

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO DESGASTE NA FALHA
PREMATURA DE COMPONENTES DE LINHAS DE
ANCORAGEM

MATHEUS ZEGATTI E SILVA

ORIENTADOR: THIAGO DOCA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS

PUBLICAÇÃO: ENM.DM-249/2016

BRASÍLIA-DF: DEZEMBRO - 2016

FICHA CATALOGRÁFICA

ZEGATTI, MATHEUS

Estudo da Influência do Desgaste na Falha Prematura de Componentes de Linhas de Ancoragem

128p., 210 x 297 mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Ciências Mecânicas, 2016).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia

Departamento de Engenharia Mecânica

1. Conectores

2. Contato

3. Desgaste

4. UMESHMOTION

I. ENM/FT/UnB

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ZEGATTI, M. (2016). Estudo da Influência do Desgaste na Falha Prematura de Componentes de Linhas de Ancoragem. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas. Publicação ENM.DM – 249/2016, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 128p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Matheus Zegatti e Silva

TÍTULO: Estudo da Influência do Desgaste na Falha Prematura de Componentes de Linhas de Ancoragem.

GRAU: Mestre ANO: 2016

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

Matheus Zegatti e Silva
Brasília – DF – Brasil
matheuszegatti@gmail.com

Dedicatória

Dedico a minha dissertação as maiores paixões da minha vida: minha família, meus amigos, minha cidade (Brasília - DF) e meu time do coração, Botafogo de Futebol e Regatas.

Matheus Zegatti e Silva

Agradecimentos

Ao longo dos últimos vinte e um meses tive o prazer de conviver com diversas pessoas que me auxiliaram a concluir mais esse objetivo em minha vida. Dedico essa importante seção do meu trabalho para tentar expressar a minha total gratidão e reconhecimento por aqueles que fizeram deste, um caminho mais fácil e prazeroso.

Aos meus pais, Ciria Resildis Zegatti e Francisco Miguel Lopes da Silva, agradeço pelo apoio contínuo em minhas decisões, possibilitando que meu trabalho fosse realizado com total calma e segurança. Vocês foram a principal peça nessa caminhada, muito obrigado. Agradeço também a toda minha família, minha avó, meus tios e tias, primos e primas e parentes mais distantes que me deram a força necessária para continuar.

Agradeço profundamente aos meus amigos e colegas, alguns em especial, por serem praticamente como irmãos para mim. Aos meus amigos do BCG sou grato por todos os momentos em que vocês dedicaram um pouco do tempo de vocês para que minhas alegrias e tristezas fossem compartilhadas ou vividas. Aos meus amigos do colégio Galois com quem mantenho uma longa amizade que se fortifica a cada ano, o meu muito obrigado pelos diversos momentos de descontração e de conversas inspiradoras. No ambiente de estudo sou grato por poder ter convivido com colegas que com o passar do tempo se tornaram grandes amigos e que com quem agora espero manter a amizade por toda a vida. Obrigado pelas diversas discussões realizadas dentro do tema de Engenharia Mecânica que ajudaram a me desenvolver mais como Engenheiro Mecânico. Obrigado também pelo tempo e recursos destinados a me auxiliar na conclusão deste trabalho. E aos meus mais diversos amigos com quem mantenho contato, muito obrigado.

Além dos colegas com quem trabalhei durante esses meses, também agradeço aos funcionários da Engenharia Mecânica da UnB pela atenção a mim dedicada durante esse período. Ao corpo docente da pós-graduação em ciências mecânicas da UnB, em especial aos professores do grupo GFFM, agradeço imensamente pela alta qualidade das aulas lecionadas e pelos temas de grande relevância abordados. Ao meu orientador, Thiago Doca, agradeço muitíssimo pelos conselhos, orientações e principalmente pela paciência tida comigo ao longo de todo esse tempo. Sempre exigindo o melhor de mim, fez com que eu me desafiasse a cada dia, tendo total influência no meu desenvolvimento acadêmico neste período.

Por fim, agradeço à bolsa de estudos e os auxílios financeiros fornecidos pela CAPES ao longo de toda a pós-graduação, permitindo que o conhecimento gerado fosse solidificado e repassado a mais pessoas.

Matheus Zegatti e Silva.

RESUMO

Neste trabalho é apresentado um estudo sobre a influência do desgaste na vida à fadiga de conectores e elos de linhas de ancoragem de plataformas petrolíferas offshore. O excessivo desgaste observado em componentes que falharam prematuramente levantou a suspeita do desgaste ser um dos fatores que possa estar causando uma diminuição na vida à fadiga. Por meio de uma simplificação do problema tridimensional, analisam-se duas configurações de contato bidimensionais presentes na interação entre elos e conectores. São realizados inicialmente estudos comparativos de resultados numéricos e analíticos com o intuito de validar a modelagem numérica inicial das configurações de contato. Para realizar essa análise utiliza-se a Teoria de Hertz de contato entre corpos elásticos, assim como o potencial de Muskhelishvili. Realiza-se também um estudo elasto-plástico de um deslocamento recíproco, onde importantes constatações são feitas em torno da máxima pressão de contato e do comprimento do semi-arco de contato. Nessa mesma análise verifica-se que o momento que antecede o escorregamento total dos corpos é o mais crítico, pois é onde são observadas as maiores tensões e deformações plásticas no corpo. Ao final desta análise verifica-se que o modelo de Archard utilizado para estimar o volume global de desgaste, revelou-se ser mais conservador do que o modelo da Energia Dissipada. Em outra análise, a retirada de material das superfícies é realizada por meio da implementação da subrotina UMESHMOTION no programa de análise de elementos finitos, Abaqus. Através dessa subrotina computa-se o desgaste local em cada nó da malha que experimenta uma pressão normal de contato e um deslizamento relativo. Devido à observação da diminuição nos valores das tensões e deformações à medida que um maior volume de material é retirado pelo desgaste, verifica-se um aumento na vida à fadiga prevista pelo modelo de *Smith-Watson-Topper* (SWT). Portanto, observa-se que para ambas as configurações de contato observadas no contato entre elos e conectores, a vida à fadiga, pelo menos inicialmente (primeiros **5000** ciclos), é afetada positivamente pelo desgaste. É possível que para um número maior de ciclos, ou seja, para um maior volume de material retirado pelo desgaste, a redução da secção transversal seja um fator determinante na previsão da vida.

Palavras-chave: Conectores, Contato, Desgaste, UMESHMOTION, *Smith-Watson-Topper*

ABSTRACT

This work presents a study about the influence of wear in the fatigue life of connectors and chain links employed in the mooring lines of offshore platforms. The high rates of wear observed in components that have failed prematurely, brought up the issue that wear could possibly be one of the factors that is reducing the fatigue life. Through a simplification of the 3D problem, two 2D contact configurations present in the interaction of chain links and connectors are analyzed. Initially a comparison of analytical and numerical results is carried out in order to validate the numerical modeling of both contact geometries. To compute the analytical results, both the Hertz theory for elastic bodies and the Muskhelishvili potential were used. Furthermore, an elasto-plastic analysis of a reciprocate displacement is also carried out, where interesting changes are noticed on the maximum normal contact pressure and in the contact half-width. In the same analysis is verified that the moment that precedes the slip between the bodies is the most critical because is where the highest stresses and equivalent plastic strains are observed. In the end of this analysis, a global wear volume estimation is made, where the Archard wear model showed to be more conservative than the Energy Dissipated model. In another analysis, the material removal is carried out by a subroutine implementation (UMESHMOTION) within the finite element analysis program Abaqus. By means of this subroutine, the local wear can be computed in each element nodal of the surfaces that experiences a normal contact pressure and a relative displacement. Due to the decrease observed in the values of stresses and strains as wear takes place, an increase in the fatigue life predicted by the *Smith-Watson-Topper* (SWT) model is verified. Therefore, is noticed that for both contact configurations present in the contact interaction of chain links and connectors, the fatigue life, at least initially (first **5000** cycles), is positively affected by the wear. It's possible that for a higher number of cycles, in other words, a higher amount of material removal, the reduction in the cross sectional area turns to be a determinant factor in the life estimation.

Keywords: Connectors, Contact, Wear, UMESHMOTION, *Smith-Watson-Topper*

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO	1
1.2	ESTADO DA ARTE.....	9
1.3	OBJETIVO.....	11
1.4	ESTRUTURA DO TEXTO.....	12
2	MECÂNICA DO CONTATO	13
2.1	CINEMÁTICA DE CORPOS SÓLIDOS	13
2.2	IMPOSIÇÕES DAS CONDIÇÕES DE CONTATO	14
2.2.1	Direção normal.....	14
2.2.2	Direção tangencial.....	16
2.3	CONTATO ENTRE CORPOS ELASTICAMENTE SIMILARES	16
2.4	TEORIA DE HERTZ.....	18
2.5	POTENCIAL DE MUSKHELISHVILI.....	20
3	DESGASTE MECÂNICO	23
3.1	DEFINIÇÃO E TIPOS DE DESGASTE	23
3.2	DESGASTE ADESIVO	23
3.3	DESGASTE ABRASIVO	24
3.4	DESGASTE POR FADIGA.....	25
3.5	DESGASTE POR <i>FRETTING</i>	26
3.6	REGIMES DE DESLIZAMENTO	27
3.7	MODELOS DE DESGASTE.....	29
3.7.1	Modelo de Archard.....	29
3.7.2	Modelo da Energia Dissipada.....	31
4	FADIGA MULTIAXIAL.....	33
4.1	ESTADO DE TENSÕES	33
4.2	MODELO DE <i>SMITH-WATSON-TOPPER</i>	36
5	MODELAGEM NUMÉRICA	37
5.1	GEOMETRIAS E PROPRIEDADES	37
5.2	IMPLEMENTAÇÃO DO MÉTODO DE DESGASTE LOCAL.....	40
5.2.1	Malha adaptativa ALE.....	40
5.2.2	Subrotina UMESHMOTION.....	43
6	ANÁLISE DE RESULTADOS.....	45
6.1	ANÁLISE I – CARREGAMENTO NORMAL EM REGIME ELÁSTICO.....	45
6.2	ANÁLISE II – DESLOCAMENTO RECÍPROCO EM REGIME ELASTO-PLÁSTICO ..	51
6.2.1	Fase I	54
6.2.2	Fase II.....	57
6.2.3	Fase III.....	62
6.3	ANÁLISE III – VERIFICAÇÃO DA SUBROTINA UMESHMOTION.....	66
6.4	ANÁLISE IV – AVALIAÇÃO DO DESGASTE LOCAL.....	72

6.4.1	Regime de deslizamento total.....	75
6.4.2	Regime de deslizamento parcial.....	89
6.5	ANÁLISE V – INFLUÊNCIA DO DESGASTE NA VIDA À FADIGA	95
7	CONCLUSÕES	106
8	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	109
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	110
	ANEXOS.....	114

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Recordes mundiais na produção de petróleo offshore de 1979 a 2012 (Quintal Arquitetura e Design; Morais, 2013).....	1
Figura 2 - Exemplos de Plataformas Flutuantes (Adaptado de Offshore magazine, 2014)	2
Figura 3 - Componentes de uma típica linha de ancoragem (Adaptado de Vryhof Anchor; Offshore magazine, 2013a)	4
Figura 4 - Elos utilizados em amarras (Adaptado de API, 2005).....	4
Figura 5 - Conectores utilizados em linhas de ancoragem (Adaptado de API, 2005).....	5
Figura 6 - Número de falhas em componentes de linhas de ancoragem (Adaptado de Offshore magazine, 2013a)	6
Figura 7 - Desgaste gerado na coroa do elo (Adaptado de Brown et al, 2010; API, 2008)	7
Figura 8 - Regiões onde o desgaste e corrosão são observados (Adaptado de Brown et al., 2010)..	8
Figura 10 - Utilização de conectores nas terminações superiores de linhas de ancoragem de plataformas FPSO (Adaptado de Doca et al., 2016)	11
Figura 11 - a) Contato entre dois corpos quaisquer b) Contato entre esfera e anteparo rígido (Adaptado de Wriggers, 2006)	13
Figura 12 - Força de reação vs. distância normal para o contato (Wriggers, 2006).....	14
Figura 13 - Contato entre corpos elasticamente similares (Adaptado de Hills e Nowell, 1994).....	17
Figura 14 - Zonas de adesão e escorregamento de corpos elasticamente similares em contato (Adaptado de Hills e Nowell, 1994).....	17
Figura 15 - Contato entre dois corpos elásticos similares (Johnson, 1985)	19
Figura 16 - Configurações distintas do contato entre cilindros (Popov, 2010)	20
Figura 17 - Sistema de coordenadas adotado para determinar o potencial (Adaptado de Hills e Nowell, 1994).....	21
Figura 18 - Ilustração do mecanismo de desgaste adesivo (Adaptado de Stachowiak e Batchelor, 2014).....	24
Figura 19 - Mecanismos de desgaste abrasivo (Adaptado de Stachowiak e Batchelor, 2014)	25
Figura 20 - Formação de uma partícula de desgaste pelo mecanismo de desgaste por fadiga (Adaptado de Stachowiak e Batchelor, 2014)	26
Figura 21 - Ilustração de um típico mecanismo de desgaste por fretting (Adaptado de Stachowiak e Batchelor, 2014)	27
Figura 22 - Ilustração da variação da vida à fadiga e do desgaste com a amplitude de deslocamento (Adaptado de Vingsbo e Söderberg, 1988)	28
Figura 23 - Definição da razão de deslizamento, e , e ilustração dos regimes de deslizamento total e recíproco (Adaptado de Fouvry, 2003)	28
Figura 24 - Energia dissipada na interface de contato em um ciclo de deslizamento tangencial....	32

Figura 24 - Corpo sofrendo um carregamento combinado de torção e flexão (Adaptado de Socie e Marquis, 2000)	33
Figura 25 - Estado de tensão descrito um ponto (Socie e Marquis, 2000).....	33
Figura 26 - Forças atuantes no plano (Socie e Marquis, 2000).....	34
Figura 27 - Tensões atuantes no plano (Socie e Marquis, 2000).....	35
Figura 28 - Configurações de contato observadas entre conectores e elos de linhas de ancoragem	37
Figura 29 - Configurações de contato observadas no contato entre conectores e elos (Dimensões em <i>mm</i>).....	38
Figura 30 - Partições das configurações de contato CP e CC	40
Figura 31 - Comportamento da malha para diferentes tipos de abordagem (Adaptado de Abaqus, 2005).....	41
Figura 32 - Localização da malha adaptativa ALE na barra de ferramentas.....	42
Figura 33 - Definição do domínio da malha adaptativa ALE	42
Figura 34 - Definição da restrição aplicada a malha adaptativa ALE.....	42
Figura 35 - Fluxograma de implementação do desgaste local	43
Figura 36 - Histórico de carregamento e ilustração da força e condições de contorno aplicadas ...	46
Figura 37 - Discretização da malha para o caso CP	46
Figura 38 - Distribuição da pressão de contato ao longo do semi-arco de contato para o caso CP	47
Figura 39 - Distribuição da pressão de contato ao longo do semi-arco de contato para o caso CC	48
Figura 40 - Resultado numérico (a esquerda) e analítico (a direita) da distribuição do campo de tensões de von Mises para o caso CP	49
Figura 41 - Resultado numérico (a esquerda) e analítico (a direita) da distribuição do campo de tensões de von Mises para o caso CC.....	49
Figura 42 - Comportamento das tensões no interior do contato do caso CP.....	50
Figura 43 - Comportamento das tensões no interior do contato do caso CC	51
Figura 44 - Histórico de carregamento da segunda fase da modelagem elasto-plástica	52
Figura 45 - Carregamentos e condições de contorno impostas às configurações CC e CP	53
Figura 46 - Discretização da malha dentro e fora da zona de contato da modelagem elasto-plástica	54
Figura 47 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises (CP à esquerda; CC à direita)	55
Figura 48 - Distribuição do campo das deformações plásticas equivalentes (CP à esquerda; CC à direita)	55
Figura 49 - Distribuição do campo das tensões cisalhantes (CP).....	56
Figura 50 - Comparação da distribuição de pressão de contato nos regimes elástico e elasto-plástico (CP).....	56
Figura 51 - Comparação da distribuição de pressão de contato nos regimes elástico e elasto-plástico (CC)	57

