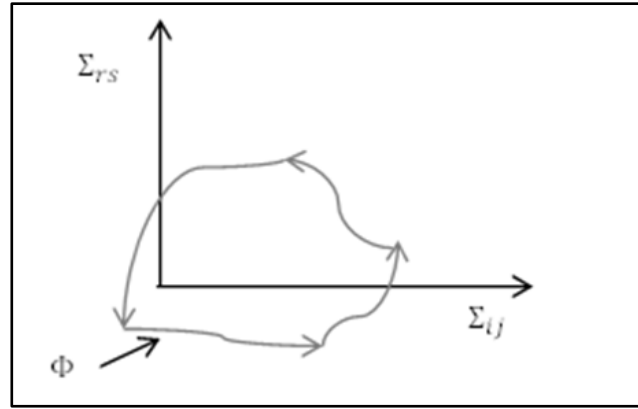


Figura 10.3 - Carregamento periódico genérico.

O período T do carregamento é o tempo necessário para que a curva seja percorrida uma vez:

$$\sigma_{ij}(t + T) = \sigma_{ij}(t), \forall t \quad (66)$$

O conjunto dos valores tomados pelos componentes ao longo do período é chamado ciclo de tensões. O carregamento pode ser dissociado em uma componente dependente do tempo e uma componente média.

$$\sigma_{ij}(t) = \sigma_{ij,a} f_{ij}(t) + \sigma_{ij,m} \quad (67)$$

onde a amplitude da tensão é dada por:

$$\sigma_{ij}(t) = \frac{1}{2} \left(\max_{t \in T} \sigma_{ij}(t) - \min_{t \in T} \sigma_{ij}(t) \right) \quad (68)$$

Para o seu valor médio, segue:

$$\sigma_{ij}(t) = \frac{1}{2} \left(\max_{t \in T} \sigma_{ij}(t) + \min_{t \in T} \sigma_{ij}(t) \right) \quad (69)$$

Assim,

$$f_{ij}(t) = \frac{\sigma_{ij}(t) - \sigma_{ij,m}}{\sigma_{ij,a}} \quad (70)$$

Na prática, a solicitação é de formato senoidal:

$$f_{ij}(t) = \sin(\omega t - \varphi_{ij}) \quad (71)$$

onde,

$$T = 2\pi/\omega \quad (72)$$

10.1.4.

Carregamentos afim

Um subconjunto dos carregamentos periódicos é constituído pelos carregamentos afim. Estes são caracterizados por um trajeto retilíneo no espaço de tensões (Figura 10.4).

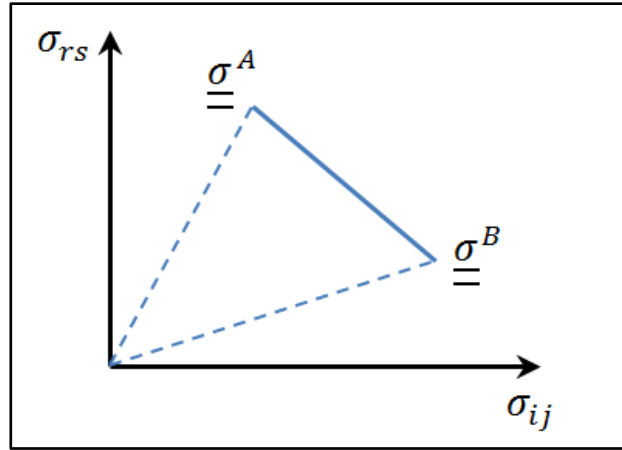


Figura 10.4 - Carregamento afim.

onde,

$$\sigma_{ij}(t) = \pm f_{ij}(t)\sigma_{ij,a} + \sigma_{ij,m} \quad (73)$$

$$\sigma_{ij,a} = \frac{1}{2} \cdot |\sigma_{ij}^A - \sigma_{ij}^B| \quad (74)$$

$$\sigma_{ij,m} = \frac{1}{2} \cdot |\sigma_{ij}^A + \sigma_{ij}^B| \quad (75)$$

Para um trajeto de carregamentos afim, o tensor variação de tensões é definido como sendo:

$$\Delta \underline{\underline{\sigma}} = \underline{\underline{\sigma}}^A - \underline{\underline{\sigma}}^B \quad (76)$$

Enquanto o tensor médio de tensões é dado por:

$$\underline{\underline{\sigma}}_m = \frac{1}{2} (\underline{\underline{\sigma}}^A + \underline{\underline{\sigma}}^B) \quad (77)$$

Em geral, ao longo de um carregamento periódico afim as direções principais do tensor de tensões σ_{ij} variam.

Entre os carregamentos afim, podem ser distinguidos os carregamentos proporcionais. Os carregamentos proporcionais são carregamentos afim que passam pela origem das tensões (Figura 10.5).

Como mencionado anteriormente, nos carregamentos proporcionais as direções principais do tensor de tensões $\sigma_{ij}(t)$ são fixas. Elas coincidem com as direções principais do tensor de variação de tensão, $\Delta \underline{\underline{\sigma}}$, e do tensor de tensões médias $\underline{\underline{\sigma}}_m$.

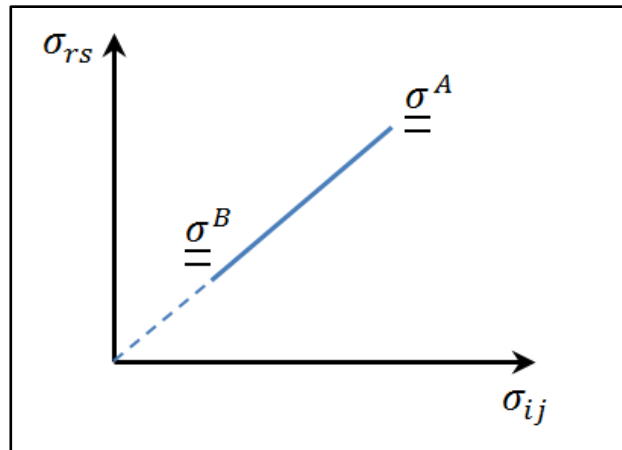


Figura 10.5 - Carregamento proporcional.

Em fadiga multiaxial, duas grandezas são frequentemente utilizadas: a tensão normal ao plano material e a tensão tangencial associada.

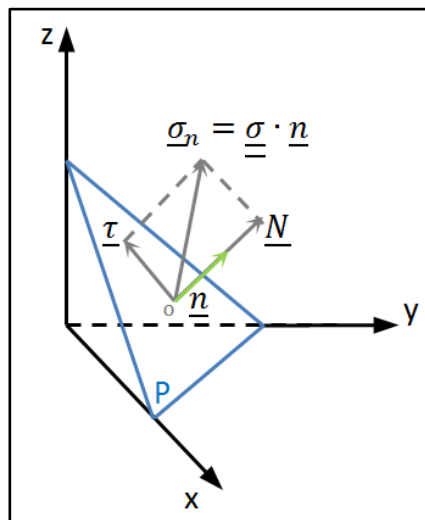


Figura 10.6 - Representação da tensão normal e da tensão tangencial ao plano material.