Figura 52 - Quadros da distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises instantes antes do deslizamento (CP)	58
Figura 53 - Quadros da distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises instantes antes do deslizamento (CC).....	58
Figura 54 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises em um deslocamento orientado para a esquerda (CC).....	59
Figura 55 - Quadros da distribuição do campo das deformações plásticas equivalentes instantes antes do deslizamento (CP)	60
Figura 68 - Quadros da distribuição do campo das deformações plásticas equivalentes instantes antes do deslizamento (CC).....	60
Figura 57 - Distribuição do campo das deformações plásticas equivalentes ao final do primeiro ciclo de deslocamento (CC à esquerda; CP à direita).....	61
Figura 58 - Evolução das deformações plásticas equivalentes no carregamento normal e em um ciclo de deslocamento	62
Figura 59 - Comportamento das curvas de deslizamento relativo, deslizamento imposto e coeficiente de atrito do nó superficial central do corpo superior (CC; -12 kN/mm).....	63
Figura 60 - Volume de desgaste estimado por meio dos modelos de Archard e da Energia Dissipada	65
Figura 61 - Histórico de carregamento e deslocamentos da modelagem utilizada na comparação	67
Figura 62 - Forças e condições de contorno aplicadas na configuração CP	68
Figura 63 - Discretização da malha utilizada na modelagem da validação do desgaste local	69
Figura 64 - Material removido pelo desgaste no regime de deslizamento parcial	70
Figura 65 - Material removido pelo desgaste no regime de deslizamento parcial (Adaptado de Ding et al., 2008).....	70
Figura 66 – Material removido pelo desgaste no regime de deslizamento total	71
Figura 67 – Material removido pelo desgaste no regime de deslizamento total (Adaptado de Ding et al., 2008).....	71
Figura 68 - Históricos de carregamentos e deslocamentos empregados na 4ª análise	73
Figura 69 – Ilustração da discretização da malha utilizada na 4ª análise (CP)	74
Figura 70 - Distribuição das pressões normais de contato para um deslocamento tangencial de $600 \mu\text{m}$ e uma carga normal de -6 kN/mm	75
Figura 71 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises inicial para a aplicação de uma carga normal de -6 kN/mm (CP)	76
Figura 72 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento de $600 \mu\text{m}$ e de uma carga normal de -6 kN/mm	77
Figura 73 – Material removido após 5000 ciclos de deslocamento de $600 \mu\text{m}$ com carga normal de -6 kN/mm	77

Figura 74 - Distribuição das pressões normais de contato para um deslocamento tangencial de 600 μm e uma carga normal de -9 kN/mm	78
Figura 75 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises inicial para a aplicação de uma carga normal de -9 kN/mm (CP)	78
Figura 76 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento de 600 μm e de uma carga normal de -9 kN/mm	79
Figura 77 – Material removido após 5000 ciclos de deslocamento de 600 μm com carga normal de -9 kN/mm	79
Figura 78 - Distribuição das pressões normais de contato para um deslocamento tangencial de 600 μm e uma carga normal de -12 kN/mm	80
Figura 79 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises inicial para a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm (CP)	80
Figura 80 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento de 600 μm e de uma carga normal de -12 kN/mm	81
Figura 81 – Material removido após 5000 ciclos de deslocamento de 600 μm com carga normal de -12 kN/mm	81
Figura 82 - Distribuição das pressões normais de contato para um deslocamento angular de $0,38^\circ$ e uma carga normal de -6 kN/mm	82
Figura 83 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises inicial para a aplicação de uma carga normal de -6 kN/mm (CC).....	82
Figura 84 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento angular de $0,38^\circ$ e de uma carga normal de -6 kN/mm	83
Figura 85 – Material removido após 5000 ciclos de deslocamento angular de $0,38^\circ$ com carga normal de -6 kN/mm	83
Figura 86 - Distribuição das pressões normais de contato para um deslocamento angular de $0,38^\circ$ e uma carga normal de -9 kN/mm	84
Figura 87 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises inicial para a aplicação de uma carga normal de -9 kN/mm (CC).....	85
Figura 88 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento angular de $0,38^\circ$ e de uma carga normal de -9 kN/mm	85
Figura 89 – Material removido após 5000 ciclos de deslocamento angular de $0,38^\circ$ com carga normal de -9 kN/mm	86
Figura 90 - Distribuição das pressões normais de contato para um deslocamento angular de $0,38^\circ$ e uma carga normal de -12 kN/mm	86
Figura 91 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises inicial para a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm (CC).....	87

Figura 92 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento angular de $0,38^\circ$ e de uma carga normal de -12 kN/mm	87
Figura 93 – Material removido após 5000 ciclos de deslocamento angular de $0,38^\circ$ com carga normal de -12 kN/mm	88
Figura 94 – Ilustração dos volumes de desgaste obtidos no regime de deslizamento total após 5000 ciclos.....	88
Figura 95 - Distribuição das pressões normais de contato para um deslocamento tangencial de $60 \mu\text{m}$ e uma carga normal de -12 kN/mm	90
Figura 96 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises inicial para a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm (CP Parcial).....	91
Figura 97 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento de $60 \mu\text{m}$ e de uma carga normal de -12 kN/mm	91
Figura 98 – Material removido após 5000 ciclos de deslocamento de $60 \mu\text{m}$ com carga normal de -12 kN/mm	92
Figura 99 - Distribuição das pressões normais de contato para um deslocamento angular de $0,038^\circ$ e uma carga normal de -12 kN/mm	92
Figura 100 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises inicial para a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm (CC Parcial).....	93
Figura 101 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento angular de $0,038^\circ$ e de uma carga normal de -12 kN/mm	93
Figura 102 - – Material removido após 5000 ciclos de deslocamento angular de $0,038^\circ$ com carga normal de -12 kN/mm	94
Figura 103 – Ilustração dos volumes de desgaste obtidos no regime de deslizamento parcial após 5000 ciclos.....	94
Figura 104 – Elementos críticos que apresentaram a menor vida à fadiga para um carregamento de -12 kN/mm e deslocamento de $600 \mu\text{m}$	97
Figura 105 - Vida à fadiga dos casos da configuração CP no regime de deslizamento total.....	99
Figura 106 – Elementos críticos que apresentaram a menor vida à fadiga para um carregamento de -6 kN/mm e deslocamento de $0,38^\circ$	101
Figura 107 - Vida à fadiga dos casos da configuração CC no regime de deslizamento total.....	102
Figura 108 - Elementos que possuem a menor vida à fadiga para um carregamento de -12 kN/mm e deslocamento de $60 \mu\text{m}$	103
Figura 109 - Elementos que possuem a menor vida à fadiga para um carregamento de -12 kN/mm e deslocamento de $0,038^\circ$	104
Figura 110 - Vida à fadiga para os casos de ambas as configurações no regime de deslizamento parcial.....	105

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades materiais utilizadas na modelagem numérica (Bastid e Smith, 2013; Ramalho e Miranda, 2006).....	38
Tabela 2 - Propriedades do contato.....	39
Tabela 3 – Informações dos elementos utilizados na modelagem da validação da carga normal...	47
Tabela 4 - Valores e erros relativos percentuais da máxima pressão de contato e do comprimento do semi-arco de contato.....	48
Tabela 5 - Valores e erros relativos percentuais da máxima tensão equivalente de von Mises	50
Tabela 6 - Amplitudes de deslocamentos e forças empregadas nas três fases da modelagem elasto-plástica.....	53
Tabela 7 – Informações dos elementos utilizados na modelagem elasto-plástica.....	54
Tabela 8 - Máxima tensão equivalente de von Mises e máxima deformação plástica equivalentes verificadas em um ciclo de deslocamento.....	61
Tabela 9 - Distância de deslizamento total.....	64
Tabela 10 - Força de atrito média.....	64
Tabela 11 - Volume de desgaste estimado pelo modelo de Archard	64
Tabela 12 - Volume de desgaste estimado pelo modelo da Energia Dissipada	64
Tabela 13 - Propriedades materiais utilizadas na modelagem da validação do desgaste local (Ding et al.,2008).....	67
Tabela 14 – Informações dos elementos utilizados na modelagem comparativa (Ding et al., 2008).....	69
Tabela 15 - Amplitudes de deslocamento e forças empregadas na modelagem da 4ª análise	73
Tabela 16 – Informações dos elementos utilizados na modelagem da 4ª análise	74
Tabela 17 – Quantidades dos elementos utilizados em cada caso da 4ª análise.....	74
Tabela 18 – Volumes de desgaste obtidos em regime de deslizamento total.....	89
Tabela 19 – Volumes de desgaste obtidos em regime de deslizamento parcial.....	95
Tabela 20 – Propriedades materiais cíclicas e monotônicas do aço AISI 4340 após os tratamentos térmicos de têmpera e revenimento (Boardman, 1990).....	96
Tabela 21 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro da configuração CP sobre a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm e de um deslocamento de $600\ \mu\text{m}$	97
Tabela 22 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Plano da configuração CP sobre a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm e de um deslocamento de $600\ \mu\text{m}$	97

Tabela 23 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro da configuração CP sobre a aplicação de uma carga normal de -9 kN/mm e de um deslocamento de $600\ \mu\text{m}$	98
Tabela 24 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Plano da configuração CP sobre a aplicação de uma carga normal de -9 kN/mm e de um deslocamento de $600\ \mu\text{m}$	98
Tabela 25 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro da configuração CP sobre a aplicação de uma carga normal de -6 kN/mm e de um deslocamento de $600\ \mu\text{m}$	99
Tabela 26 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Plano da configuração CP sobre a aplicação de uma carga normal de -6 kN/mm e de um deslocamento de $600\ \mu\text{m}$	99
Tabela 27 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro Superior da configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm e de um deslocamento de $600\ \mu\text{m}$	100
Tabela 28 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro Inferior da configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm e de um deslocamento de $600\ \mu\text{m}$	100
Tabela 29 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro Superior da configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -9 kN/mm e de um deslocamento de $600\ \mu\text{m}$	100
Tabela 30 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro Inferior da configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -9 kN/mm e de um deslocamento de $600\ \mu\text{m}$	100
Tabela 31 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro Superior da configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -6 kN/mm e de um deslocamento de $600\ \mu\text{m}$	101
Tabela 32 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro Inferior da configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -6 kN/mm e de um deslocamento de $600\ \mu\text{m}$	101
Tabela 33 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro da configuração CP sobre a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm e de um deslocamento de $60\ \mu\text{m}$	102
Tabela 34 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Plano da configuração CP sobre a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm e de um deslocamento de $60\ \mu\text{m}$	103

Tabela 35 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro Superior da configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm e de um deslocamento de $60 \mu\text{m}$ 104

Tabela 36 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro Inferior da configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm e de um deslocamento de $60 \mu\text{m}$ 104

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos

B	corpo em movimento
X	ponto material
φ	mapa de deslocamento
Γ_c	região de contato
$c(u)$	distância entre uma massa pontual e um anteparo rígido
u	deslocamento de uma massa pontual
h	distância inicial entre uma massa pontual e uma anteparo rígido
R_N	força de reação normal
R_T	força de reação tangencial
$\Pi(u)$	energia do sistema
k	rigidez da mola
m	massa
g	gravidade
λ	multiplicador de Lagrange
ϵ	termo de penalidade
μ	coeficiente de atrito
P	carregamento normal
Q	carregamento tangencial
$q(x, y)$	tensão cisalhante superficial
$p(x, y)$	pressão normal de contato
a	comprimento do semi-arco de contato
R	raio
p_0	máxima pressão normal de contato
R_{ef}	raio efetivo
E_{eq}	modulo de elasticidade equivalente
ν	coeficiente de Poisson
z	sistema de coordenadas complexo
i	unidade imaginária
s	sinal do termo
ϕ	potencial de Muskhelishvili
ϕ'	derivada do potencial de Muskhelishvili
$\bar{\phi}$	conjugado do potencial de Muskhelishvili
\bar{z}	conjugado do sistema de coordenadas complexo
$Imag$	parte imaginária de um número complexo
$Real$	parte real de um número complexo
$\zeta(z)$	campo de tensões dado pela sistema de coordenadas complexo
σ_{xx}	tensão normal em x
σ_{yy}	tensão normal em y
σ_{zz}	tensão normal em z
τ_{xy}	tensão cisalhante em xy
τ_{yz}	tensão cisalhante em yz
τ_{xz}	tensão cisalhante em xz
$\sigma(t)$	tensor tensão de Cauchy
$\sigma_{eq,Mises}$	tensão equivalente de von Mises
ϵ_{xx}	deformação normal na direção x

ε_{yy}	deformação normal na direção y
γ_{xy}	deformação cisalhante na direção xy
$\boldsymbol{\varepsilon}(t)$	tensor deformação de Cauchy
δ	deslocamento
e	razão de deslizamento
V	volume de desgaste
H	dureza
K	coeficiente adimensional de desgaste de Archard
s	distância de deslizamento
k	coeficiente de desgaste específico de Archard
k_l	coeficiente de desgaste de Archard local
A	área
Δh	incremento da profundidade nodal removido pelo desgaste
Δs	incremento da distância de deslizamento
ΔN	acelerador de desgaste
α	coeficiente de desgaste da energia dissipada
E_d	energia dissipada acumulada na interface
σ_a	amplitude de tensão
σ_m	tensão média
$\Delta\sigma$	variação de tensão
R	razão de tensão
N_f	ciclos
ε	deformação
E	modulo de elasticidade
G	modulo de cisalhamento
$2N_T$	transição de vida
σ_{-1}	limite de fadiga
σ_u	limite de resistência a tração
σ_y	tensão de escoamento
w	frequência
t	tempo
φ	fase
$\sigma_{x'}$	tensão normal orientada na direção X'
$\tau_{x'y'}$	tensão cisalhante perpendicular a coordenada X' e orientada na direção Y'
$\tau_{x'z'}$	tensão cisalhante perpendicular a coordenada X' e orientada na direção Z'
X'	componente x do novo sistema de coordenadas orientada no plano inclinado
Y'	componente y do novo sistema de coordenadas orientada no plano inclinado
Z'	componente z do novo sistema de coordenadas orientada no plano inclinado
$F_{x'}$	componente da força no plano inclinado orientada na direção X'
$F_{y'}$	componente da força no plano inclinado orientada na direção Y'
$F_{z'}$	componente da força no plano inclinado orientada na direção Z'
ϕ	ângulo entre a coordenada X' e a coordenada Z
θ	ângulo entre a projeção da coordenada X' no plano XY e a coordenada X
$\sigma_{n,max}$	tensão normal máxima
$\Delta\varepsilon_{n,max}$	máxima variação da deformação normal
$\sigma_{f'}$	coeficiente de resistência à fadiga
b	expoente de resistência à fadiga
$\varepsilon_{f'}$	coeficiente de ductilidade à fadiga
c	expoente de ductilidade à fadiga
ρ	densidade

E_{rr}	erro relativo percentual
<i>ana</i>	analítico
<i>num</i>	numérico
l	comprimento de arco
α	ângulo do arco
R	raio do arco
$\varepsilon_{eq,max}^p$	máxima deformação plástica equivalente
F_{at}	força de atrito
F_N	força normal

Simbologia do programa ABAQUS

CPE3	elemento triangular em estado plano de deformação
CPE4	elemento quadrilateral em estado plano de deformação e integração plena
CPE4R	elemento quadrilateral em estado plano de deformação e integração reduzida
CPNAME	nome da parte
CPRESS	pressão normal de contato
CSHEAR	tensão cisalhante na superfície
CSLIP	deslizamento relativo do nó <i>slave</i> em relação à superfície <i>master</i>
EVOL	volume do elemento
XCOORD	coordenada do eixo x
YCOORD	coordenada do eixo y

Abreviaturas

a.C.	Antes de Cristo
ALE	Arbitrária Langrangeana-Euleriana
API	<i>American Petroleum Institute</i>
BV	<i>Bureau Veritas</i>
CC	Cilindro-Cilindro
CP	Cilindro-Plano
DNV	<i>Det Norske Veritas</i>
DP	<i>Dynamic Positioning</i>
FPSO	<i>Floating Production Storage and Offloading</i>
GPS	<i>Global Positioning System</i>
LDA	Lâmina D'água [Unidade]
MEF	Método de Elementos Finitos
OPB	<i>Out-of-Plane Bending</i>
P&D	Pesquisa e Desenvolvimento
RP	<i>Recommended Practice</i>
SS-FPU	<i>Semi-submersible Floating Production Unit</i>
TLP	<i>Tension Leg Platform</i>

1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo apresenta-se a contextualização, motivação, estado da arte, objetivo e a estrutura do texto deste trabalho.

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO

A utilização do petróleo tem registros históricos datados desde 4.000 a.C., onde este combustível que aflorava da terra era utilizado na iluminação de casas, no auxílio à pavimentação de estradas, dentre outras atividades (Cotta, 1975). No entanto, o surgimento da indústria petrolífera se deu de fato, somente na metade do século XIX. No Brasil, a exploração teve início no final do século XIX e obteve um forte incentivo do governo em meados do século XX. Desde então, a grande demanda em todo o mundo fez com que a busca por novos poços fosse intensificada, desde plataformas em terra firme, até plataformas flutuantes, que hoje atingem lâminas d'água (LDA) próximas de 3.000 m (Morais, 2013; Offshore magazine, 2013b). A Figura 1 ilustra a evolução do aumento de LDA na extração e produção offshore de petróleo.