O tensor de primeira ordem ($\underline{\sigma}_n$) relativo ao plano (P) é igual ao produto escalar do tensor de tensões no ponto solicitado do corpo pelo vetor normal unitário (\underline{n}).

$$\underline{\sigma}_n = \underline{\sigma} \cdot \underline{n} \quad (78)$$

A tensão normal \underline{N} ao plano P é a projeção de $\underline{\sigma}_n$ sobre \underline{n} .

$$\underline{N} = (\underline{n} \cdot \underline{\sigma}_n) \underline{n} \quad (79)$$

Seu módulo é dado por:

$$\|\underline{N}\| = |\underline{n} \cdot \underline{\sigma}_n| \quad (80)$$

A tensão tangencial ao plano P, $\underline{\tau}$ (tensão cisalhante), é a projeção ortogonal do tensor unitário de tensões $\underline{\sigma}_n$ sobre o plano P.

$$\underline{\tau} = \underline{\sigma} \cdot \underline{n} - (\underline{n} \cdot \underline{N} \cdot \underline{n}) \underline{n} \quad (81)$$

Seu módulo é dado por:

$$\|\underline{\tau}\| = \left[\|\underline{\sigma} \cdot \underline{n}\|^2 - (\underline{n} \cdot \underline{N} \cdot \underline{n})^2 \right]^{1/2} \quad (82)$$

Ao longo de um carregamento periódico, a ponta do vetor de cisalhamento τ descreve uma curva fechada (Ψ) no plano (P) (Figura 10.7).

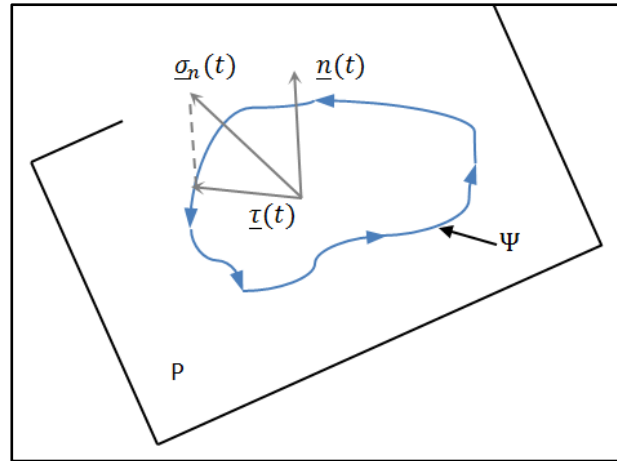


Figura 10.7 - Curva fechada descrita pela ponta do vetor cisalhante.

A amplitude da tensão cisalhante no plano, $\tau_a(\underline{n})$, é a metade do diâmetro da curva (Ψ).

$$\tau_a(\underline{n}) = \frac{1}{2} \max_{t_0 \in T} \left(\max_{t \in T} \|\tau(t) - \tau(t_0)\| \right) \quad (83)$$

Seja,

$$\tau_a(\underline{n}) = \frac{1}{2} \max_{t_0 \in T} \left(\max_{t \in T} \left\{ \left\| \left[\underline{\sigma}(t) - \underline{\sigma}(t_0) \right] \cdot \underline{n} \right\|^2 - \left[\underline{n} \cdot \left[\underline{\sigma}(t) - \underline{\sigma}(t_0) \right] \cdot \underline{n} \right]^2 \right\}^{1/2} \right) \quad (84)$$

A amplitude do vetor tensão cisalhante depende da orientação do plano em que atua, ou seja, depende do vetor unitário \underline{n} . Para encontrar a máxima amplitude de tensão cisalhante é preciso avaliar todos os planos que passam pelo ponto em consideração. Isso pode ser feito através da maximização da função:

$$\max \tau_a = \max_{\theta, \varphi} [\tau_a(\theta, \varphi)] \quad (85)$$

onde o par (θ, φ) define o plano crítico. A amplitude da tensão normal ao plano P é dada por:

$$N_a(\underline{n}) = \frac{1}{2} \left[\max_{t \in T} (\underline{n} \cdot \underline{\sigma}(t) \cdot \underline{n}) - \min_{t \in T} (\underline{n} \cdot \underline{\sigma}(t) \cdot \underline{n}) \right] \quad (86)$$

O valor médio da tensão normal é dado por:

$$N_m(\underline{n}) = \frac{1}{2} \left[\max_{t \in T} (\underline{n} \cdot \underline{\sigma}(t) \cdot \underline{n}) + \min_{t \in T} (\underline{n} \cdot \underline{\sigma}(t) \cdot \underline{n}) \right] \quad (87)$$

Assim, o valor máximo da tensão normal é igual a:

$$N_{max}(\underline{n}) = N_m(\underline{n}) + N_a(\underline{n}) \quad (88)$$

Para um carregamento afim ou no caso de um carregamento proporcional, as quantidades anteriores podem ser expressas em função dos tensores de variação e de tensão média ($\underline{\Delta\sigma}$ e $\underline{\sigma_m}$).

$$\tau_a(\underline{n}) = \frac{1}{2} \left(\left\| \underline{\Delta\sigma} \cdot \underline{n} \right\|^2 - \left(\underline{n} \cdot \underline{\Delta\sigma} \cdot \underline{n} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (89)$$

$$N_a(\underline{n}) = \frac{1}{2} \left| \underline{n} \cdot \underline{\Delta\sigma} \cdot \underline{n} \right| \quad (90)$$

$$N_m(\underline{n}) = \underline{n} \cdot \underline{\Delta\sigma} \cdot \underline{n} \quad (91)$$

10.1.5.

Variáveis estabelecidas sobre um tensor de tensões

10.1.5.1.