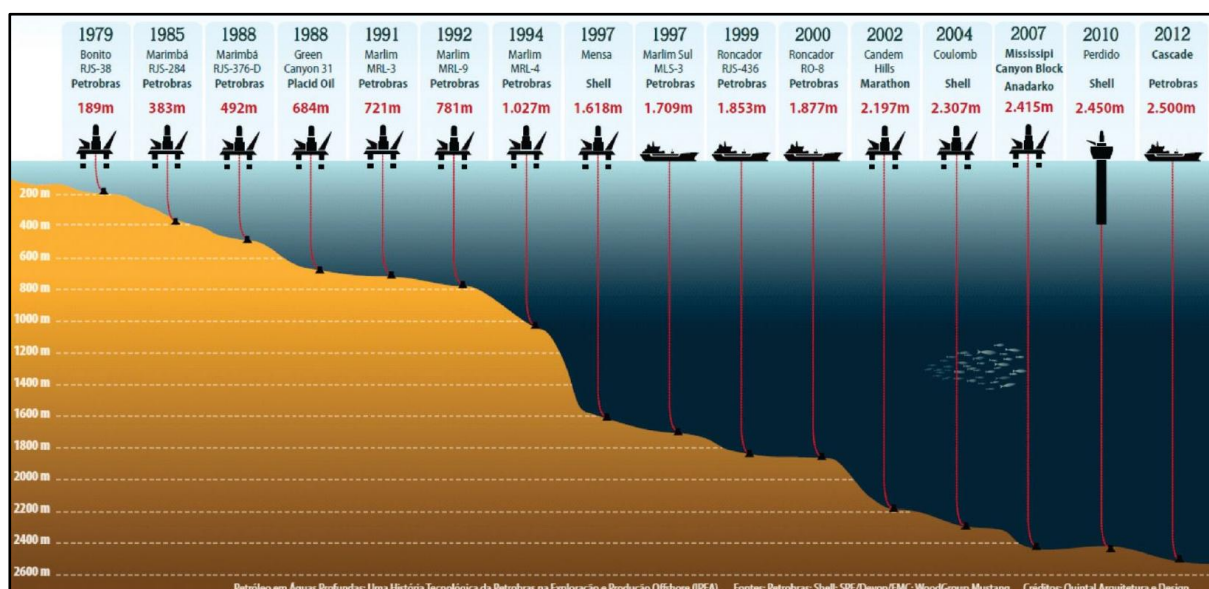


Figura 1 - Recordes mundiais na produção de petróleo offshore de 1979 a 2012 (Quintal Arquitetura e Design; Morais, 2013)

Com o aumento da LDA, novas tecnologias e novos tipos de plataforma vem sendo projetadas e desenvolvidas para suportar as diferentes condições impostas pelo ambiente. Múltiplos fatores são levados em conta, como custos gerais para colocar a plataforma em funcionamento, temperatura, pressão de operação, condições dinâmicas (ondas, ventos e correntes), sistemas de amarração, dentre outros fatores (Morais, 2013).

As plataformas que atuam na exploração e produção offshore podem ser divididas em dois grupos, as fixas (não flutuantes) e as flutuantes. As fixas chegam a atingir profundidades em torno de 500 m, enquanto as flutuantes já atuam em LDAs de mais de 2500 m. Atualmente, as plataformas flutuantes vêm recebendo maior atenção de projetos de pesquisa e desenvolvimento (P&D), devido aos maiores desafios encontrados na obtenção do petróleo. (Morais, 2013; Chakrabarti, 2005).

As plataformas flutuantes, projetadas para suportar cargas dinâmicas extremas, são caracterizadas justamente por flutuar no oceano e ter seus movimentos restringidos por sistemas de amarração. Dentre os tipos de plataformas flutuantes mais conhecidos estão: a plataforma de pernas atirantadas, também conhecida como TLP (*Tension-Leg-Platform*), a semissubmersível (SS-FPU), a SPAR e navios adaptados, que englobam a FPSO (*Floating Production Storage and Offloading*) e o navio-sonda. A Figura 2 ilustra esses tipos de plataformas. (Chakrabarti, 2005).

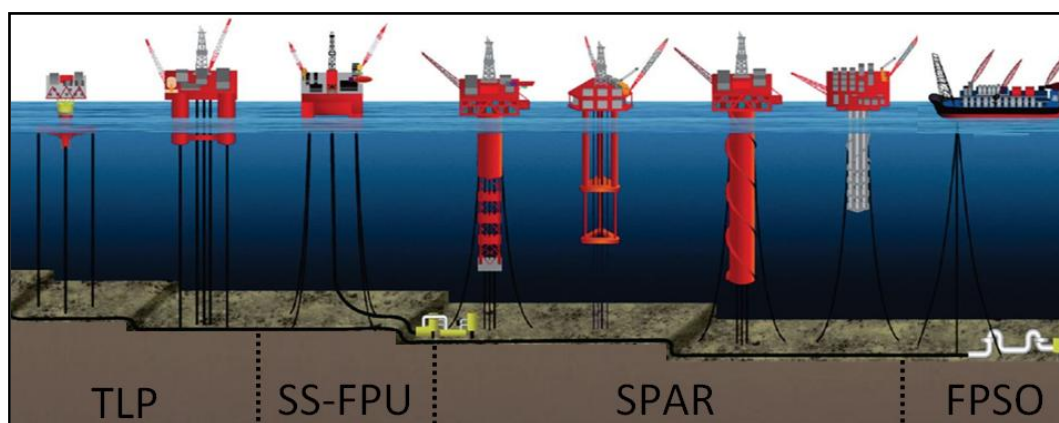


Figura 2 - Exemplos de Plataformas Flutuantes (Adaptado de Offshore magazine, 2014)

Para garantir o posicionamento das plataformas flutuantes, dois tipos de sistemas podem ser empregados: o sistema de posicionamento dinâmico (*Dynamic Positioning - DP*) e o sistema de amarração, esse último utilizado com mais frequência.

O sistema de posicionamento dinâmico utiliza propulsores que se comunicam com um sistema de GPS da plataforma para garantir o posicionamento exato da mesma. Esse sistema, apesar de eficiente, gera custos elevados pela grande quantidade de combustível necessária para manter os propulsores em funcionamento. Já o sistema de amarração é composto por linhas de ancoragem que fazem a ligação da plataforma com leito marinho. Essas linhas podem divergir quanto à forma de ancoramento (Catenária, Taut-Leg e Ancoragem Vertical), ou quanto aos componentes utilizados em cada linha, como mostra a Fig. 3. De uma forma geral, os componentes empregados nas linhas de ancoragem são os seguintes (Chakrabarti, 2005).

- Âncoras e Estacas
- Cabos de Aço e Poliéster
- Amarras de aço
- Conectores

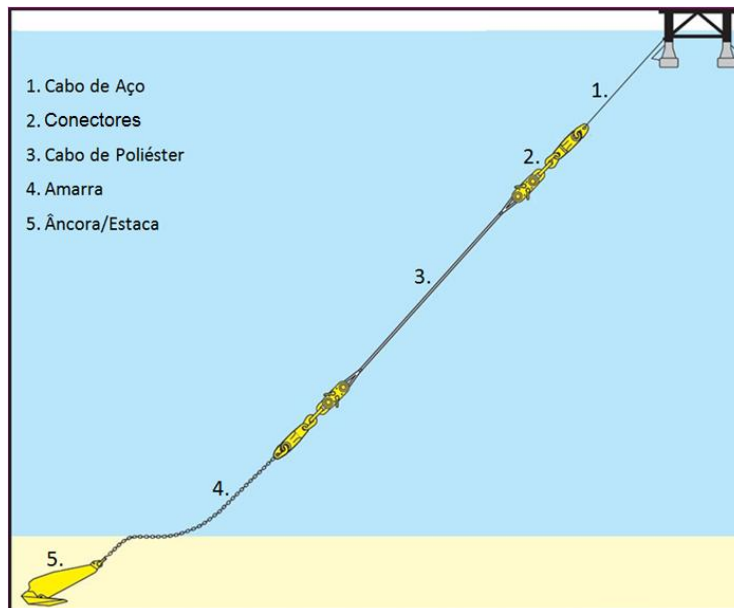


Figura 3 - Componentes de uma típica linha de ancoragem (Adaptado de Vryhof Anchor; Offshore magazine, 2013a)

A âncora/estaca é responsável por fixar a linha no ponto de ancoragem do solo marinho. A amarra, conectada à âncora e presente em diversos trechos da linha, é composta por elos de aço carbono ou baixa liga. Em LDAs profundas e ultra profundas, tenta-se utilizar o mínimo possível desse componente, para que o peso linear do conjunto seja o menor possível. Por esse motivo, utilizam-se cabos poliméricos nas seções intermediárias e amarras majoritariamente nos pontos de conexão com a fundação e com a plataforma, ou seja, na parte inicial e final da linha. São escolhidas essas posições especificamente, devido a necessidade de um material que possua grande resistência à abrasão e elevada resistência mecânica para suportar o contato com o solo marinho e demais componentes da linha de ancoragem. Os elos podem possuir malhete ou não, como mostra a Fig. 4. Suas dimensões são determinadas a partir de seu diâmetro nominal (API, 2005; Morais, 2013).

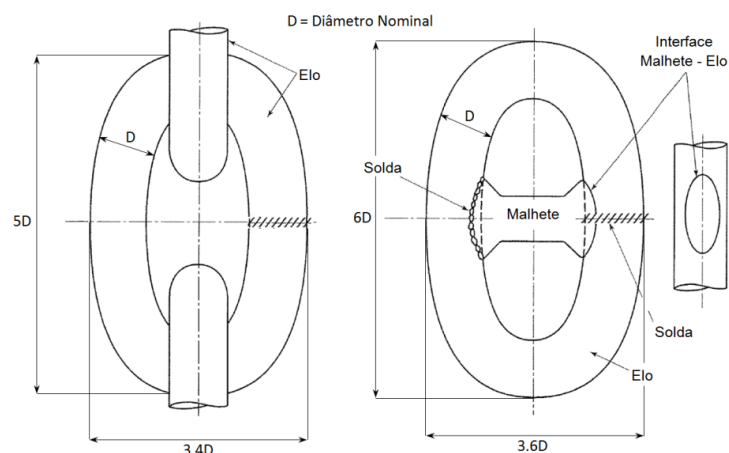


Figura 4 - Elos utilizados em amarras (Adaptado de API, 2005)

Os materiais dos elos empregados em aplicações offshore são divididos entre os graus: R3, R3S, R4, R4S e R5 (DNVGL, 2015).

O que difere um grau do outro são propriedades como tensão de escoamento, tensão de ruptura e módulo de elasticidade. O grau com a menor tensão de escoamento é o R3. Após serem submetidos a tratamentos térmicos, a tensão de ruptura pode atingir valores de até 1000 MPa em elos de grau R5. A diferença dos graus não influencia na densidade dos elos, dessa forma, a medida que o grau aumenta, a relação peso/resistência diminui (API, 2005).

Para realizar a ligação entre os elos da amarra e outros componentes da linha utilizam-se conectores metálicos. Apesar de também serem empregados na parte submersa da linha, os conectores metálicos são prioritariamente utilizados nas seções secas (i.e proa, polpa e espaçadores), onde são observadas as maiores taxas de falha desses componentes. A Fig. 5 ilustra os principais conectores utilizados em aplicações offshore.

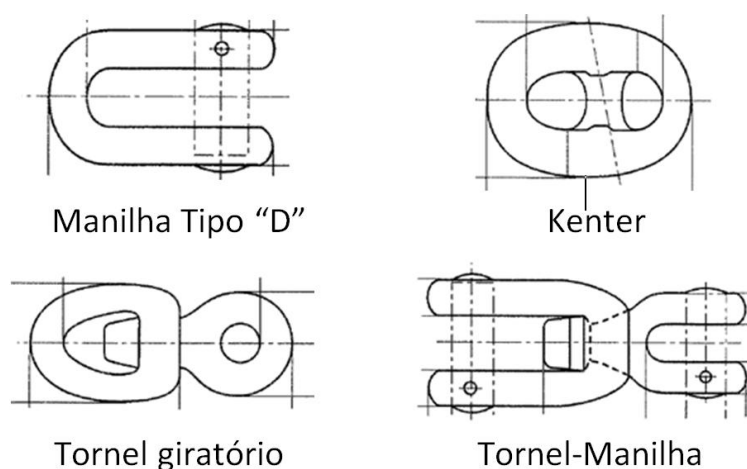


Figura 5 - Conectores utilizados em linhas de ancoragem (Adaptado de API, 2005)

Sabe-se que componentes de linhas de ancoragem sofrem com cargas estáticas e dinâmicas oriundas das condições ambientais, como a tração aplicada à linha, ondas, ventos e correntezas. Por conta dessas condições, os componentes são projetados para suportar principalmente falhas por fadiga durante seu período de operação. Apesar disso, ao longo dos últimos quarenta anos uma alta taxa de falhas prematuras vem sendo observada em linhas de ancoragem de plataformas flutuantes (Berg e Taraldsen, 1980; Ma et al, 2013; Majhi e D'Souza, 2013; Kvitrud, 2013). Esses incidentes acabaram despertando o interesse da indústria de óleo e gás, uma vez que a falha desses componentes acarretam em grandes prejuízos financeiros (reparação de linhas, rompimento de risers e interrupção da produção) e até em danos ambientais por conta de pequenos vazamentos de hidrocarbonetos (Brown et al., 2005; Ma et al., 2013).

Em seu recente trabalho, Ma et al. (2013) realiza uma revisão histórica detalhada de vinte e uma falhas que ocorreram em linhas de ancoragem de plataformas petrolíferas no período de 2001 a 2011. O componente identificado como sendo o mais suscetível a falhas foi a amarra, apresentando uma maior taxa de falhas em relação aos outros componentes, como mostra a Fig. 6. Além das amarras, cabos de aço e conectores também apresentaram altas taxas de falhas nesses períodos.



Figura 6 - Número de falhas em componentes de linhas de ancoragem (Adaptado de Offshore magazine, 2013a)

Investigações e análises em torno dessas falhas prematuras foram apresentadas nos últimos anos nos trabalhos de Berg e Taraldsen (1980), Shoup e Mueller (1984), Brown et al. (2005), NDEL (2006), Ma et al. (2013), Majhi e D'Souza (2013), Kvitrud (2014), Fontaine et al. (2014) e Gordon et al. (2014). Como principais fontes de falhas prematuras, foram apontadas as seguintes causas:

- Defeitos de fabricação
- Instalação incorreta e danos acidentais
- Deficiências de projeto
- Flexão fora do plano (*Out-of-Plane Bending - OPB*)
- Torção induzida
- Corrosão
- Desgaste
- Sobrecarga

Dentre essas fontes de falha, o desgaste é um fenômeno que vêm chamando atenção pela sua frequência e por ainda não existir um estudo detalhado sobre a sua influência na vida dos componentes de linhas de ancoragem. Mesmo as normas, que servem de base e referência para o projeto de muitos componentes, não realizam um cálculo específico para determinação desse fenômeno. Determina-se que deve ser realizado primeiro o cálculo da vida à fadiga e depois de obter um diâmetro nominal, o desgaste e corrosão devam ser considerados adicionando-se um valor no diâmetro nominal de acordo com a quantidade de anos de operação. Normas como a API (2005), BV (2005) e ISO (2013) definem que essa tolerância ao desgaste e corrosão deva ser de 0,2 a 0,4 *mm/ano*, 0,3 a 0,4 *mm/ano* e de 0,2 a 0,8 *mm/ano*, respectivamente. A norma DNVGL (2015) vai um pouco além e apresenta uma tabela que informa a tolerância ao desgaste e corrosão em relação a posição do componente na linha de ancoragem e até por regiões de operação específicas, chegando a taxas de até 1.0 *mm/ano* em plataformas localizadas em águas tropicais. Ainda há normas, como a API (2008), que como critério

de descarte define que acima de uma redução de 10% no diâmetro nominal da zona de contato ou uma redução distribuída de 5% ao longo de todo elo, o mesmo deva ser substituído.

Mesmo com essas especificações, viu-se que em alguns casos a taxa de desgaste e corrosão chega a ser maior do que a especificada pelas normas. O relatório apresentado pela NDEL (2006) revela que componentes de linhas de ancoragem localizados no mar nórdico apresentaram taxas de desgaste e corrosão de 0,615 mm/ano o que representa um valor 50% acima do especificado pela norma DNVGL (2015), por exemplo. Outros autores como Shoup e Mueller (1984), Dowdy e Graham (1988), Brown et al. (2005 e 2010) e Loureiro (2007), também apresentam em seus trabalhos exemplos onde desgaste severo foi identificado nos componentes, como pode ser visto na Fig. 7.



Figura 7 - Desgaste gerado na coroa do elo (Adaptado de Brown et al, 2010; API, 2008)

O desgaste dos componentes não ocorre de forma uniforme ao longo de toda a extensão da linha de ancoragem. Há locais onde o desgaste e a corrosão ocorrem de forma mais crítica e por isso devem receber uma maior atenção (API, 2008).

A Figura 8 ilustra esses locais que também são listados a seguir. Nessas regiões específicas o desgaste e a corrosão presentes em amarras e conectores são presenciados em maior volume. (Berg e Taraldsen, 1980; Shoup e Mueller, 1984; Dowdy e Graham, 1988; Brown, 2005 e 2010; NDEL, 2006; Ma et al., 2013; Gordon et al., 2014).