Tensor de tensões desviadoras

Em componentes submetidos à deformação plástica é conveniente separar as tensões hidrostáticas (que não influenciam no escoamento plástico) das tensões desviadoras (que influenciam no escoamento plástico). O tensor de tensões desviadoras, S_{ij} , é obtido subtraindo-se os componentes da tensão hidrostática do tensor de tensões como segue:

$$\underline{\underline{S}}(t) = \underline{\underline{\sigma}}(t) - \underline{\underline{\sigma_h}}(t) \cdot \underline{\underline{1}} \quad (92)$$

onde $\underline{\underline{1}}$ é o tensor unitário de segunda ordem e $\underline{\underline{\sigma_h}}(t)$ é a tensão hidrostática.

$$\underline{\underline{S}}(t) = \begin{bmatrix} S_x & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & S_y & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & S_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix} - \frac{1}{3} \begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & I_1 & 0 \\ 0 & 0 & I_1 \end{bmatrix} \quad (93)$$

Logo, o segundo invariante de tensões do tensor de tensões desviadoras é dado por:

$$J_2(t) = \underline{\underline{S}}(t) : \underline{\underline{S}}(t) \quad (94)$$

Pode ser demonstrado que o segundo invariante do tensor de tensões desviadoras (J_2) pode ser relacionado com os invariantes do tensor de tensões como segue:

$$J_2(t) = \frac{(I_1^2 + I_2^2)}{3} \quad (95)$$

Certas vezes é conveniente relacionar (J_2) com a tensão cisalhante octaédrica. Esta relação é dada pela equação (96).

$$J_2(t) = \frac{3}{2} \tau_{oct}^2 \quad (96)$$

Para um carregamento periódico, a ponta representativa do tensor desviador, $\underline{\underline{S}}(t)$, descreve uma curva fechada (Φ') no subespaço desviador (subespaço vetorial dos tensores de tensão $\underline{\underline{\sigma}}(t)$).

A curva fechada Φ' é descrita pela projeção ortogonal da curva Φ percorrida pelo ponto representativo de $\underline{\underline{\sigma}}(t)$.

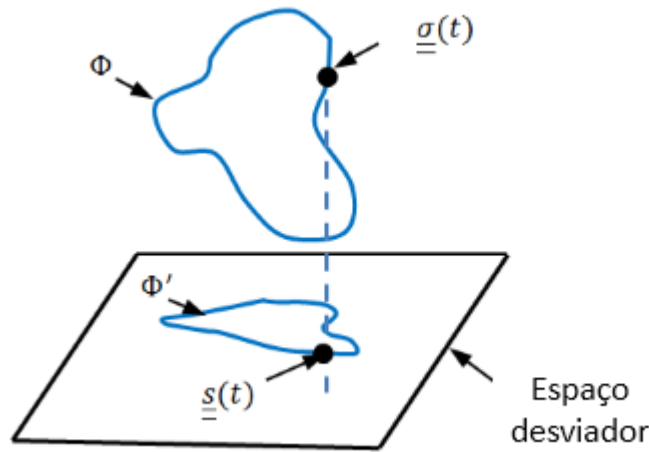


Figura 10.8 - Espaço desviador.

O diâmetro de Φ' é dado pela relação:

$$D = \max_{t_0 \in T} \left\{ \max_{t \in T} \left[\left(\underline{\underline{S}}(t) - \underline{\underline{S}}(t_0) \right) : \left(\underline{\underline{S}}(t) - \underline{\underline{S}}(t_0) \right) \right]^{1/2} \right\} \quad (97)$$

A amplitude da raiz quadrada do segundo invariante do tensor de tensões desviadoras ($\sqrt{J_2}$), representado por Γ_a , é definida como sendo a metade do diâmetro da curva Φ' em um fator de $1/\sqrt{2}$.

$$\Gamma_a = \frac{1}{2} \frac{D}{\sqrt{2}} \quad (98)$$

10.1.5.2.

Tensão hidrostática

A tensão hidrostática (ou pressão) está relacionada ao primeiro invariante do tensor de tensões (I_1). Ela é definida como a média das tensões normais no ponto (um terço do traço do tensor de tensões), dada por:

$$\sigma_h = \frac{I_1}{3} = \frac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{3} \quad (99)$$

Pode ser mostrado que a tensão hidrostática é igual à tensão normal ao plano octaédrico. Em estimativas de vida à fadiga, a tensão hidrostática é usada como uma medida de tensão média para calcular o dano à fadiga.

10.1.6.

Caso de um carregamento afim ou proporcional

A variação do tensor desviador de tensões pode ser expressa por:

$$\Delta \underline{\underline{S}} = \Delta \underline{\underline{\sigma}} - \frac{1}{3} \sigma_h \cdot \underline{\underline{1}} \quad (100)$$

A amplitude Γ_a é dada por:

$$\Gamma_a = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{2} \Delta \underline{\underline{S}} : \Delta \underline{\underline{S}}} \quad (101)$$

Considerando os valores principais de $\Delta \underline{\underline{S}}$, ($\Delta S_1 > \Delta S_2 > \Delta S_3$).

$$\Gamma_a = \frac{1}{2} \left\{ \frac{1}{6} ((\Delta S_1 - \Delta S_2)^2 + (\Delta S_2 - \Delta S_3)^2 + (\Delta S_3 - \Delta S_1)^2) \right\} \quad (102)$$

$$\Gamma_a = \frac{1}{2} \left\{ \frac{1}{6} ((\Delta S_1 - \Delta S_2)^2 + (\Delta S_2 - \Delta S_3)^2 + (\Delta S_3 - \Delta S_1)^2) \right\} \quad (103)$$

A amplitude da pressão hidrostática é expressa em função de:

$$\sigma_{h,a} = \frac{1}{6} |\text{tr} \Delta \underline{\underline{\sigma}}| = \frac{1}{6} |\Delta \sigma_1 + \Delta \sigma_2 + \Delta \sigma_3| \quad (104)$$

$$\sigma_{h,a} = \frac{1}{6} |\text{tr} \Delta \underline{\underline{\sigma}}| = \frac{1}{6} |\Delta \sigma_1 + \Delta \sigma_2 + \Delta \sigma_3| \quad (105)$$

Enquanto que o seu valor médio é escrito na seguinte forma:

$$\sigma_{h,m} = \frac{1}{6} |\text{tr} \underline{\underline{\sigma}}_m| = \frac{1}{6} |\sigma_{1,m} + \sigma_{2,m} + \sigma_{3,m}| \quad (106)$$

No caso geral de um carregamento afim não proporcional, as tensões principais mudam. Assim as amplitudes das tensões principais $\Delta \sigma_1, \Delta \sigma_2, \Delta \sigma_3$ não podem ser deduzidas da diferença de tensões principais estabelecidas nos pontos extremos do ciclo de carregamento ($\underline{\underline{\sigma}}^A$ e $\underline{\underline{\sigma}}^B$). Para o carregamento proporcional as tensões principais permanecem constantes. Neste caso, o tensor de tensões principais coincide com a diferença entre os valores principais dos estados de tensões nos extremos ($\underline{\underline{\sigma}}^A$ e $\underline{\underline{\sigma}}^B$).

Considere o plano ilustrado na Figura 10.9 [41]. No caso particular onde o plano intercepta os eixos principais em distâncias iguais (cossenos diretores dados

por $a_{11} = a_{21} = a_{31} = 1/\sqrt{3}$, este plano é chamado octaédrico. O plano octaédrico é definido pela normal $\underline{n}(1/\sqrt{3}, 1/\sqrt{3}, 1/\sqrt{3})$ na referência principal do tensor de tensões, $\underline{\sigma}(t)$, no ponto analisado (O), que no caso de carregamentos proporcionais é fixo.