- Terminação superior (*Fairlead, Chainhawse, Windlass, Trumpet Bell, Hawse Pipes e Bending Shoes*)
- *Splash Zone* (Zona a \pm 5 m da LDA)
- Conexões e descontinuidades no peso da linha
- Solo marinho
- Sotavento (Linhas de ancoragem em posições "protegidas" do vento)

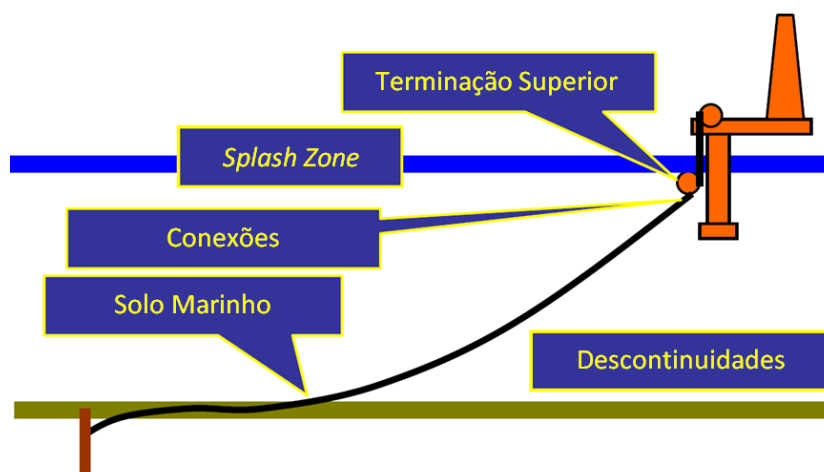


Figura 8 - Regiões onde o desgaste e corrosão são observados (Adaptado de Brown et al., 2010)

Os elos de terminações superiores sofrem com altas tensões e uma rotação elevada. Esses dois fatores em conjunto produzem não só uma flexão fora do plano (*Out-of-Plane Bending - OPB*) do elo, como também um desgaste excessivo nas interfaces de contato. A região exterior aos elos também acaba sofrendo com o desgaste por conta do contato com outros componentes das terminações superiores (Dowdy e Graham, 1988; NDEL, 2006; Ma et al., 2013; Gordon et al., 2013).

Na *splash zone* observam-se altas taxas de corrosão e desgaste, podendo haver uma redução significativa do diâmetro nominal dos elos e conectores (API, 2008; ISO, 2013; NDEL, 2006).

Conexões que realizam transições entre cabos e amarras, âncoras e amarras, dentre outras, acabam sofrendo com descontinuidades no peso das linhas de ancoragem e conseqüentemente uma rotação maior do que em outras regiões, produzindo um desgaste maior (Brown et al., 2005 e 2010; Ma et al., 2013).

O contato com o solo marinho nas linhas de ancoragem do tipo catenária é frequente. Além de gerar uma rotação constante na interface de contato dos componentes que estão na zona inicial de contato com o solo, ainda gera um desgaste por abrasão nas regiões externas dos componentes que estão constantemente em contato com o solo (Ma et al., 2013; Gordon et al., 2014).

Brown et al. (2005 e 2010) apresenta em seus estudos informações de uma plataforma localizada no mar nórdico que sofreu três falhas em suas linhas, sendo que todos os três componentes encontravam-se em linhas de ancoragem posicionadas na região de sotavento, ou seja, uma região “protegida” do vento. Dessa forma, as falhas ocorreram em linhas com uma tensão menor, ao contrário do que se imaginava. A razão das falhas deve-se a uma rotação elevada identificada nos componentes, justamente por conta da baixa tensão nas linhas de ancoragem.

Tendo em vistas os diversos casos onde o desgaste se mostrou um fator decisivo para diminuição da vida a fadiga de componentes de linhas de ancoragem, conclui-se que o desgaste é um efeito importante a ser estudado. Autores como Ma et al. (2013) e Gordon et al. (2014) reforçam que é necessário desenvolver um modelo/algoritmo melhor que os já existentes e que de alguma forma

considere o desgaste nos cálculos de vida a fadiga. Por conta do alto número de falhas identificado em componentes como amarras e conectores, vê-se a necessidade de analisar a interação desses dois componentes.

1.2 ESTADO DA ARTE

Com o intuito de verificar a influência do desgaste em elos e conectores, e como ele ocorre de fato, alguns trabalhos numéricos e experimentais são revisados nesta seção.

No que diz respeito a testes experimentais relacionados diretamente com o desgaste em elos e conectores, Brown et al. (2010) desenvolveu um método prático para estimar o desgaste/corrosão por meio de uma equação modificada de Archard. Essa equação é calibrada por meio de medidas periódicas de desgaste/corrosão realizadas em campo. Apesar de apresentar bons resultados, as estimativas de uma plataforma não servem para outras. Dessa forma, cada vez que surge a necessidade de uma estimativa para uma nova plataforma, uma nova calibração deve ser realizada. Além disso, neste trabalho também foram apresentados resultados de testes experimentais de ruptura em elos desgastados.

Fontaine et al. (2012) também realizou um interessante trabalho comparando simulações numéricas e testes experimentais de ruptura em elos desgastados e corroídos por pites. Para reproduzir a superfície do elo com maior veracidade, utilizou-se uma fotogrametria 3D para gerar a modelagem numérica.

Recentemente, algumas máquinas vêm sendo construídas com o propósito de estudar os efeitos do desgaste com e sem a presença de água do mar e de um terceiro corpo (areia). Steenkiste (2011) apresenta máquinas convencionais que estudam o desgaste na configuração “*pin on disk*”. Paralelamente, diversos tipos de máquinas projetadas para simular especificamente o desgaste entre componentes de linhas de ancoragem são apresentadas, onde podem ser realizadas simulações com e sem a presença de água salina e com e sem a presença de um terceiro corpo (areia). Utilizando testes similares, De Pauw et al. (2013a) apresentou um estudo com testes experimentais de desgaste entre elos com durezas diferentes. Os elos com uma dureza maior apresentaram um menor desgaste. A perda de material por corrosão também tentou ser identificada, mas se mostrou desprezível quando comparada com o desgaste mecânico. Em outro trabalho no mesmo ano, De Pauw et al (2013b) utiliza o mesmo maquinário para realizar testes experimentais de desgaste em elos, envolvendo movimentos circulares e em um mesmo plano. Também se estudou a diferença entre os coeficientes de desgaste em teste com e sem a presença de água salina e areia. Para o teste com água salina e areia grossa o coeficiente de desgaste obtido foi seis vezes maior do que para o teste seco. Já para o teste realizado com areia fina, o valor foi dezesseis vezes maior. Yaghin e Melchers (2015) também realizaram testes experimentais de desgaste diretamente em elos. Foram realizados testes com e sem a presença de água salina, com e sem a presença de corrosão e para diferentes cargas axiais aplicadas. Para os resultados

com e sem corrosão não houve diferença significativa. Já nos casos onde se tinha a presença de água salina o desgaste observado foi cerca de 1/4 do desgaste seco. A carga axial aplicada mostrou-se significativa quanto ao desgaste observado, mas não se obteve uma relação linear.

Trabalhos numéricos diretamente relacionados com o desgaste em componentes de linhas de ancoragem, como elos e conectores, não são encontrados em grande número na literatura. No único trabalho encontrado, Bjornsen (2007) realiza uma comparação por meio de simulações numéricas entre elos com e sem desgaste, onde para simular o desgaste, retirou-se uma espessura de material da coroa dos elos, com valores entre 2 mm e 10 mm. Deste trabalho concluiu-se que os efeitos positivos do desgaste parecem superar os efeitos negativos quando se tem um desgaste moderado.

Em meio à falta de trabalhos envolvendo simulações numéricas de desgaste em elos e conectores, decidiu-se por buscar informações em outros setores do meio acadêmico que simulassem o desgaste numericamente.

Um dos primeiros autores a analisar o desgaste por meio de uma simulação numérica foi Johansson (1994). Em seu trabalho utilizou-se o modelo de desgaste de Archard, descrito na *Seção 3.7.1*, para avaliar o desgaste localmente nos nós dos corpos em contato. Outros autores como McColl et al. (2004) e Fouvry et al. (2007) também utilizaram o método de elementos finitos (MEF) acoplado a um modelo de desgaste para analisar o desgaste por fretting, comparando os resultados obtidos com resultados experimentais.

Esses e outros autores, como Ding et al. (2004) e Hegadekatte et al. (2005), realizaram análises utilizando um programa comercial de análise de elementos finitos (Abaqus) acoplado a um programa de cálculo numérico (MatLab). Apesar dessa ligação entre os dois programas ter sido realizada com sucesso, o tempo de simulação necessário é elevado, pois é necessário terminar e iniciar uma nova simulação ao fim de cada ciclo de deslocamento. Após um determinado tempo, o programa Abaqus, apresentou uma alternativa para computar o desgaste, utilizando a subrotina UMESHMOTION para simular o desgaste local por meio de uma malha adaptativa arbitrária Lagrangeana-Euleriana (ALE).

Kanavalli (2006) realizou uma comparação entre os métodos de avaliação de desgaste existentes e a nova ferramenta do software Abaqus. Bons resultados foram atingidos com a nova ferramenta, com uma significativa redução do custo computacional. Logo em seguida os autores Madge et al. (2007), Hegadekatte et al. (2008) e Mohd Tobi et al. (2009), também utilizaram a subrotina para computar o desgaste em seus trabalhos. Mais recentemente os autores Ding et al. (2008), Bhattacharya (2011), Cruzado et al. (2012), Loizou (2012), Martínez et al. (2014), Lin (2016) utilizaram a subrotina UMESHMOTION em modelos 3D para avaliar o desgaste em diversos componentes, como acoplamentos estriados, implantes aplicados na espinha dorsal, cabos de aço, discos de freio, guias de elevadores e em sistemas de exaustão.

1.3 OBJETIVO

Por meio da revisão realizada nas seções anteriores, verificou-se que o desgaste vem sendo um dos principais fatores de redução na vida à fadiga dos componentes de linhas de ancoragem (Ma et al., 2013). Sendo dois dos três componentes que mais falham prematuramente, os elos e conectores sofrem constantemente com a presença do desgaste por conta de sua interação. Por conta da frequente mudança de direção nas linhas, as terminações superiores estão entre os locais onde se observam as maiores taxas de desgaste (Gordon et al., 2014). Na Figura 10 ilustra-se o emprego de conectores na parte seca de linhas de ancoragem, utilizadas, por exemplo, em embarcações FPSO (Doca et al., 2016). Por estar em uma região com a presença de altas cargas e atrito elevado, o desgaste acaba sendo um fator preocupante.

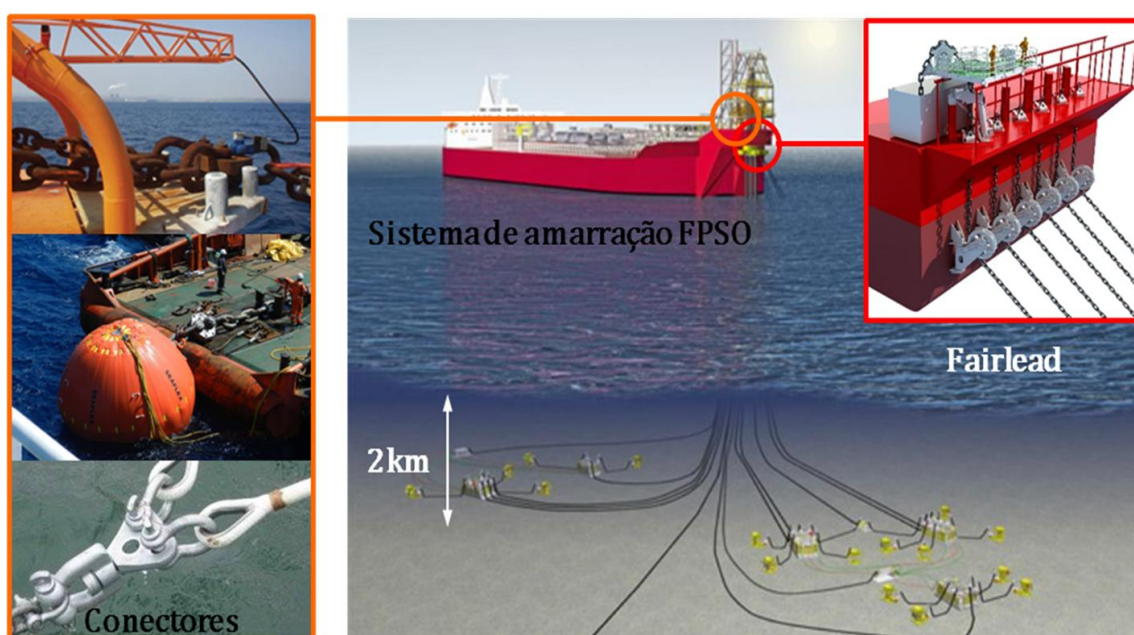


Figura 9 - Utilização de conectores nas terminações superiores de linhas de ancoragem de plataformas FPSO (Adaptado de Doca et al., 2016)

Como foi visto na revisão do estado da arte, o estudo do desgaste em componentes de linhas de ancoragem ainda não é abordado com profundidade pelo meio acadêmico, principalmente em análises numéricas. Por outro lado, o desgaste vem sendo abordado com grande frequência em simulações de *fretting*. Identifica-se então, a possibilidade de utilizar a expertise das simulações de desgaste realizadas nesse meio para dar início a uma análise numérica do desgaste no contato entre conectores e elos.

Como a análise tridimensional do desgaste nos conectores e elos pode vir a exigir um custo computacional elevado, propõe-se estudar inicialmente esse efeito em uma simplificação da configuração 3D. Dessa forma, pretendem-se analisar bidimensionalmente, tensões, deformações plásticas, distribuições da pressão normal de contato e comprimento do arco de contato, para então, poder avaliar como esses fatores influenciam no volume e na forma com que o desgaste é observado nas configurações de contato observadas entre conectores e elos. Para estimar o desgaste serão

utilizados os modelos de Archard e da Energia Dissipada. Assim, o objetivo final deste trabalho está em determinar como o desgaste pode influenciar na redução da vida à fadiga dos componentes de linhas de amarração de plataformas petrolíferas.

1.4 ESTRUTURA DO TEXTO

Buscando alcançar o objetivo proposto, o trabalho é dividido em seis capítulos. No primeiro capítulo apresenta-se a contextualização, motivação, estado da arte e objetivo da dissertação.

No segundo capítulo descrevem-se os principais conceitos da mecânica do contato utilizados no desenvolvimento deste trabalho, como a cinemática de corpos sólidos, imposições de contato, Teoria de Hertz e potencial de Muskhelishvili.

No terceiro capítulo, realiza-se uma revisão teórica do desgaste mecânico. Neste capítulo são descritos os principais mecanismos de desgaste, os regimes de deslizamento existentes e por fim, os dois modelos mais utilizados na estimativa de volume de material retirado por desgaste.

Conceitos acerca da fadiga dos materiais são apresentados no quarto capítulo, onde são descritos aspectos da fadiga uniaxial e multiaxial como modelos de fadiga baseados em tensão, deformação e plano crítico.

No quinto capítulo é apresentada a modelagem numérica, onde são descritas as propriedades materiais e mecânicas, assim como a geometria dos corpos a serem simulados. Na última seção do capítulo descreve-se como o desgaste local, por meio da malha adaptativa ALE e da subrotina UMESHMOTION, é implementado no programa comercial de análise de elementos finitos, Abaqus.

O sexto capítulo apresenta a análise dos resultados de seis modelagens realizadas neste trabalho. No início das seções descrevem-se as particularidades de cada modelagem, que são seguidas da análise dos resultados.

As conclusões e observações acerca do estudo realizado nesta dissertação são apresentadas no sétimo capítulo. Por fim, o oitavo e último capítulo sugere possíveis estudos em trabalhos futuros.

Os códigos em MatLab e Fortran utilizados em conjunto com as simulações numéricas são disponibilizados nos anexos, ao final ao trabalho.

2 MECÂNICA DO CONTATO

O contato é um fenômeno presente em diversas aplicações, seu estudo é de extrema importância. O contato é observado nas mais diversas situações, desde atos simples como o próprio caminhar, até em processos industriais, onde o desgaste de componentes pela interação entre os corpos pode comprometer a integridade do sistema. Onde existir contato, interação e impacto entre corpos, o campo de estudo que avaliará esses comportamentos será a mecânica do contato. Este fenômeno pode ser avaliado de forma individual ou em conjunto com outros fenômenos mecânicos. Nesta seção são apresentados os principais conceitos e considerações acerca da mecânica do contato entre sólidos deformáveis.

2.1 CINEMÁTICA DE CORPOS SÓLIDOS

O monitoramento dos corpos se dá antes mesmo do contato ser estabelecido. Para dar início ao entendimento desse fenômeno, considera-se um exemplo entre dois corpos que estão entrando em contato, como ilustra a Fig. 11. Na Fig. 11a observa-se a movimentação dos corpos, B^1 e B^2 . Esse movimento é descrito por meio dos mapas de deslocamento, φ^1 e φ^2 , que descrevem os movimentos de translação e rotação dos corpos até um determinado período no tempo onde os pontos X^1 e X^2 se encontram, formando uma região de contato Γ_c . A modelagem dos corpos envolvendo deslocamento, deformação, contato, dentre outros comportamentos, pode ser bastante complexa. Por isso, introduz-se o conceito de contato por meio de um problema mais simples, envolvendo uma massa pontual, que sustentada por uma mola, entra em contato com um anteparo rígido (Fig. 11b).

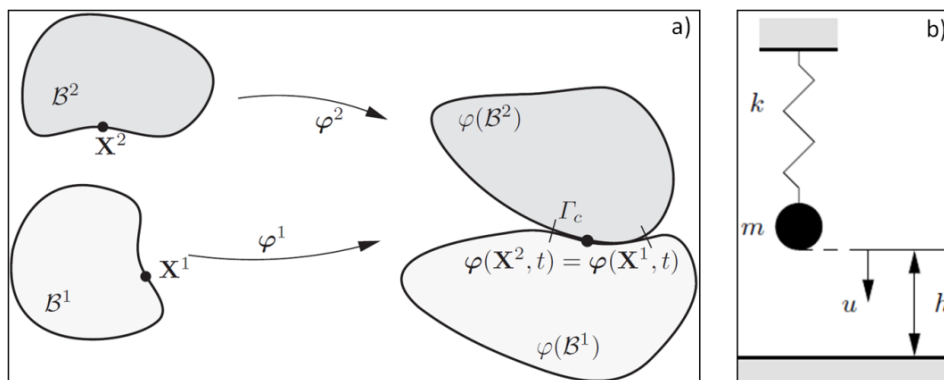


Figura 10 - a) Contato entre dois corpos quaisquer b) Contato entre esfera e anteparo rígido (Adaptado de Wriggers, 2006)

A modelagem do contato apresentada pela Fig. 11b, é dada por meio de uma função dependente do deslocamento, u , da massa pontual. Tal função é descrita pela Eq. (1).

$$c(u) = h - u \geq 0 \quad (1)$$

Analisando a formulação percebe-se que quando o deslocamento sofrido pela massa é igual à distância inicial, h , ou seja, quando $c(u) = 0$, verifica-se o contato entre os corpos. Neste caso o contato ocorre, pois a rigidez da mola não é capaz de suportar o peso da massa. Se por outro lado, $c(u) > 0$, a massa não está em contato com o anteparo rígido e, portanto, $u < h$ (Wriggers, 2006).

2.2 IMPOSIÇÕES DAS CONDIÇÕES DE CONTATO

2.2.1 Direção normal

Em decorrência do contato, outra consideração é feita. Uma força de reação (R_N) é sentida pela massa no momento em que a massa encontra o anteparo rígido. Como a força de reação é contrária ao sentido do deslocamento, ela poderá assumir dois valores: negativo, para momentos em que houver contato, e nulo, quando não houver o contato.

Combinando essas duas considerações, observa-se que o produto $c(u)R_N$ sempre será nulo, como ilustra a Fig. 12. Isso ocorre, pois em um primeiro momento onde não há contato, a força de reação observada é nula, zerando o produto. Em contrapartida, se temos o contato, a força de reação é negativa e a função $c(u)$ é nula, gerando novamente um produto nulo. Essas condições são também conhecidas como as condições de Hertz-Signorini-Moreau (Eq. 2). Utilizadas em problemas que envolvem contato, são oriundas das condições complementares de Karush-Kuhn-Tucker (1951) da teoria de otimização.

$$\begin{cases} c(u) \geq 0 \\ R_N \leq 0 \\ c(u)R_N = 0 \end{cases} \quad (2)$$

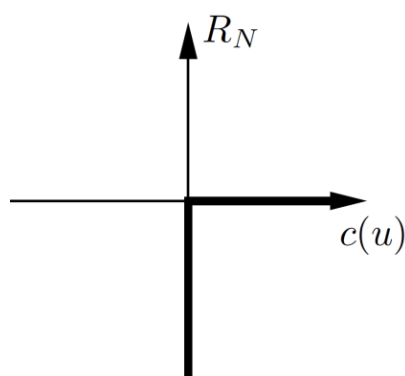


Figura 11 - Força de reação vs. distância normal para o contato (Wriggers, 2006)

Para descrever o problema de contato da Fig. 11b, lança-se mão da modelagem através da conservação da energia presente no sistema massa-mola, inicialmente definida pela Eq. (3).

$$\Pi(u) = \frac{1}{2}ku^2 - mgu \quad (3)$$

Onde k é a rigidez da mola do sistema, m é a massa do corpo suspenso e g é a força gravitacional. Essa formulação, não consegue descrever de forma completa o problema de contato. Devido ao próprio contato, descontinuidades são geradas no problema. Como alternativa, dois métodos de minimização e imposição de condições de contato podem ser utilizados para encontrar a solução desse problema: o método do multiplicador de Lagrange e o método da penalidade (Wriggers, 2006).

O método do multiplicador de Lagrange adiciona um termo na equação de energia do sistema no momento em que se inicia a restrição do movimento, como apresenta a Eq. (4).

$$\Pi(u) = \frac{1}{2}ku^2 - mgu + \lambda c(u) \quad (4)$$

Sendo o multiplicador de Lagrange, λ , equivalente à força de reação entre a massa e o anteparo rígido. Com a introdução desse novo termo, a equação consegue descrever de forma eficiente o problema de contato, satisfazendo as condições necessárias. O valor do multiplicador de Lagrange é obtido de acordo com a Eq. (5).

$$\lambda = kh - mg = R_N \quad (5)$$

Sendo R_n a força normal (força de reação) gerada pelo contato.

O segundo é o método da penalidade. Esse método também pode ser utilizado para descrever o contato entre a massa e o anteparo. Assim como no método de Lagrange um novo termo é adicionado na equação da conservação da energia. A adição desse novo termo introduz uma nova rigidez ao sistema. Dessa forma, a nova equação da energia com a adição do fator de penalidade (ϵ) é descrita pela Eq. (6) (Wriggers, 2006).

$$\Pi(u) = \frac{1}{2}ku^2 - mgu + \frac{1}{2}\epsilon[c(u)]^2 \quad (6)$$

Da mesma forma como ocorre no método da penalidade, uma nova equação é gerada com a adição do novo termo. A Eq. (7) apresenta a nova condição de restrição para $c(u)$.

$$c(u) = h - u = \frac{kh - mg}{k + \epsilon} \quad (7)$$

Observando essa restrição, pode-se ver que a penetração da massa no anteparo irá depender do valor de ϵ adotado. Dessa forma, para se caracterizar o contato, ϵ deve tender ao infinito ($\epsilon \rightarrow \infty$) para que $c(u) \rightarrow 0$, e determine assim, o contato dos corpos.

2.2.2 Direção tangencial

Para problemas envolvendo atrito, ambos os métodos de minimização podem ser utilizados para determinar o comportamento tangencial dos sólidos. Ao invés de determinar a penetração da massa no anteparo rígido, os métodos determinam se a massa desliza ou permanece estática. A lei de Coulomb, apresentada pela Eq. (8), descreve o comportamento do regime de deslizamento do corpo (Wriggers, 2006).

$$f(R_N, R_T) = |R_T| + \mu R_N \leq 0 \quad (8)$$

Sendo, R_T , a força de atrito e, μ , o coeficiente de atrito. Quando aplicada uma força tangencial (F_T) na massa, observam-se dois possíveis comportamentos no corpo. No primeiro, a força aplicada é capaz de vencer o atrito. No segundo, a força de atrito (R_T) é maior que a força aplicada. No primeiro caso observa-se que $|R_T| = -\mu R_N$, caracterizando o deslocamento tangencial ($u_T \neq 0$). Para o segundo caso, não se observa deslocamento tangencial, pois $|R_T| < -\mu R_N$. Este conjunto de condições baseadas na lei de Amontons-Coulomb para o deslizamento tangencial é apresentada pela Eq. (9).

$$\begin{cases} u_T \geq 0 \\ f(R_N, R_T) \leq 0 \\ u_T f = 0 \end{cases} \quad (9)$$

Assim como para o caso da penetração, para o atrito também são inseridos novos termos na formulação que descreve o comportamento do corpo sobre a ação de uma força tangencial. Para o método de Lagrange, o termo adicionado será novamente a força de reação, ou seja, a força de atrito. Para o método da penalidade o termo de penalidade será mais uma vez uma rigidez contrária ao movimento (Wriggers, 2006).

Dessa forma, as duas formulações, normal e tangencial, podem ser utilizadas de forma simultânea para descrever completamente o comportamento de corpos em contato que estejam sofrendo a ação de forças normais e tangenciais.

2.3 CONTATO ENTRE CORPOS ELASTICAMENTE SIMILARES

Após a modelagem de verificação das condições de contato, é necessário também conhecer o que acontece com as cargas e com a área de contato entre os corpos. Dessa forma, é importante verificar o que ocorre quando uma carga normal é aplicada a dois corpos. A Fig. 13 apresenta um esquema onde dois corpos elasticamente similares estão em contato sobre a ação de uma carga, P , e de uma força de atrito, μ .

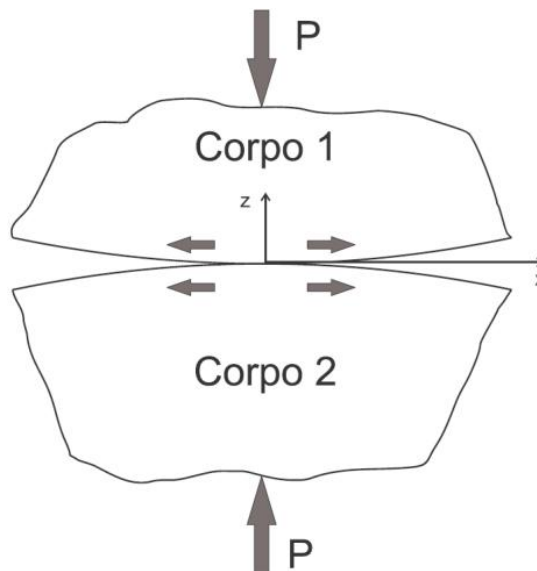


Figura 12 - Contato entre corpos elasticamente similares (Adaptado de Hills e Nowell, 1994)

Por serem corpos elasticamente similares que possuem as mesmas propriedades, o deslocamento relativo entre pontos equivalentes é o mesmo. Dessa forma, tensões devido ao atrito não são geradas e a solução do problema continua sendo a mesma (Hills e Nowell, 1994).

Aplica-se então, além da força normal, uma força tangencial ao corpo, como mostrado na Fig. 14. Essa força irá gerar tensões cisalhantes $q(x, y)$. A determinação do valor da tensão cisalhante pela Lei de Coulomb é apresentada pela Eq. (10).

$$|q(x, y)| = \mu p(x, y) \quad (10)$$

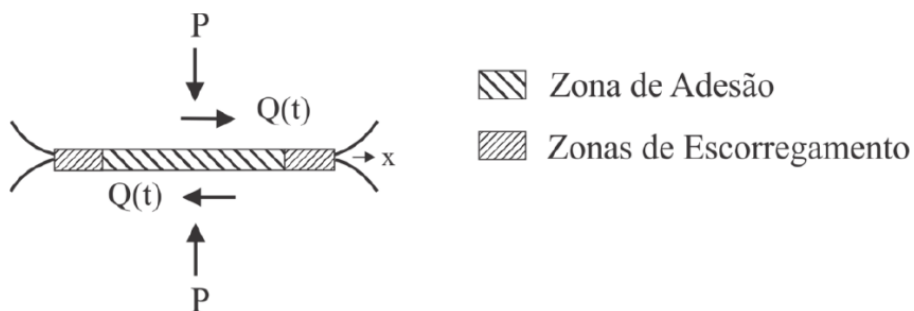


Figura 13 - Zonas de adesão e escorregamento de corpos elasticamente similares em contato (Adaptado de Hills e Nowell, 1994)

Como novamente os deslocamentos dos pontos equivalentes são os mesmos, faz-se uma consideração sobre a Eq. (10), resultando na Eq. (11).

$$|Q| = \mu P \quad (11)$$

Essa consideração assume que P , é a força normal aplicada ao corpo. Dessa forma, zonas de adesão e escorregamento são observadas no contato entre os corpos. A Eq. (11) descreve as áreas onde se observa uma zona de adesão. Como perto das bordas, a pressão P diminui até assumir um valor nulo, a zona de adesão não é válida para toda a área de contato, pois seria necessário um coeficiente de

atrito infinito para evitar o escorregamento. Assim, nas zonas de escorregamento, o comportamento passa a ser novamente descrito pela Eq. (12) (Hills e Nowell, 1994).

$$|q(x, y)| < -\mu p(x, y) \quad (12)$$

Como novamente os deslocamentos normais induzidos são os mesmos, não há alteração na distribuição de pressão pela tensão cisalhante.

2.4 TEORIA DE HERTZ

Em 1882, Heinrich Hertz apresentou uma teoria unificada da Mecânica do Contínuo e da Teoria da Elasticidade. Esta teoria, conhecida como “*Hertz formulae*”, é a base da Mecânica do Contato entre sólidos. Segundo Johnson (1985) essa foi a primeira publicação a gerar análises satisfatórias das tensões no contato entre dois corpos elásticos. Hertz desenvolveu equações analíticas para o cálculo de importantes parâmetros, são eles: Pressão de contato, área de contato, e distribuição do campo de tensões. No entanto, a Teoria de Hertz possui algumas limitações e premissas (Johnson, 1985).

- As superfícies são contínuas e não conformes;
- Valida apenas para regimes de pequenas deformações;
- Pelo menos um sólido deve ser considerado um semi-plano elástico;
- Não há atrito na direção de aplicação da solicitação.

Dessa forma, a área de contato deve ser muito menor do que o raio do corpo analisado ($a \ll R$). Essa consideração garante que as três primeiras premissas, citadas anteriormente, sejam respeitadas. Por considerar apenas pequenas deformações, o corpo deve ser analisado apenas em seu regime elástico, ou seja, não deve haver a ocorrência de deformações plásticas (Johnson, 1985).

O contato Hertziano descreve soluções analíticas para diferentes tipos de contato. Em um primeiro grupo se encontram soluções de indentações cilíndrica e cônica em semi-planos elásticos. Já em um segundo grupo, são observadas soluções entre corpos elásticos, como cilindros, esferas e planos. O interesse deste trabalho reside somente no segundo grupo de soluções e por isso somente este será abordado (Johnson, 1985).

O contato entre dois corpos elásticos similares é gerado pela aplicação de uma força, P , ou de um deslocamento, δ . Na Fig. 15 é apresentada a configuração da seção transversal que pode ser obtida por meio do contato entre dois cilindros paralelos. O termo a , presente na figura, representa o comprimento do semi-arco de contato decorrente da aplicação de uma força ou deslocamento.

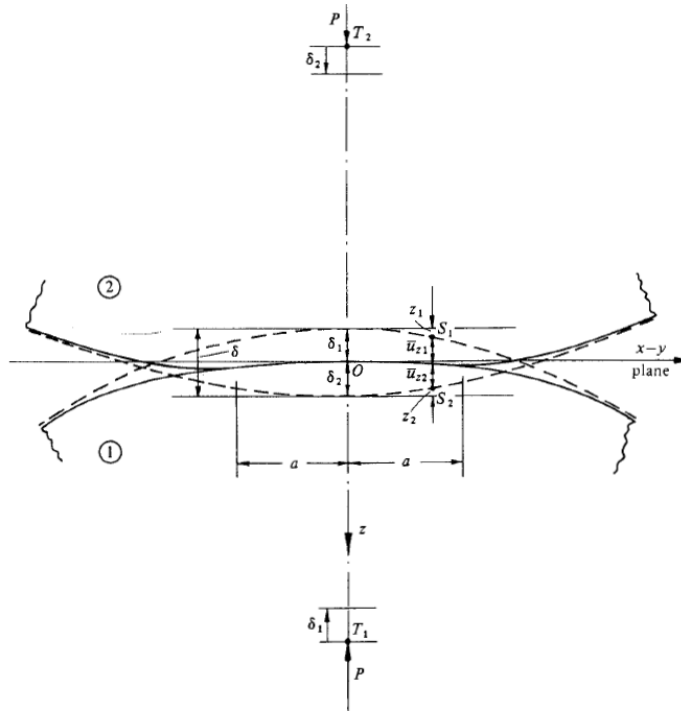


Figura 14 - Contato entre dois corpos elásticos similares (Johnson, 1985)

A formulação hertziana geral pode partir do exemplo de contato entre cilindros paralelos infinitamente longos, como abordado anteriormente. Considera-se então, o contato em um estado plano de deformação entre dois cilindros de raios R_1 e R_2 . Ao ser aplicado, por exemplo, um carregamento P em um dos corpos e mantendo o outro corpo fixo, gera-se uma pressão de contato na interface de contato dos corpos. Essa distribuição da pressão normal de contato é determinada pela expressão apresentada pela Eq. (13) (Hills e Nowell, 1994).

$$p(x) = -p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} \quad (13)$$

Onde p_0 , é o valor máximo que a distribuição da pressão normal assume no comprimento do arco de contato. Esse valor pode ser obtido através de uma condição de equilíbrio entre a carga aplicada e a pressão de contato, como é apresentado pela Eq. (14).

$$p_0 = \int_{-a}^a p(\xi) d\xi = \frac{2P}{\pi a} \quad (14)$$

O valor do comprimento do semi-arco de contato, a , é obtido a partir da Eq. (15).

$$a = \sqrt{\frac{4PR_{ef}}{\pi E_{eq}}} \quad (15)$$

Onde R_{ef} e E_{eq} são respectivamente, o raio efetivo e o módulo de elasticidade equivalente. Suas expressões são apresentadas nas Eqs. (16) e (17).

$$R_{ef} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1} \quad (16)$$

$$E_{eq} = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (17)$$

Sendo ν_1 , ν_2 , E_1 e E_2 os coeficientes de Poisson e os módulos de elasticidade dos corpos 1 e 2, respectivamente. R_1 e R_2 são os raios dos corpos 1 e 2.