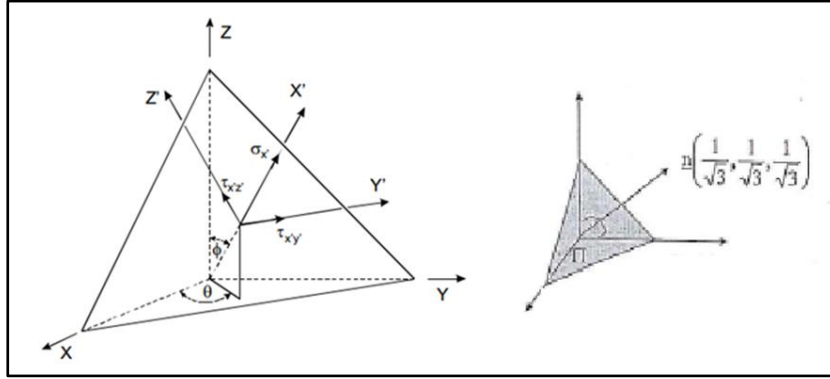


Figura 10.9 - Tensões atuantes no plano (a) caso genérico e (b) plano octaédrico.

As duas tensões cisalhantes atuantes no plano ($\tau_{x/y'}$ e $\tau_{x/z'}$) podem ser combinadas em uma única tensão cisalhante, τ_{oct} , a qual é dada pela equação (107). A tensão normal ao plano octaédrico é chamada de tensão normal octaédrica (N_{oct}).

$$\tau_{oct} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} \quad (107)$$

No caso de um teste de tração, a tensão octaédrica pode ser relacionada diretamente a tensão aplicada através da equação (108):

$$\tau_{oct} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sigma_x = 0,471 \sigma_x \quad (108)$$

A tensão octaédrica efetiva ($\bar{\sigma}$) que relaciona um estado complexo de tensão a um estado uniaxial equivalente é dada pela equação (109).

$$\bar{\sigma} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} \quad (109)$$

O trajeto do carregamento no espaço desviador coincide com o segmento de reta descrito pela ponta do vetor $\sqrt{3/2} \cdot \underline{\tau}_{oct}$.

Seja,

$$\Gamma_a = \sqrt{\frac{3}{2}} \tau_{oct,a} \quad (110)$$

Além disto, pode ser demonstrado que no plano octaédrico a tensão hidrostática alternada, $\sigma_{h,a}$, é igual a tensão normal octaédrica alternada $N_{oct,a}$ e que a tensão hidrostática média $\sigma_{h,m}$ é igual a tensão normal octaédrica média $N_{oct,m}$.

10.2.

Apêndice B - Rotinas de cálculo implementadas em Matlab

10.2.1.

Programa principal - Cálculo do risco de nucleação de trinca

```
% *****
%   Program to calculate the risk of crack nucleation
%   under fretting fatigue loadings
%   Critical-plane based model (SWT,SWTD,FINDLEY)
%   &
%   Invariant based model (Crossland)
%   Cylinder on flat contact
%   Steel - AISI1033
%   (Last review - Apr-01-2017)
% *****

clc;
clear all;
close all;
global UTS YS E S_L T_L N_L ef cf Poisson Eq_Poisson
format shortg
% *****
clearvars raw;
% *****
% Enter the number of nodes to be analyzed
n=144;
% Enter the length of the semi-width of the contact
a=0.33989;
% *****
%Material properties
UTS=600;%Ultimate tensile stress
YS=350; %Yield strength
E=200000; %Elastic modulus
Poisson=0.3;
Eq_Poisson=0.4;
%Fatigue properties
S_L=270; %Fatigue limit (R=-1)
T_L=170; %Shear fatigue limit (R=-1)
N_L=1000000; %Fatigue limit cycles
%Coffin-Manson Coefficients and exposants
sf=1.5*UTS; %Fatigue strength coefficient
bf=-0.09; %Fatigue strength expoent
bg=-log(sf/T_L)/log(2*N_L); %Shear fatigue strength expoent
ef=0.45; %Fatigue ductility coefficient
cf=-0.59; %Fatigue ductility coefficient
%Long crack propagation
DK0=7; %Long crack threshold
Kc=117;%Maximum SIF
%Critical length (point method)
L_PM=((1/2)*(1/pi)*(DK0/S_L)^2)*1E6;
```

```

% *****
%Findley adjustable parameter
AF=(1-(S_L/(2*T_L)))/(sqrt(S_L/T_L-1));%Findley SSF
BF=(S_L/2)/(sqrt(S_L/T_L-1));
C_F=2/(1+(AF/sqrt(1+AF^2)));%Correction factor
sg=sf/C_F;%Torsional fatigue strength coefficient
% *****
%Discretization of the candidate-plane direction(10°)
teta=0:10:170;
Teta=(teta*pi/180);
phi=0:10:90;
Phi=(phi*pi/180);
% *****
%Import Data
for ID=1:n
    % *****
    %Import Data
    [E11,E13,E33,S11,S13,S22,S33]=GetData_VF(ID,n);
    % *****
    %Stresses and strains acting on the critical plane
    [Sn_max,Sn_min,En_max,En_min,...
     sn_max,sn_min,en_max,en_min,...
     Ta_max,Ta_min,Tb_min,Tb_max,...
     Ea_max,Ea_min,Eb_min,Eb_max]=...
     stress_strain_field_VF(S11,S22,S33,S13,E11,E33,E13,Teta,Phi);
    % *****
    %Crossland damage parameter
    [AJ2,Sc,dc]=Crossland_VF(S11,S22,S33,S13,T_L,S_L);
    AJ2_vec(ID)=AJ2;
    %Crossland equivalent Stress
    Sc_vec(ID)=Sc;
    %Crossland risk of crack nucleation
    dc_vec(ID)=dc;
    %Crossland Finite life version
    NCR=ceil((1/2)*((Sc_vec(ID)/sg)^(1/bf)));
    NCROSS(ID)=NCR;
    %Findley damage parameter

[SF,DF]=Findley_VF(Sn_max,Ta_max,Ta_min,Tb_min,Tb_max,T_L,S_L,sf,Tet
a,Phi);
d_F=DF;
XF(ID)=max(max(d_F));
%Critical Plane
[row2,col2]=find(d_F==XF(ID));
TETA_F=teta(col2);
TETA_F_vec(ID)=min(TETA_F);
PHI_F=phi(row2);
PHI_F_vec(ID)=min(PHI_F);
%Findley finite life version
s_F=SF;