A determinação dos raios dos corpos irá depender do caso que está sendo estudado. A verificação do tipo de contato deve ser obtida por meio da seção transversal dos corpos onde o contato ocorre. Se a seção de contato for entre dois cilindros como mostrado na Fig. 16 à esquerda, os valores de R devem ser positivos. Caso o contato seja dado por um cilindro circundado por outro cilindro, como na Fig. 16 à direita, o valor de R_2 deve ser negativo e correspondente ao raio interno do cilindro envolvente. Dessa forma, o valor do R_{ef} será sempre positivo. Caso a seção do contato seja determinada entre um cilindro e um plano, o valor de R_2 é considerado infinito (Popov, 2010).

Além da distribuição de pressão e da área de contato, resultados das tensões internas geradas pela carga normal também podem ser obtidos para um problema de contato de Hertz, como descreve a seção seguinte.



Figura 15 - Configurações distintas do contato entre cilindros (Popov, 2010)

2.5 POTENCIAL DE MUSKHELISHVILI

Além dos resultados obtidos por meio das soluções analíticas do contato hertziano, também podemos obter outros tipos de soluções analíticas, como o campo das tensões presente nos corpos em contato. Esse campo de tensões pode ser obtido por meio das formulações do potencial de Muskhelishvili (1953) (Hills, Nowell e Sackfield, 1993).

Para definir as tensões em cada ponto, define-se primeiramente um sistema de coordenadas complexo, $z = x + yi$, ilustrado pela Fig. 17. A partir dessa abordagem define-se o potencial apresenta na Eq. (18).

$$\phi(z) = \frac{1}{2\pi i} \int_{contato} \frac{p(t) - iq(t)}{t - z} dt \quad (18)$$

Onde $p(t)$ e $q(t)$ são distribuições das tensões normal e cisalhante na superfície de contato.

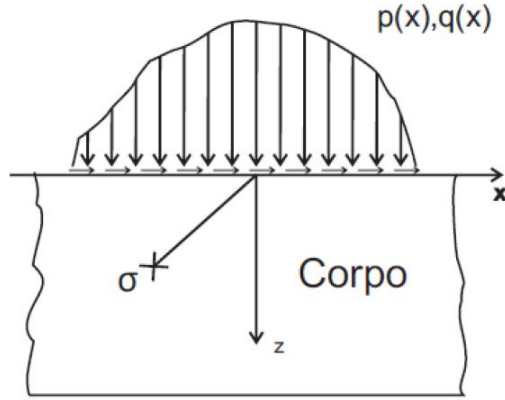


Figura 16 - Sistema de coordenadas adotado para determinar o potencial (Adaptado de Hills e Nowell, 1994)

A Eq. (18) ainda pode ser reescrita se substituirmos $q(t)$, pela sua igualdade apresentada na Eq. (10). Dessa forma, a equação é reescrita resultando na Eq. (19).

$$\phi(z) = \frac{1 - i\mu}{2\pi i} \int_{\text{contato}} \frac{p(t)}{t - z} dt \quad (19)$$

Substituindo a Eq. (13) da distribuição de pressão normal, na Eq. (19), obtemos a Eq. (20).

$$\phi(z) = \frac{-(1 - i\mu) p_0}{2\pi i} \frac{1}{a} \int_{-a}^a \frac{\sqrt{a^2 - x^2}}{x - z} dx = -\frac{p_0}{2a} (i + \mu) \left(z - s \left(\sqrt{z^2 - a^2} \right) \right) \quad (20)$$

A derivada, o conjugado e o conjugado do argumento conjugado são apresentados respectivamente pelas Eqs. (21), (22) e (23) a seguir.

$$\phi'(z) = -\frac{p_0}{2a} (i + \mu) \left(1 - s \frac{z}{\sqrt{z^2 - a^2}} \right) \quad (21)$$

$$\bar{\phi}(z) = -\frac{p_0}{2a} (-i + \mu) \left(z - s \left(\sqrt{z^2 - a^2} \right) \right) \quad (22)$$

$$\bar{\phi}(\bar{z}) = -\frac{p_0}{2a} (-i + \mu) \left(\bar{z} - s \left(\sqrt{\bar{z}^2 - a^2} \right) \right) \quad (23)$$

Onde $s = \text{sgn}(x)$. Para calcular os campos de tensão, somam-se as relações das Eqs. (24) e (25), e substituem-se as Eqs. (20) a (23) na Eq. (26).

$$\sigma_{xx} + \sigma_{yy} = 2 \left(\phi(z) + \bar{\phi}(\bar{z}) \right) \quad (24)$$

$$\sigma_{yy} - \sigma_{xx} + 2\tau_{xy} = 2 \left((\bar{z} - z)\phi'(z) - \bar{\phi}(z) + \phi(z) \right) \quad (25)$$

$$\zeta(z) = \sigma_{yy} + i\tau_{xy} = (\bar{z} - z)\phi'(z) + \bar{\phi}(\bar{z}) - \bar{\phi}(z) \quad (26)$$

Sendo as componentes de tensão,

$$\sigma_{yy} = \text{Real}(\zeta(z)) \quad (27)$$

$$\tau_{xy} = \text{Imag}(\zeta(z)) \quad (28)$$

$$\sigma_{xx} = 2 \left(\phi(z) + \bar{\phi}(\bar{z}) \right) - \sigma_{yy} \quad (29)$$

Essas tensões podem ser decompostas em duas componentes. Sendo elas componentes tangenciais e normais geradas devido a ação das cargas Q e P respectivamente.

$$\sigma_{xx} = \sigma_{xx}^n + \sigma_{xx}^t \quad (30)$$

$$\sigma_{yy} = \sigma_{yy}^n + \sigma_{yy}^t \quad (31)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{xy}^n + \tau_{xy}^t \quad (32)$$

Para obter as componentes normais de cada termo, basta utilizar um coeficiente de atrito nulo. Dessa forma, a componente tangencial também será nula e teremos assim o valor das tensões normais. Essa manipulação é importante, pois permite que as componentes tangenciais também sejam obtidas de forma separada (Hills e Nowell, 1994).

Por fim, o campo de tensões pode ser determinado na região interna dos corpos em contato. Como queremos encontrar os resultados de acordo com a tensão equivalente de von Mises, basta substituir as tensões encontradas, na Eq. (33).

$$\sigma_{eq,Mises} = \sqrt{\frac{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}{2}} \quad (33)$$

sendo,

$$\sigma_{zz} = -\nu(\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) \quad (34)$$

e

$$\tau_{yz} = \tau_{xz} = 0 \quad (35)$$

3 DESGASTE MECÂNICO

Este capítulo apresenta uma revisão sobre os conceitos básicos do desgaste mecânico, assim como os principais mecanismos de desgaste que podem vir a observados na interação entre elos e conectores de sistemas de amarração. Posteriormente são apresentados os regimes de deslizamento observados no contato entre dois corpos. Além disso, apresentam-se os modelos mais utilizados atualmente para computar o desgaste.

3.1 DEFINIÇÃO E TIPOS DE DESGASTE

Segundo Bhushan (2001), o desgaste mecânico é um fenômeno caracterizado pela remoção de material da superfície de um corpo, devido a um deslizamento relativo entre superfícies em contato. Estando presente em diversas aplicações mecânicas, afeta a durabilidade e confiabilidade de praticamente todas as máquinas que apresentem alguma interação entre seus componentes. A medição e a compreensão do desgaste é uma difícil tarefa a ser realizada. A taxa de desgaste de um determinado material pode depender de diversos fatores como o carregamento aplicado, velocidade de deslizamento, distância de deslizamento, temperatura na interface das superfícies, tempo, geometria de contato, rugosidade, disponibilidade de oxigênio, presença de lubrificante e composição da superfície do material. Dessa forma, a depender da condição de operação e das propriedades do material, diversos tipos de mecanismos de desgaste podem ser observados. Dentre os mecanismos existentes, os principais e mais estudados pelo meio acadêmico são: desgaste abrasivo, adesivo, corrosivo/erosivo, cavitativo, por fretting, por fadiga e por difusão (Stachowiak e Batchelor, 2014; Bhushan, 2001).

A seguir detalham-se os mecanismos de desgaste conforme descritos por Stachowiak e Batchelor (2014). Descrevem-se os principais mecanismos que podem estar presentes na interação entre os elos e conectores, sendo esses: desgaste adesivo, abrasivo, por fadiga e por *fretting*.

3.2 DESGASTE ADESIVO

Defini-se como desgaste adesivo a retirada/transferência de material da superfície de um corpo por meio de uma forte ligação adesiva obtida com um segundo corpo. Essa ligação ocorre em um nível atômico e desde que a ligação atômica entre as duas superfícies em contato seja mais forte que a ligação atômica interna de um desses materiais, a transferência de material irá ocorrer. Dessa forma, ocorre a migração de material de um corpo para outro. Algumas vezes observam-se entre os detritos gerados, partículas compostas por partes de ambos os materiais, devido a essa transferência de material. Esse mecanismo apresenta uma alta taxa de desgaste e um coeficiente de atrito instável.

Tanto no desgaste adesivo quanto no desgaste abrasivo, deformações plásticas são geradas, mesmo que localmente. Como metais são inclinados a sofrer com o desgaste adesivo, geralmente uma fina

camada de lubrificante é adicionada quando se sabe que irá haver a interação entre dois metais. Apesar dessa precaução, o deslizamento repetitivo entre as superfícies pode fazer com que esse filme seja retirado levando a um contato adesivo.

O desgaste adesivo pode acontecer depois que dois corpos são pressionados um contra o outro. Esse procedimento acaba diminuindo a distância entre os corpos, antes estabelecida por um filme lubrificante natural ou artificial que esteja situado entre as superfícies. Ao atingir uma determinada distância uma forte ligação entre os corpos ocorre, ligando as superfícies em contato. Essa força de ligação entre os corpos pode ser tão intensa que acaba retirando/transferindo uma parte do material mais fraco para o material mais forte, como mostra a Fig. 18.

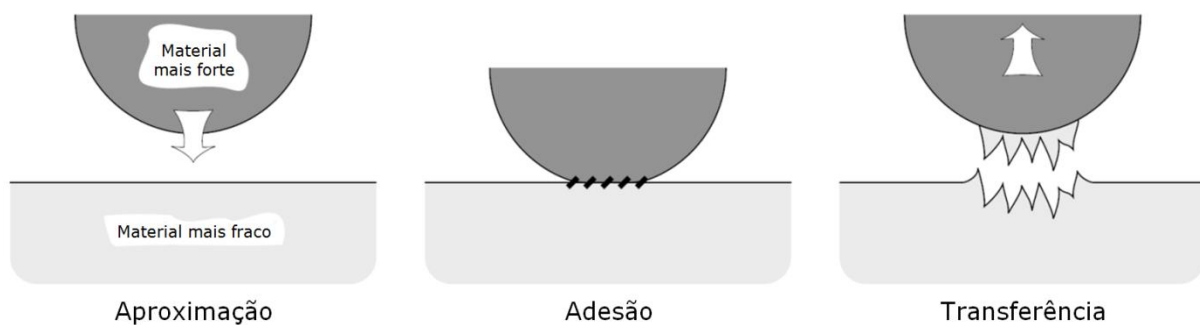


Figura 17 - Ilustração do mecanismo de desgaste adesivo (Adaptado de Stachowiak e Batchelor, 2014)

Essa forte ligação entre os corpos pode fazer com que o coeficiente de atrito chegue a valores próximos de um. Dessa forma, ao tentar se empregar deslocamento nos corpos ou na presença de uma carga tangencial, uma alta resistência ao deslizamento é observada, levando ao surgimento de grandes deformações e de plasticidade nessa região. Se o movimento empregado for repetitivo pode ocasionar em trincas subsuperficiais que ao chegarem a superfície provocam a perda de material.

3.3 DESGASTE ABRASIVO

O desgaste abrasivo pode ser observado em duas configurações distintas. Na primeira o desgaste ocorre apenas na presença de dois corpos, por meio de protuberâncias existentes nos corpos. Na segunda há a presença de um terceiro corpo, ou seja, de partículas. Dessa forma, o desgaste abrasivo é observado quando se têm perda de material ocasionada pela passagem de uma partícula/protuberância por uma superfície de dureza igual ou inferior. Qualquer corpo pode sofrer com o desgaste abrasivo, desde que se tenha um corpo com uma dureza maior interagindo com o mesmo.

Por possuir diferentes tipos de desgaste abrasivo, uma grande dificuldade é enfrentada na determinação e prevenção desse tipo de desgaste. A seguir descrevem-se os tipos de desgaste abrasivo existentes que são apresentados na Fig. 19.

- Corte
- Fratura
- Fratura por sulcamento repetido
- Destacamento de grão

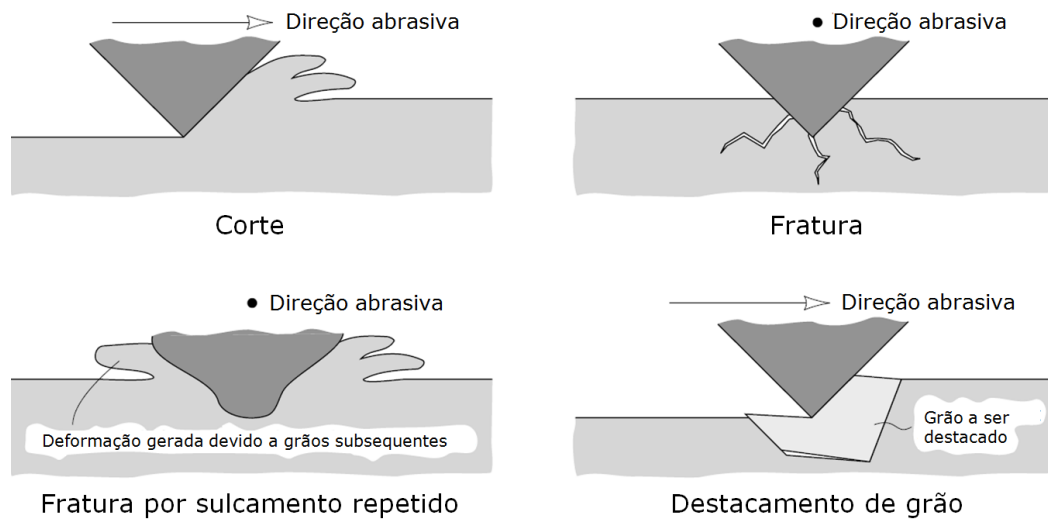


Figura 18 - Mecanismos de desgaste abrasivo (Adaptado de Stachowiak e Batchelor, 2014)

A maior parte do desgaste abrasivo verificado em componentes é ocasionada pelo corte/microcorte. Seu mecanismo de retirada de material ocorre durante o deslizamento relativo entre os corpos, onde as asperezas/partículas do corpo com a maior dureza penetram na superfície do corpo mais macio e acabam retirando uma fina camada de material deste corpo. O material retirado normalmente é removido da interface de contato como detrito.

Em materiais frágeis o tipo de desgaste mais comum é por fratura. Na fratura, a partícula ou protuberância do corpo mais duro entra em contato com o corpo frágil e produz pequenas trincas que ao acumularem e se propagarem para uma mesma região, acabam gerando detritos e removendo material deste corpo.

Quando temos um grão com uma configuração geométrica de arestas menos afiadas entrando em contato com um corpo dúctil, observa-se a fratura por sulcamento repetido. As partículas/asperezas do material mais duro acabam deformando, por repetição, o material mais macio, criando um sulco, uma ranhura. Essa repetição acaba ocasionando a fadiga e o crescimento da trinca pode gerar uma fratura no corpo.

O último tipo de desgaste abrasivo, destacamento de grão, ocorre justamente quando um grão que possui uma ligação fraca com os grãos vizinhos é destacado da superfície de um corpo. Este tipo de desgaste abrasivo é típico de materiais cerâmicos.

3.4 DESGASTE POR FADIGA

O mecanismo de desgaste por fadiga está presente no contato entre corpos rolantes e no contato entre corpos que estejam sofrendo um deslizamento tangencial, sendo observado a uma taxa maior nesse último. Em ambos os casos observa-se a presença de uma carga cíclica no corpo rolante/deslizante, sendo esse o fator que induz o desgaste. Após um determinado número de ciclos, essa amplitude da carga irá provocar a nucleação de trincas que ao se propagarem irão gerar pequenas

fraturas na superfície de contato, como exibe a Fig. 20. A fratura por fadiga pode ocorrer logo nos ciclos iniciais, caracterizando um desgaste por fadiga de baixo ciclo, ou após vários ciclos de carregamento, caracterizando um desgaste por fadiga de alto ciclo. No primeiro caso plastifica-se uma maior região do corpo, devido a carregamentos de maior intensidade (Bhushan, 2001).

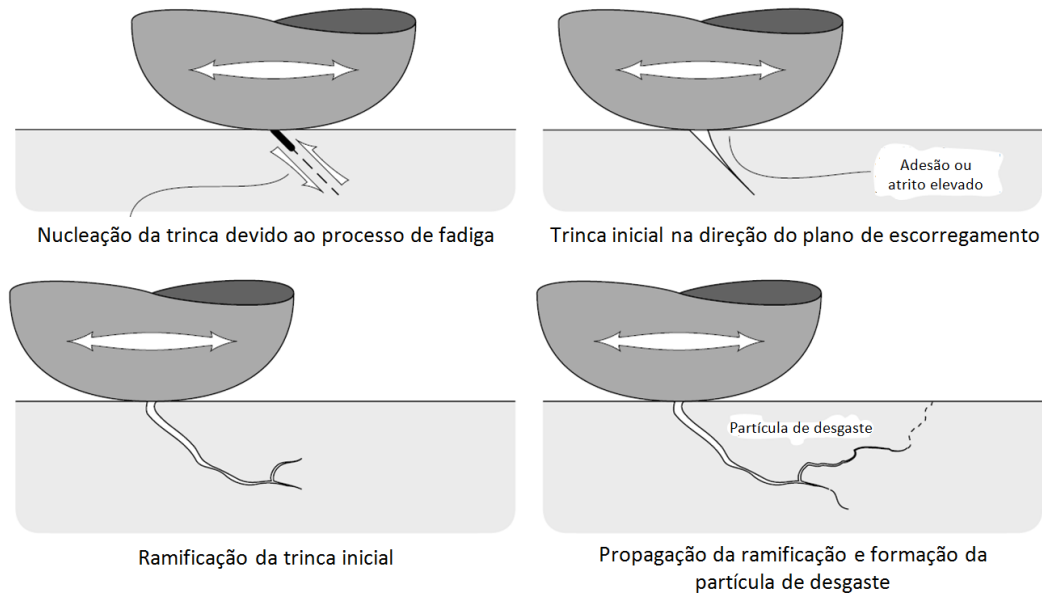


Figura 19 - Formação de uma partícula de desgaste pelo mecanismo de desgaste por fadiga (Adaptado de Stachowiak e Batchelor, 2014)

Nesse mecanismo observam-se grandes deformações na superfície do material devido a repetição da aplicação de forças cisalhantes. Dessa forma, um acúmulo local de deformação plástica é observado na região próxima a superfície, modificando as propriedades de desgaste inicial do corpo. Ainda existem casos em que a região plastificada permanece abaixo da superfície, "mascarando" possíveis trincas presentes no corpo.

3.5 DESGASTE POR FRETTING

O desgaste por *fretting* ocorre toda vez em que um deslizamento recíproco de pequena amplitude (i.e. geralmente da ordem de micrometros) é observado entre superfícies em contato. Essas pequenas amplitudes de deslizamento geralmente são causadas por vibrações presentes na aplicação do problema. A deterioração da superfície irá depender da carga normal aplicada e da quantidade de ciclos empregada, ou seja, quanto maior for a pressão no contato e quanto maior for a frequência dos ciclos, mais rápido o componente poderá falhar. As falhas ocorridas por fretting são geralmente causadas pela nucleação de trincas gerada pela fadiga do material. O desgaste entra como um fator que pode vir a diminuir a vida à fadiga ao reduzir a seção dos corpos, gerando possíveis pontos concentradores de tensão devido à modificação da geometria.

Por possuir pequenas amplitudes de deslizamento, os detritos/partículas geradas pelo mecanismo de desgaste por fretting acabam permanecendo na região de contato. Após certa quantidade de detritos

gerados o desgaste pode começar a apresentar maiores amplitudes e a se tornar um desgaste abrasivo, aumentando assim a taxa de desgaste observada.

O desgaste por fretting ocorre geralmente em um regime de deslizamento parcial, onde está presente a aplicação de uma carga normal, P , e de uma carga tangencial, Q , que é incapaz de promover o deslizamento total do corpo. Dessa forma, duas regiões de escorregamento são identificadas nas bordas do contato, local onde a distribuição pressão de contato atinge valores menores. No centro do contato, onde a tensão cisalhante é menor do que a pressão de contato, identifica-se a zona de adesão, como ilustra a Fig. 21. Como o deslizamento ocorre apenas nas bordas do contato, é nessa região que o mecanismo de desgaste por *fretting* atua.

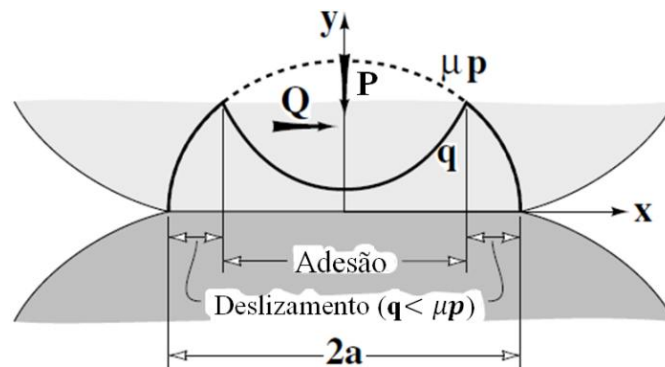


Figura 20 - Ilustração de um típico mecanismo de desgaste por fretting (Adaptado de Stachowiak e Batchelor, 2014)

Além do regime de deslizamento parcial, outros regimes de deslizamento são observados no desgaste por *fretting*, como o deslizamento total e o deslizamento recíproco, onde a zona de contato inicial é totalmente abandonada por conta da grande amplitude de deslizamento observada. Esses regimes também ocorrem em escalas maiores e por isso são apresentados na próxima seção.

3.6 REGIMES DE DESLIZAMENTO

Quando se descreve o contato entre dois corpos que estejam em contato e estejam pressionados entre si, diferentes regimes de deslizamento podem ser observados. Vingsbo e Söderberg (1988) apresentaram quatro regimes de deslizamento descritos em um conceito de mapas de *fretting*, como é apresentado a seguir e ilustrado na Fig. 22.

- Adesão
- Deslizamento parcial
- Deslizamento total
- Deslizamento recíproco

No regime de adesão, quase nenhum ou nenhum deslizamento é observado. A amplitude de deslocamento pode ser nula ou muito pequena nessa fase e uma grande região central de adesão é verificada. No deslizamento parcial, também conhecido como regime misto de *fretting*, maiores

amplitudes de deslocamento são aplicadas. Verifica-se uma região central de adesão circundada por uma região de escorregamento, como foi apresentado na Fig. 21 da seção anterior. Com o aumento da amplitude um novo regime é verificado, o deslizamento total. Nessa configuração, todos os pontos do corpo apresentam um deslizamento relativo, mas a região inicial de contato não é totalmente exposta, ou seja, o deslizamento observado, δ , não é maior do que o raio de contato inicial, a , entre os corpos. Quando a razão, e , entre o deslizamento observado e o raio do contato inicial passa a ser maior ou igual a um valor unitário, o deslizamento é tido como recíproco, como ilustra a Fig. 23.

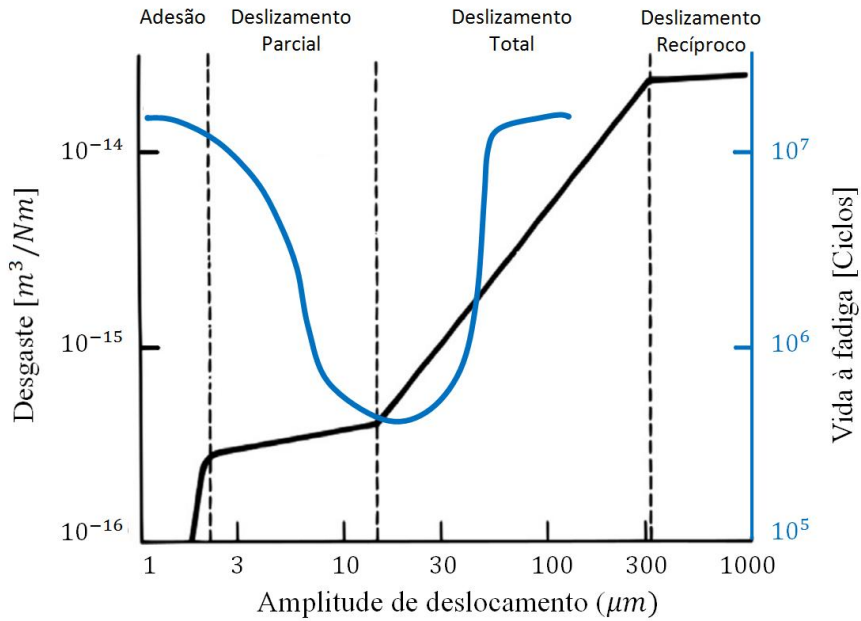


Figura 21 - Ilustração da variação da vida à fadiga e do desgaste com a amplitude de deslocamento (Adaptado de Vingsbo e Söderberg, 1988)

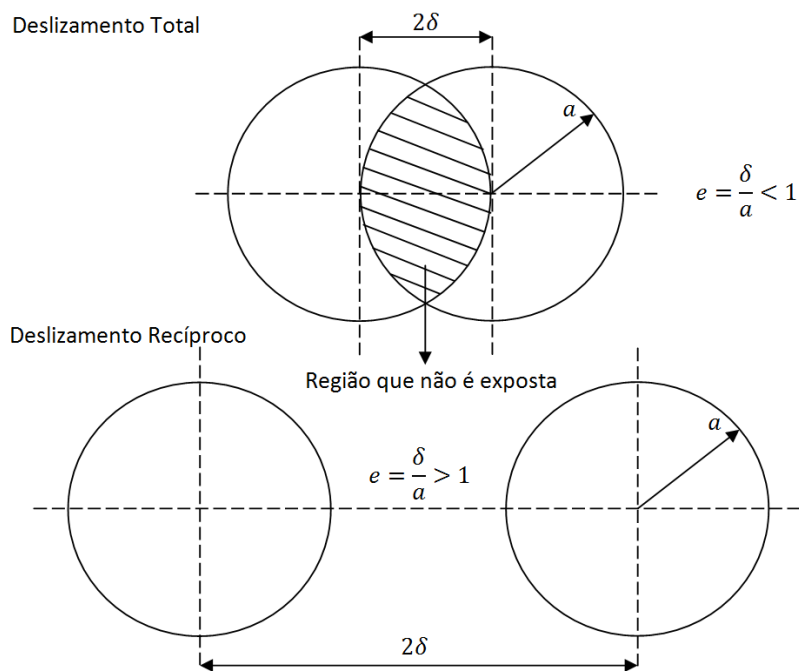


Figura 22 - Definição da razão de deslizamento, e , e ilustração dos regimes de deslizamento total e recíproco (Adaptado de Fouvry, 2003)

Analisando a Fig. 22 verifica-se que à medida que a amplitude de deslocamento aumenta, o desgaste também aumenta, tendo uma evolução mais acentuada no regime de deslizamento total. Ao atingir o deslizamento recíproco a taxa de desgaste não se altera, permanecendo constante para qualquer amplitude de deslizamento dentro desse regime.

A vida à fadiga do material é outro fator que é influenciado pelos regimes de deslizamento. A faixa mais crítica para a vida a fadiga do material é verificada na região de transição do regime de deslizamento parcial para o regime de deslizamento total. Quando o corpo se encontra nesses regimes trincas geradas na superfície são continuamente propagadas o que diminui a vida do material. Em regimes com maiores amplitudes de deslocamento a vida à fadiga volta a crescer, devido ao fato de que com a maior remoção de material da superfície as trincas também são removidas da superfície continuamente.

Apesar do conceito de regimes de deslizamento ter sido inicialmente utilizado para casos de *fretting*, esse conceito pode ser utilizado também em aplicações onde maiores dimensões sejam observadas.

3.7 MODELOS DE DESGASTE

Atualmente os dois modelos de desgaste mais utilizados para avaliar o desgaste em componentes são: o modelo de Archard e o modelo da Energia Dissipada. Autores como McColl et al. (2004), Fouvry et al. (2003), Ding et al. (2004), Madge et al. (2007) e Cruzado et al. (2012) utilizaram esses modelos em seus trabalhos para computar o desgaste, principalmente em casos onde o fenômeno de *fretting* é observado. Outros autores como Hegadekatte et al. (2005), Bortoleto (2013) e Lin (2016), também utilizaram esses modelos em aplicações fora do regime de *fretting*. A seguir é apresentada uma breve descrição desses dois modelos.

3.7.1 Modelo de Archard

O modelo de Archard é o modelo de desgaste mais conhecido e utilizado no meio acadêmico para estimar o desgaste em superfícies. Holm (1946) foi provavelmente o primeiro autor a começar a discutir os mecanismos de desgaste dos materiais. Baseado em algumas ideias de Holm, Archard (1953) desenvolveu um modelo matemático para estimar o volume de desgaste, que foi posteriormente aprimorado por Rabinowicz (1965). Dessa forma, o modelo desenvolvido por esses três autores, considera que o volume total de material removido, V , obtido da interação entre dois corpos é diretamente proporcional a carga normal aplicada ao corpo, P , e a distância de deslizamento, s , e inversamente proporcional a dureza do material, H . Uma constante adimensional, K , é inserida no modelo para computar o desgaste para diferentes materiais, geometria e cargas aplicadas, sendo denominado como coeficiente de desgaste. A razão entre o coeficiente de desgaste adimensional e a

dureza pode ser ainda substituída por um coeficiente de desgaste específico, sendo essa a única propriedade do material na lei de desgaste de Archard, como mostra a Eq. (36).

$$V = \frac{K}{H} P_s = k P_s \quad (36)$$

Percebe-se então que o modelo considera que a carga normal e o deslocamento são fatores preponderantes para o cálculo do volume de desgaste. Por meio dessa equação calcula-se o volume de desgaste global. Com a necessidade de estimar o desgaste localmente, para a utilização em programas de análise de elementos finitos, McColl et al. (2004) desenvolveu uma versão modificada da equação de Archard. Aplicando a Eq. (36) localmente a uma área dA e para um incremento da distância de deslizamento, ds , têm-se a Eq. (37).

$$dV = k dP ds \quad (37)$$

Dividindo ambos os lados da Eq. (37) por dA , como mostra a Eq. (38), chega-se na Eq. (39).

$$\frac{dV}{dA} = k \frac{dP}{dA} ds \quad (38)$$

$$dh = kp(x) ds \quad (39)$$

Quando o volume infinitesimal é dividido pela área infinitesimal obtêm-se a altura infinitesimal, dh . O mesmo ocorre quando dividimos a força infinitesimal pela área infinitesimal, resultando na pressão de contato normal observada nas superfícies de contato. Ao se aplicar a Eq. (39) no método dos elementos finitos, tem-se que a altura infinitesimal, dh , representa a profundidade nodal de material que será removido, Δh , após uma distância de deslizamento relativo, Δs , percorrida. Por não existir nenhum método que compute o coeficiente de desgaste localmente, o autor McColl et al. (2004) considera que o coeficiente de desgaste local é o mesmo utilizado na determinação do volume de desgaste global, não havendo grandes implicações por conta dessa consideração. Portanto, a formulação adaptada para a utilização nas análises de elementos finitos é apresentada na Eq. (40).

$$\Delta h = kp(x) \Delta s \quad (40)$$

Com a aplicação da equação acima nas simulações, McColl et al. (2004) viu a necessidade de se criar uma variável para acelerar o desgaste computado na simulação. Criou-se então um acelerador de desgaste, ΔN , que utiliza os resultados gerados em um ciclo para estimar o desgaste para um número maior de ciclos. Essa consideração além de reduzir o tempo computacional não gera instabilidades no problema e nem uma grande divergência nos resultados. Autores como Mohd Tobi et al. (2009), Cruzado et al. (2012) e Zhang et al. (2013), estudaram o efeito da adição do acelerador de desgaste e concluíram que um valor ótimo para a aplicação em simulações numéricas vem da quantidade total de

ciclos que desejam ser simulados divididos por 100. Por fim, a formulação utilizada atualmente para computar a profundidade nodal de desgaste a cada incremento de deslizamento é exibida pela Eq. (41).

$$\Delta h = kp(x)\Delta s\Delta N \quad (41)$$

3.7.2 Modelo da Energia Dissipada

Outro método capaz de computar o desgaste em uma superfície é o método da Energia Dissipada. Esse método foi criado por Qiu e Plesha (1991) e surgiu com o intuito de relacionar energia dissipada pelo processo de desgaste, uma vez que para remover certo volume de material é necessária uma quantidade de energia específica. O modelo continuou sendo desenvolvido pelos autores Rodkiewicz e Wang (1994), até que Fouvry et al. (1996) apresentou um modelo que continua sendo utilizado na atualidade. Em seu trabalho, Fouvry et al. (2003) afirma que o coeficiente de desgaste presente no modelo de Archard é fortemente dependente de fatores como o mecanismo de desgaste, amplitude de deslizamento, geometria do contato e carga aplicada. Isso mostra que para situações onde se estude diferentes regimes de deslizamento é necessário considerar o coeficiente de atrito no modelo para que o coeficiente de desgaste não dependa desses fatores. Dessa forma, o modelo proposto por Fouvry et al. (1996) considera que o volume de desgaste, V , é obtido multiplicando-se a energia dissipada (por atrito) acumulada na interface, $\sum E_d$, por um coeficiente de desgaste da energia acumulada, α , como mostra a Eq. (42).

$$V = \alpha \sum E_d \quad (42)$$

A energia dissipada é obtida calculando-se a o trabalho gerado pela força tangencial, Q , ao longo da distância de deslizamento percorrida, como mostra a Eq. (43). A Figura 24 ilustra a energia dissipada em um ciclo de deslizamento nos regimes de deslizamento parcial e total.

$$E_d = \int Q ds \quad (43)$$

Assim como foi feito para o modelo de Archard, o modelo da Energia Dissipada também pode ser analisado localmente em um espaço bidimensional para que se obtenha a profundidade nodal de material que será removido. Dessa forma, a Eq. (44) apresenta a formulação necessária para se estimar a profundidade nodal de desgaste para o modelo da energia dissipada.

$$\Delta h = \alpha q(x)\Delta s\Delta N \quad (44)$$

Comparando-se a Eq. (44) com a Eq. (41), nota-se que a única diferença observada entre os dois modelos está na integração do coeficiente de atrito, uma vez que $q(x) = \mu p(x)$.