```

```

s_F_max(ID)=max(max(s_F));
NFIN=ceil((1/2)*((s_F_max(ID)/(sqrt(1+AF^2)*sg))^(1/bf)));
Nfin(ID)=NFIN;
%SWT damage parameter
[dcI,DeltaEn,DSWT]=SWT_VF(Sn_max,En_max,En_min,S_L,E,Teta,Phi);
d_SWT=DSWT;
X_SWT(ID)=max(max(d_SWT));
%SWT critical plane
[row,col]=find(X_SWT(ID)==d_SWT);
TETA=teta(col);
TETA_vec(ID)=min(TETA);
PHI=phi(row);
PHI_vec(ID)=min(PHI);
%SWT finite life version
syms Nf
NSWT=ceil(vpasolve((sf^2/E)*((2*Nf)^(2*bf))+...
    (sf*ef)*((2*Nf)^(2*bf+cf))==X_SWT(ID),Nf,10));
Nswt(ID)=NSWT;
%SWTD damage parameter

[dCI,D_SWTD,Delta_en]=SWTD_VF(sn_max,en_max,en_min,S_L,E,Eq_Poisso
n,Teta,Phi);
d_SWTD=D_SWTD;
X_SWTD(ID)=max(max(d_SWTD));
%SWTD critical plane
[row1,col1]=find(X_SWTD(ID)==d_SWTD);
TETA_SWTD=teta(col1);
TETA_SWTD_vec(ID)=min(TETA_SWTD);
PHI_SWTD=phi(row1);
PHI_SWTD_vec(ID)=min(PHI_SWTD);
%SWTD finite life version
syms Nff
NSWTD=ceil(vpasolve((sf^2/E)*((2*Nff)^(2*bf))+...
    (sf*ef)*((2*Nff)^(2*bf+cf))==X_SWTD(ID),Nff,1));
Nswtd(ID)=NSWTD;
continue
end
% *****
%Crossland results display
%Results
disp('Crossland Results')
Results1=[' d_C ' ' N_C ' ' AJ2_C ' ' S_C '];
digitsOld=digits(3);
Results2=double([dc_vec',NCROSS',AJ2_vec',Sc_vec']);
disp(Results1)
disp(Results2)
% *****
%Findley results display
Results3=[' d_F ' ' N_F ' ' Teta(°) ' ' Phi(°) '];
digitsOld=digits(3);

```

```

Results4=double([vpa(XF') Nfin' TETA_F_vec' PHI_F_vec']);
disp('Findley results' )
disp(Results3)
disp(Results4)
% *****
%SWT results display
Results5=[' d_SWT ' ' N_SWT ' ' Teta(°) ' ' Phi(°) '];
digitsOld=digits(3);
Results6=double([vpa(X_SWT'/dci,2) Nswt' TETA_vec' PHI_vec']);
disp('SWT RESULTS')
disp(Results5)
disp(Results6)
% *****
%SWTD results display
Results7=[' d_SWTD ' ' N_SWTD ' ' Teta(°) ' ' Phi(°) '];
digitsOld=digits(3);
Results8=double([vpa(X_SWTD'/dCI,2) Nswtd' TETA_SWTD_vec'
PHI_SWTD_vec']);
disp('SWTD results')
disp(Results7)
disp(Results8)
% *****
yy=[Results2(:,1);Results4(:,1);Results6(:,1);Results8(:,1)];
zz=yy.';
yyy=[Results2(:,2);Results4(:,2);Results6(:,2);Results8(:,2)];
zzz=yyy.';
figure(1)
bar(zz)
ylabel('crack risk')
xlabel('Position calculated')
legend('Crossland','Findley','SWT','SWTD')
hold on
grid on
figure(2)
bar(zzz)
set(gca,'yscale','log');
ylabel('Number of cycles')
xlabel('Position calculated')
legend('Crossland','Findley','SWT','SWTD')
hold on
grid on
% *****
% Critical plane direction
%SWT
figure (3)
surf(teta,phi,d_SWT)
xlabel('Teta(°)')
ylabel('Phi(°)')
zlabel('d_{SWT}')
legend(' SWT risk (d_{SWT})')

```

```

hold on
grid on
%SWTD
figure (4)
surf(teta,phi,d_SWTD)
xlabel('Teta(°)')
ylabel('Phi(°)')
zlabel('d_{SWTD}')
legend(' SWTD risk (d_{SWTD})')
hold on
grid on
%Findley
figure (5)
surf(teta,phi,d_F)
xlabel('Teta(°)')
ylabel('Phi(°)')
zlabel('d_{Findley}')
legend(' Findley risk (d_{F})')
hold on
grid on
iii=0.110/a;
Abs=[-1+iii:-iii/11:-1];
jjj=1/11;
Ord=[0:jjj:1]';
CRA=[Results2(:,1)]';
CRB=[CRA(1:12)];
CRC=[CRA(134:144)' CRA(123:133)' CRA(112:122)' CRA(101:111)'
CRA(90:100)' CRA(79:89)' CRA(68:78)' CRA(57:67)' CRA(46:56)' CRA(35:45)'
CRA(24:34)' CRA(13:23)'];
CRD=[CRB;CRC];
FIA=[Results4(:,1)]';
FIB=[FIA(1:12)];
FIC=[FIA(134:144)' FIA(123:133)' FIA(112:122)' FIA(101:111)' FIA(90:100)'
FIA(79:89)' FIA(68:78)' FIA(57:67)' FIA(46:56)' FIA(35:45)' FIA(24:34)'
FIA(13:23)'];
FID=[FIB;FIC];
SWTA=[Results6(:,1)]';
SWTB=[SWTA(1:12)];
SWTC=[SWTA(134:144)' SWTA(123:133)' SWTA(112:122)' SWTA(101:111)'
SWTA(90:100)' SWTA(79:89)' SWTA(68:78)' SWTA(57:67)' SWTA(46:56)'
SWTA(35:45)' SWTA(24:34)' SWTA(13:23)'];
SWTD=[SWTB;SWTC];
SWTDA=[Results8(:,1)]';
SWTDB=[SWTDA(1:12)];
SWTDC=[SWTDA(134:144)' SWTDA(123:133)' SWTDA(112:122)'
SWTDA(101:111)' SWTDA(90:100)' SWTDA(79:89)' SWTDA(68:78)'
SWTDA(57:67)' SWTDA(46:56)' SWTDA(35:45)' SWTDA(24:34)'
SWTDA(13:23)'];
SWTDD=[SWTDB;SWTDC];
figure (6)

```

```

surf(Abs,Ord,CRD)
colorbar
xlabel('x/a')
ylabel('y/L_{MP}')
zlabel('d_{Crossland}')
legend(' d_{Crossland}')
hold on
grid on
figure (7)
surf(Abs,Ord,FID)
colorbar
xlabel('x/a')
ylabel('y/L_{MP}')
zlabel('d_{Findley}')
legend(' d_{Findley}')
hold on
grid on
figure (8)
surf(Abs,Ord,SWTD)
colorbar
xlabel('x/a')
ylabel('y/L_{MP}')
zlabel('d_{SWT}')
legend(' d_{SWT}')
hold on
grid on
figure (9)
surf(Abs,Ord,SWTDD)
colorbar
xlabel('x/a')
ylabel('y/L_{MP}')
zlabel('d_{SWTD}')
legend(' d_{SWTD}')
hold on
grid on
% *****
%Data export (.xls format)
%Invariant based model
% xlswrite('Crossland.xls',Results2);
CROSSLAND_Results=[Results2];
xlswrite('CROSSLAND_Crack_Risk.xls',CROSSLAND_Results);
%Critical-plane based models
FINDLEY_Results=[Results4];
xlswrite('FINDLEY_Crack_Risk.xls',FINDLEY_Results);
SWT_Results=[Results6];
xlswrite('SWT_Crack_Risk.xls',SWT_Results);
SWTD_Results=[Results8];
xlswrite('SWTD_Crack_Risk.xls',SWTD_Results);
% *****

```

10.2.2. Subprograma - Modelo de Crossland

```
% *****
%Subprogram
%Crossland Damage Parameter
%(Last review - Apr-01-2017)
% *****
function[AJ2,Sc,dc]=Crossland_VF(S11,S22,S33,S13,T_L,S_L);
%Crossland adjustable parameters
AC=(T_L-S_L/sqrt(3))/(S_L/3); %Crossland SSF
BC=T_L;
%Stress tensor
Sigma_max=[max(S11) 0 max(S13);0 max(S22) 0;max(S13) 0 max(S33)];
Sigma_min=[min(S11) 0 min(S13);0 min(S22) 0;min(S13) 0 min(S33)];
DSigma=Sigma_max-Sigma_min;
%Hydrostatic stress
Ph_max=(1/3)*(trace(Sigma_max));
Ph_DSigma=(1/3)*(trace(DSigma));
%Deviatoric stress
S=DSigma-Ph_DSigma*eye(3);
J2_aux=norm(S,'fro');%Euclidean norm
AJ2=1/2*(J2_aux/sqrt(2));
%Crossland equivalent stress
Sc=AJ2+AC*Ph_max;
%Crossland risk of crack nucleation
dc=Sc/T_L;
format shortg
end
```

10.2.3. Subprograma - Modelo de Findley

```
% *****
%Subprogram
%Findley Damage Parameter
%(Last review - Apr-30-2017)
% *****
function[SF,DF]=Findley_VF(Sn_max,Ta_max,Ta_min,Tb_min,Tb_max,T_L,S_L,sf,Teta,Phi);
%Findley adjustable parameters
AF=(1-(S_L/(2*T_L)))/(sqrt(S_L/T_L-1));%Findley SSF
BF=(S_L/2)/(sqrt(S_L/T_L-1));
C_F=2/(1+(AF/sqrt(1+AF^2)));%Correction factor
sg=sf/C_F;%Torsional fatigue strength coefficient
for i=1:length(Phi);
for j=1:length(Teta)
Delta_Tb(i,j)=Tb_max(i,j)-Tb_min(i,j);
Delta-Ta(i,j)=Ta_max(i,j)-Ta_min(i,j);
Delta_Teq(i,j)=sqrt(Delta_Tb(i,j)^2+Delta-Ta(i,j)^2);
SF(i,j)=(Delta_Teq(i,j)/2+AF*max(Sn_max(i,j)));
```



```

DF(i,j)=SF(i,j)/BF;
format shortg
end
end
end

```

10.2.4. Subprograma - Modelo SWT

```

% *****
%Subprogram
%SWT Damage Parameter
%(Last review - Apr-30-2017)
% *****
function[dcI,DeltaEn,DSWT]=SWT_VF(Sn_max,En_max,En_min,S_L,E,Teta,Ph
i);
C_SWT=1; %Correction factor
dcI=C_SWT*(S_L^2)/E; %Critical value of SWT damage parameter
for i=1:length(Phi);
for j=1:length(Teta)
DeltaEn(i,j)=(En_max(i,j)-En_min(i,j));
DSWT(i,j)=(Sn_max(i,j)*DeltaEn(i,j)/2);
format shortg
end
end
end

```

10.2.5. Subprograma - Modelo SWTD

```

% *****
%Subprogram
%SWTD Damage Parameter
%(Last review - Apr-30-2017)
% *****
function[dCI,D_SWTD,Delta_en]=SWTD_VF(sn_max,en_max,en_min,S_L,E,E
q_Poisson,Teta,Phi);
C_SWTD=1.0; %Correction factor
dCI=C_SWTD*(S_L^2)/E; %critical value of SWTD damage parameter
for i=1:length(Phi);
for j=1:length(Teta)
Delta_en(i,j)=(en_max(i,j)-en_min(i,j));
D_SWTD(i,j)=(9/(4*(1+Eq_Poisson)))*((sn_max(i,j)*Delta_en(i,j)/2));
format shortg
end
end
end

```

10.2.6.

Subprograma - Cálculo do campo de tensões e deformações no plano crítico

```
% *****
% *****
%Subprogram
%Stresses and strains acting on the critical plane
%(Last review - Apr-01-2017)
% *****
% *****
```

```
function[Sn_max,Sn_min,En_max,En_min,sn_max,sn_min,en_max,en_min,Ta_
max,Ta_min,Tb_max,Tb_min,Ea_max,Ea_min,Eb_max,Eb_min]=stress_strain_fi
eld_VF(S11,S22,S33,S13,E11,E33,E13,Teta,Phi);
PH_max=(max(S11)+max(S22)+max(S33))/3;
PH_min=(min(S11)+min(S22)+min(S33))/3;
eH_max=(max(E11)+max(E33))/3;
eH_min=(min(E11)+min(E33))/3;
s11_max=max(S11)-PH_max;
s22_max=max(S22)-PH_max;
s33_max=max(S33)-PH_max;
s11_min=min(S11)-PH_min;
s22_min=min(S22)-PH_min;
s33_min=min(S33)-PH_min;
e11_max=max(E11)-eH_max;
e33_max=max(E33)-eH_max;
e11_min=min(E11)-eH_min;
e33_min=min(E33)-eH_min;
for i=1:length(Phi);
for j=1:length(Teta);
Sn_max(i,j)=((max(S11))*(cos(Teta(j)))^2*((sin(Phi(i)))^2))+...
((max(S22))*(sin(Teta(j)))^2*((sin(Phi(i)))^2))+...
((max(S33))*((cos(Phi(i)))^2))+...
((max(S13))*cos(Teta(j))*sin(2*Phi(i)));
Sn_min(i,j)=((min(S11))*(cos(Teta(j)))^2*((sin(Phi(i)))^2))+...
((min(S22))*(sin(Teta(j)))^2*((sin(Phi(i)))^2))+...
((min(S33))*((cos(Phi(i)))^2))+...
((min(S13))*cos(Teta(j))*sin(2*Phi(i)));
En_max(i,j)=((max(E11))*(cos(Teta(j)))^2*((sin(Phi(i)))^2))+...
((max(E33))*((cos(Phi(i)))^2))+...
((max(E13))*cos(Teta(j))*sin(2*Phi(i)));
En_min(i,j)=((min(E11))*(cos(Teta(j)))^2*((sin(Phi(i)))^2))+...
((min(E33))*((cos(Phi(i)))^2))+...
((min(E13))*cos(Teta(j))*sin(2*Phi(i)));
%deviatoriic stresses/strains
sn_max(i,j)=((s11_max)*(cos(Teta(j)))^2*((sin(Phi(i)))^2))+...
((s22_max)*(sin(Teta(j)))^2*((sin(Phi(i)))^2))+...
((s33_max))*((cos(Phi(i)))^2))+...
((max(S13))*cos(Teta(j))*sin(2*Phi(i)));
```

```

sn_min(i,j)=((s11_min)*(cos(Teta(j)))^2*((sin(Phi(i)))^2))+...
((s22_min)*(sin(Teta(j)))^2*((sin(Phi(i)))^2))+...
((s33_min)*((cos(Phi(i)))^2))+...
((min(S13))*cos(Teta(j))*sin(2*Phi(i)));
en_max(i,j)=((e11_max)*(cos(Teta(j)))^2*((sin(Phi(i)))^2))+...
((e33_max)*(cos(Phi(i)))^2))+...
((max(E13))*cos(Teta(j))*sin(2*Phi(i)));
en_min(i,j)=((e11_min)*(cos(Teta(j)))^2*((sin(Phi(i)))^2))+...
((e33_min)*(cos(Phi(i)))^2))+...
((min(E13))*cos(Teta(j))*sin(2*Phi(i)));
Ta_max(i,j)=(-1/2)*(max(S11)*sin(2*Teta(j))*sin(Phi(i))-...
max(S22)*sin(2*Teta(j))*sin(Phi(i))+...
2*max(S13)*cos(Phi(i))*sin(Teta(j)));
Ta_min(i,j)=(-1/2)*(min(S11)*sin(2*Teta(j))*sin(Phi(i))-...
min(S22)*sin(2*Teta(j))*sin(Phi(i))+...
2*min(S13)*cos(Phi(i))*sin(Teta(j)));
Ea_max(i,j)=(-1/2)*(max(E11)*sin(2*Teta(j))*sin(Phi(i))+...
2*max(E13)*cos(Phi(i))*sin(Teta(j)));
Ea_min(i,j)=(-1/2)*(min(E11)*sin(2*Teta(j))*sin(Phi(i))+...
2*min(E13)*cos(Phi(i))*sin(Teta(j)));
Tb_max(i,j)=(1/2)*(max(S11)*sin(2*Phi(i))*(cos(Teta(j))^2)+...
max(S22)*sin(2*Phi(i))*(sin(Teta(j))^2)-...
max(S33)*sin(2*Phi(i))+...
2*max(S13)*cos(2*Phi(i))*cos(Teta(j)));
Tb_min(i,j)=(1/2)*(min(S11)*sin(2*Phi(i))*(cos(Teta(j))^2)+...
min(S22)*sin(2*Phi(i))*(sin(Teta(j))^2)-...
min(S33)*sin(2*Phi(i))+...
2*min(S13)*cos(2*Phi(i))*cos(Teta(j)));
Eb_max(i,j)=(1/2)*(max(E11)*sin(2*Phi(i))*(cos(Teta(j))^2)-...
max(E33)*sin(2*Phi(i))+...
2*max(E13)*cos(2*Phi(i))*cos(Teta(j)));
Eb_min(i,j)=(1/2)*(min(E11)*sin(2*Phi(i))*(cos(Teta(j))^2)-...
min(E33)*sin(2*Phi(i))+...
2*min(E13)*cos(2*Phi(i))*cos(Teta(j)));
format shortg
end
end

```

10.2.7.

Subprograma - Rotina para leitura dos dados do campo de tensão e deformação extraídos do modelo EF 2D

```

%*****
%Subprogram
%Import Data
%(Last review - Apr-01-2017)
%*****
function[E11,E13,E33,S11,S13,S22,S33]=GetData_VF(ID,n);
SE=xlsread('E:\Input_FEM\F07_LO.xlsx','xyToExcel');
%Stress and Strains from FEA
E11=SE(:,(2*ID));

```

```

E13=SE(:,2*(ID+n));
E33=SE(:,2*(ID+2*n));
S11=SE(:,2*(ID+3*n));
S13=SE(:,2*(ID+4*n));
S33=SE(:,2*(ID+5*n));
S22=SE(:,2*(ID+6*n));
end

```

10.2.8. Programa principal - Análise de tensões na superfície de contato

```

% *****
%       Program to calculate the contact stresses
%       under fretting fatigue loadings
%       Cylinder on flat contact
%       Steel – AISI 1034
%       (Last review - Jun-16-2017)
% *****
clc;
clear all;
close all;
format shortg
% *****
%Material properties
v1=0.3; %Poisson's ratio
v2=0.3; %Poisson's ratio
R1=40; %Cylinder radius
R2=1000000000; %Plan - infinite radius
E=200000; % Young'Modulus
E2=200000; % Young Modulus
UTS=600;%Ultimate tensile stress
YS=350; % Yield strength
f=0.9; %Coefficient of friction
% *****
%Loads
P=227; %Linear normal force [N/mm]
Q=200; %Linear tangential force [N/mm]
Sb=0; %Alternate fatigue stress [MPa],(R=-1)
% *****
%Hertz calculations
C=1/R1+1/R2; %Relative curvature
Req=C^-1; %Equivalent Radius
Eq=((1-v1^2)/E+(1-v2^2)/E2)^-1; %composite compliance
a=sqrt((4*P*Req)/(pi*Eq)); %semi-contact width
% *****
%Coordinates
x=-a:a/100:a;
y=10^-8;
% *****
%pressure field

```

```

p0=(2*P)/(pi*a); %peak pressure
p=p0*sqrt(1-(x/a).^2);
% ****
%surface shear distribution
c=a*(sqrt(1-Q/(f*P))); %Stick zone width
e=(Sb*a)/(4*f*p0); %Eccentricity length
q0=f*p0; % Maximum interfacial shear stress at the gross slip transition
for i=1:length(x)
xx=x(i);
if xx>=-a & xx<=(-c+e)
q(i)=q0*(sqrt(1-(xx/a).^2));
elseif xx>(-c+e) & xx<(c+e)
q(i)=q0*((sqrt(1-(xx/a).^2)-(c/a)*sqrt(1-((xx-e)/c).^2)));
elseif xx>=(c+e) & xx<=a
q(i)=q0*(sqrt(1-(xx/a).^2));
end
end
% Elastic stress field
[S_n,S_t]=stressfield(v1,f,a,p0);
SN=[S_n(1),S_n(4),S_n(5);S_n(4),S_n(2),S_n(6);S_n(5),S_n(6),S_n(3)]
ST=[S_t(1),S_t(4),S_t(5);S_t(4),S_t(2),S_t(6);S_t(5),S_t(6),S_t(3)]
%Numerical Solution
t=1;%time in seconds
[xx,pp,qq]=getdataV10(t);
SS11=[xx,pp,qq];
pmax=max(pp);%relative error on the estimative of pmax
pmax_error=((pmax-p0)/p0)*100;
qmax=max(qq);
qmax_error=((qmax-q0)/q0)*100; %relative error on the estimative of qmax
[row1,col1]=find(pmax==SS11);
a_c=SS11(row1,1);
qmax_pmax=SS11(row1,3);
[row2,col2]=find(qmax==SS11);
c_c=SS11(row2,1);
pmax_qmax=SS11(row2,2);
for i=1:length(xx)/2
while pp(i)<1
a_min=xx(i);
break
end
end

a_min;
a_n=a_c-a_min;
a_error=((a_n-a)/a)*100; %relative error on the estimative of a
c_error=((c_c-c)/c)*100; %relative error on the estimative of c
x22=xx-a_c;
e_n=(Sb*a_n)/(4*f*pmax);
e_error=((e_n-e)/e)*100; %relative error on the estimative of c
% ****

```

```

%Plot
figure(1)
plot(x/a,p/p0,x/a,q/p0)
ylabel('Stress(MPa)')
xlabel('x/a(mm)')
legend('p(x)_{num}','q(x)_{num}','Location','eastoutside')
grid on
figure(2)
plot(x/a,p/p0,x/a,q/p0,x22/a,pp/p0,x22/a,qq/p0)
ylabel('Stress(MPa)')
xlabel('x/a(mm)')
legend('p(x)_{analyt}','q(x)_{analyt}','p(x)_{num}','q(x)_{num}','Location','eastoutside')
grid on
figure(3)
plot(q,p,'o',q0,p0,'s')
ylabel('p(MPa)')
xlabel('q(MPa)')
legend('(p X q)_{analyt}','(pmax X qmax)_{analyt}','Location','eastoutside')
grid on
figure(4)
plot(qq/p0,pp/p0,'o',qmax/p0,pmax/p0,'s')
ylabel('p(MPa)')
xlabel('q(MPa)')
legend('(p X q)_{num}','(pmax X qmax)_{num}','Location','eastoutside')
grid on
%*****
%Results display
disp('Analytical Results (Hertz-elastic contac)')
Results1=[' a(mm) ' ' c(mm) ' ' e(mm) ' ' p0 (MPa) ' ' q0 (MPa)'];
Results2=[a,c,e,p0,q0];
disp(Results1)
disp(Results2)
disp('Numerical Results')
Results3=[' a (mm) ' ' c(mm) ' ' e(mm) ' ' p0 (MPa) ' ' q0 (MPa)'];
Results4=[a_n,c_c,e,pmax,qmax];
disp(Results3)
disp(Results4)
disp('Relative Error')
Results5=[' a (%) ' ' c(%) ' ' e(%) ' ' p0 (%) ' ' q0 (%)'];
Results6=[a_error,c_error,e_error,pmax_error,qmax_error];
disp(Results5)
disp(Results6)
disp('values at pmax')
Results7=[' x/a ' ' pmax(MPa) ' ' qmax(MPa) '];
Results8=[a_c-a_c,pmax,qmax_pmax];
disp(Results7)
disp(Results8)
disp('values at qmax')
Results9=[' x/a ' ' pmax(MPa) ' ' qmax(MPa) '];

```

```
Results10=[(c_c-a_c)/a_n,pmax_qmax,qmax];
disp(Results9)
disp(Results10)
```

10.2.9.

Subprograma - Rotina para leitura do campo de tensões na superfície de contato extraídos do modelo EF 2D

```
% *****
%Subprogram
%Import pressure and shear field at the surface
%(Last review - Jun-18-2017)
% *****
function[xx,pp,qq]=getdataV10(t);
PP=xlsread('E:\Input_FEM\SE_F16_2.xlsx','xyToExcel');
xx=PP(:,2*t-1);
pp=PP(:,2*t);
qq=PP(:,2*t+2);
end
```

10.3.

Apêndice C - Dados dos cálculos em EF

Tabela 10.1 - Dados dos cálculos EF - testes de fretting.

Teste	P_L (N/mm)	Q^* (N/mm)	σ_a (MPa)	Elementos	Nós	Tempo Total CPU (s)	Wallclock time (s)
F01	227	90	0	38513	29482	3707.8	845.0
F02	227	98	0	38513	29482	1171.4	280.0
F03	227	126	0	38513	29482	5588.2	1276.0
F04	227	137	0	38513	29482	1211.7	264.0
F10	540	206	0	38513	29482	9144.2	2053.0
F11	540	242	0	38513	29482	4322.7	949.0
F13	540	278	0	38513	29482	5205.9	1123.0

Tabela 10.2 - Dados dos cálculos EF - testes de fadiga por fretting.

Teste	P_L (N/mm)	Q^* (N/mm)	σ_a (MPa)	Elementos	Nós	Tempo Total CPU (s)	Wallclock time (s)
FF01	227	92	50	38513	29482	3853.5	874
FF02	227	82	50	38513	29482	3336.6	754
FF05	227	100	100	38513	29482	5946.2	1238
FF06	227	80	100	38513	29482	3988.6	895
FF07	227	62	100	38513	29482	3575.4	777
FF08	227	91	120	38513	29482	3645.3	826
FF09	227	78	120	38513	29482	3463.1	783
FF10	227	145	120	38513	29482	8250.3	1853
FF11	227	125	120	38513	29482	6043.6	1351
FF12	227	100	120	38513	29482	4707	1055
FF13	227	145	130	38513	29482	7312.5	1645
FF14	227	125	130	38513	29482	3151.5	717

10.4.

Apêndice D - Artigo

Pires, F. S. S., de Castro, J.T.P., Lopes, L.C.R., **Investigations on fretting fatigue crack nucleation in a cylinder on flat contact via multiaxial fatigue models**, International Symposium on Solid Mechanics, Joinville, 2017.