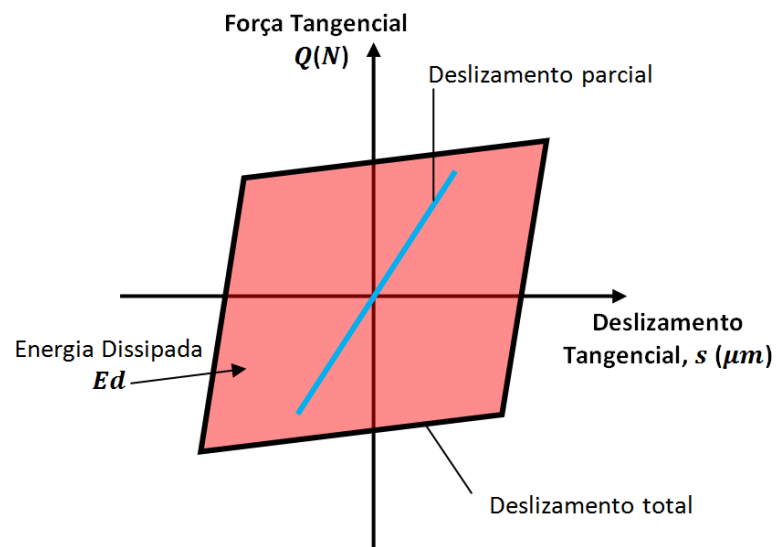


Figura 23 - Energia dissipada na interface de contato em um ciclo de deslizamento tangencial

4 FADIGA MULTIAXIAL

Um carregamento aplicado a um corpo que resulte em um estado multiaxial de tensões pode ser aplicado de formas variadas. Algumas formas são combinações de carregamentos, como por exemplo, carregamentos de torção e flexão (Fig. 24), tração e flexão ou de flexão em duas direções distintas.

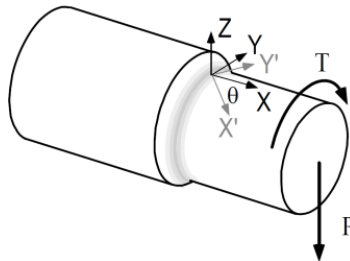


Figura 24 - Corpo sofrendo um carregamento combinado de torção e flexão (Adaptado de Socie e Marquis, 2000)

4.1 ESTADO DE TENSÕES

Cada ponto material no corpo está sujeito a um diferente histórico de carregamento. Ao se considerar esse ponto como um elemento infinitesimal cúbico, pode-se observar as tensões normais e cisalhantes atuantes no mesmo, como é exibido na Fig. 25.

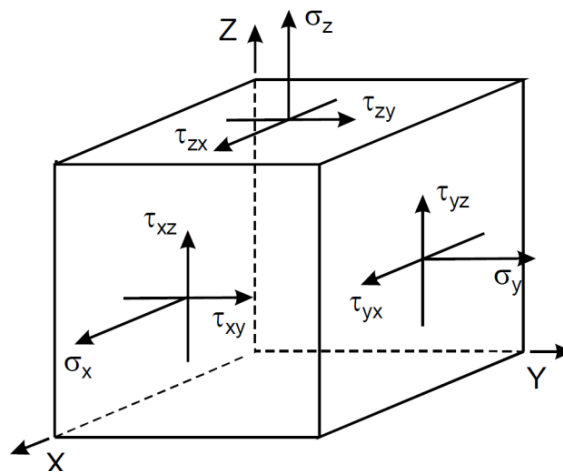


Figura 25 - Estado de tensão descrito um ponto (Socie e Marquis, 2000)

O estado de tensão do ponto pode ser representado por meio do tensor tensão, $\sigma(t)$, apresentado na Eq. (45).

$$\sigma(t) = \begin{pmatrix} \sigma_{xx}(t) & \tau_{xy}(t) & \tau_{xz}(t) \\ \tau_{xy}(t) & \sigma_{yy}(t) & \tau_{yz}(t) \\ \tau_{xz}(t) & \tau_{yz}(t) & \sigma_{zz}(t) \end{pmatrix} \quad (45)$$

Como o carregamento aplicado no corpo é variável, as tensões do tensor tensão são dependentes do tempo e se comportam como foi enunciado anteriormente, por meio de uma função senoidal. Por meio do exemplo da tensão normal na direção x , verifica-se tal comportamento por meio da Eq. (46) (Socie e Marquis, 2000).

$$\sigma_{xx}(t) = \sigma_m + \sigma_a \text{sen}(wt - \varphi) \quad (46)$$

onde w representa a frequência do carregamento, φ a fase da função $\sigma_{xx}(t)$, σ_m a tensão média e σ_a a tensão alternada.

Para as funções das demais tensões, sejam elas normais ou cisalhantes, a formulação é análoga a apresentada para a tensão normal na direção x .

Nem sempre a tensão de interesse estará presente nos eixos das coordenadas. Por isso é interessante que se avalie as tensões em outros planos. Para isso, realiza-se um corte no cubo infinitesimal onde se observam as forças atuantes no plano do corte (Fig. 26).

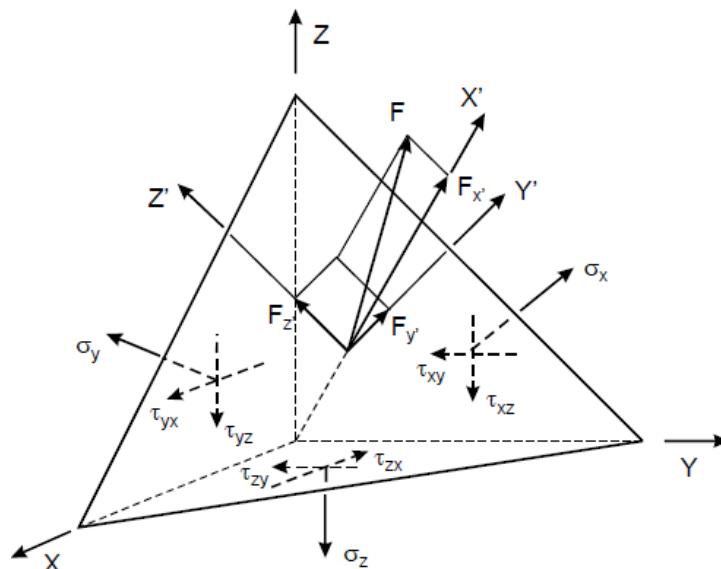


Figura 26 - Forças atuantes no plano (Socie e Marquis, 2000)

Para que o tetraedro permaneça em equilíbrio é necessário que as forças presentes nas faces normais se equiparem a força presente no plano inclinado. A força resultante, F , do plano inclinado pode ser decomposta em outras três forças orientadas de acordo com o novo sistema de coordenada ($X' - Y' - Z'$), $F_{x'}$, $F_{y'}$ e $F_{z'}$. Dividindo essas forças pela área do plano inclinado chegamos às tensões normal e cisalhantes presentes no plano (Fig. 27) (Socie e Marquis, 2000). Por motivos de simplificação e melhor visualização, as equações são descritas por meio de uma expressão matricial da Eq. (47).

$$\begin{bmatrix} \sigma_{x'} \\ \tau_{x'y'} \\ \tau_{x'z'} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11}^2 & a_{12}^2 & a_{13}^2 & 2a_{11}a_{12} & 2a_{11}a_{13} & 2a_{13}a_{12} \\ a_{11}a_{21} & a_{12}a_{22} & a_{13}a_{23} & (a_{11}a_{22} + a_{12}a_{21}) & (a_{13}a_{21} + a_{11}a_{23}) & (a_{12}a_{23} + a_{13}a_{22}) \\ a_{11}a_{31} & a_{12}a_{32} & a_{13}a_{33} & (a_{11}a_{32} + a_{12}a_{31}) & (a_{13}a_{31} + a_{11}a_{33}) & (a_{13}a_{32} + a_{12}a_{33}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{xz} \\ \tau_{yz} \end{bmatrix} \quad (47)$$

onde,

$$\begin{array}{lll} a_{11} = \cos \theta \sin \phi & a_{12} = \sin \theta \sin \phi & a_{13} = \cos \phi \\ a_{21} = -\sin \theta & a_{22} = \cos \theta & a_{23} = 0 \\ a_{31} = -\cos \theta \cos \phi & a_{32} = -\sin \theta \cos \phi & a_{33} = \sin \phi \end{array} \quad (48)$$

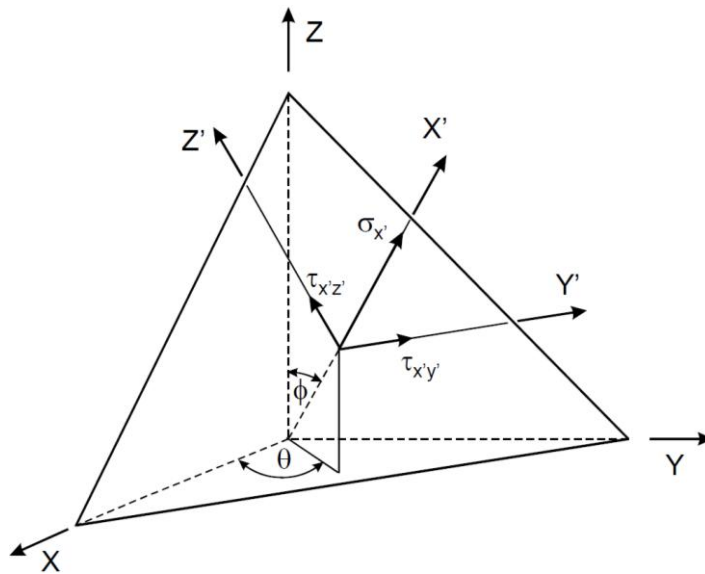


Figura 27 - Tensões atuantes no plano (Socie e Marquis, 2000)

Orientada na direção da coordenada X' encontra-se a tensão normal ($\sigma_{x'}$ ou σ_n) atuante no plano inclinado. Nas coordenadas Y' e Z' encontram-se as tensões cisalhantes ($\tau_{x'y'}$ e $\tau_{x'z'}$) atuantes no plano inclinado. A orientação do plano é determinada por meio dos ângulos, ϕ (ϕ), que mede a angulação entre a coordenada X' e Z' , e θ (θ), que mede o ângulo entre a projeção da coordenada X' , no plano XY , e a coordenada X (Socie e Marquis, 2000).

Esse sistema de coordenada no plano inclinado é importante, pois é por meio das tensões e deformações presentes nesses planos que se definem os planos críticos de alguns modelos de fadiga multiaxial.

4.2 MODELO DE SMITH-WATSON-TOPPER

Um dos modelos de fadiga multiaxial baseado na abordagem do plano crítico e que utiliza a tensão e a deformação normal a este plano para prever a vida à fadiga é o modelo de *Smith-Watson-Topper* (SWT). Neste modelo, considera-se que a amplitude de deformação normal máxima, $\Delta\varepsilon_{n,max}/2$, e a tensão normal máxima, $\sigma_{n,max}$, sejam os principais fatores que governam a iniciação de uma trinca, como é descrito pela Eq. (49).

$$\frac{\Delta\varepsilon_{n,max}}{2} \sigma_{n,max} = \frac{\sigma_{f'}^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_{f'} \varepsilon_{f'} (2N_f)^{b+c} \quad (49)$$

sendo, $\sigma_{f'}$ o coeficiente de resistência à fadiga, $\varepsilon_{f'}$ o coeficiente de ductilidade à fadiga, b o expoente de resistência à fadiga, c o expoente de ductilidade à fadiga e N_f o numero de ciclos de vida à fadiga.

O lado direito da equação de *SWT* é composto pelas relações de *Basquin* e *Coffin-Manson*. Ao invés de considerar as deformações cisalhantes em sua previsão, esse modelo considera a amplitude das deformações normais elásticas e plásticas. Os parâmetros das relações também são obtidos por meio de testes realizados em laboratório. Para estimar a vida de um componente por meio desse modelo deve-se encontrar os planos materiais onde a amplitude de deformação normal é máxima. Tendo encontrado esses planos, procura-se o valor em que a tensão normal é máxima. Com todos os parâmetros do lado esquerdo e direito determinados, basta encontrar o valor da vida a fadiga (Socie e Marquis, 2000).

5 MODELAGEM NUMÉRICA

A modelagem numérica dos problemas abordados neste trabalho está dividida em duas seções neste capítulo: Geometrias e propriedades e Implementação do método de previsão de desgaste. As cargas, condições de contorno e discretização da malha específicas de cada análise, são apresentadas no *Capítulo 5* juntamente com as respectivas análises dos resultados.

Quatro modelagens são simuladas neste trabalho. A primeira trata-se de uma validação da aplicação da carga normal sobre o cilindro superior. Na sequência, uma modelagem elasto-plástica envolvendo desgaste global é realizada. Na terceira modelagem comparam-se os resultados obtidos com os resultados de um trabalho apresentado por Ding et al. (2008). Essa comparação é realizada com o intuito de verificar a implementação de uma subrotina de cálculo de desgaste local (UMESHMOTION). Por fim, é apresentada a modelagem numérica onde o desgaste local é estimado para diferentes deslocamentos e cargas impostas.

Na *Seção 5.2* se detalhada a utilização da subrotina UMESHMOTION utilizada na estimativa do desgaste local das duas últimas modelagens. Os códigos para geração dos arquivos de entrada dos modelos numéricos são programados em Python.

5.1 GEOMETRIAS E PROPRIEDADES

A análise de um modelo tridimensional do problema em estudo é uma tarefa bastante complexa. Neste trabalho buscou-se analisar o problema através de uma simplificação do modelo estudado. Analisando a geometria do contato entre conectores e elos através de um corte longitudinal, identificam-se duas geometrias de contato amplamente estudadas pela Mecânica do Contato: Cilindro-Plano (CP) e Cilindro-Cilindro (CC), como mostra a Fig. 28.

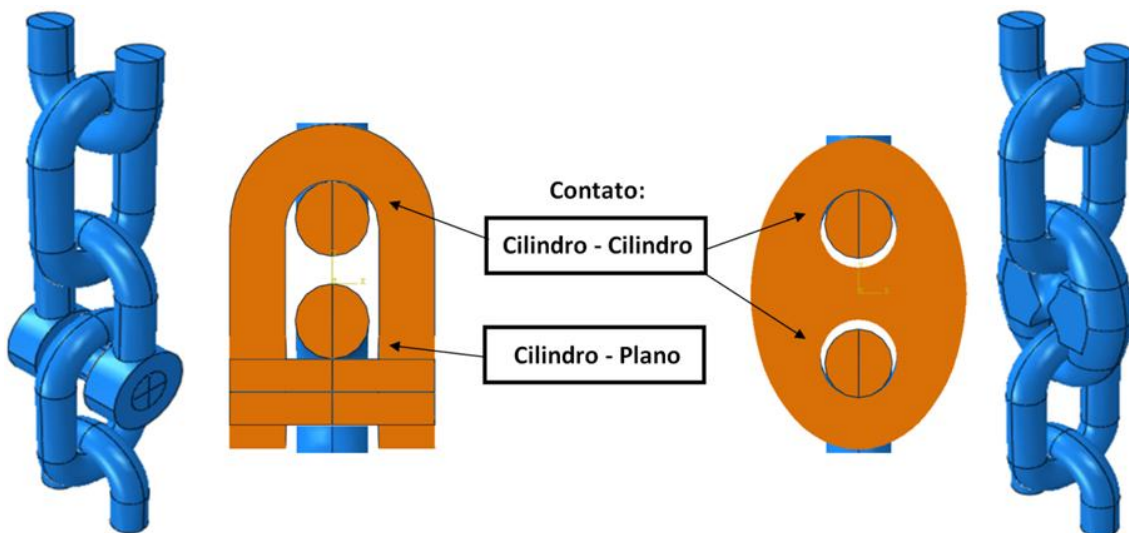


Figura 28 - Configurações de contato observadas entre conectores e elos de linhas de ancoragem

Dessa forma, verifica-se a possibilidade de analisar apenas o quadrante localizado na zona de interação dos corpos em contato, como mostra a região destacada na Fig. 29. Utilizando essa abordagem as particularidades do problema são preservadas ao mesmo tempo em que se diminui o custo computacional da modelagem.

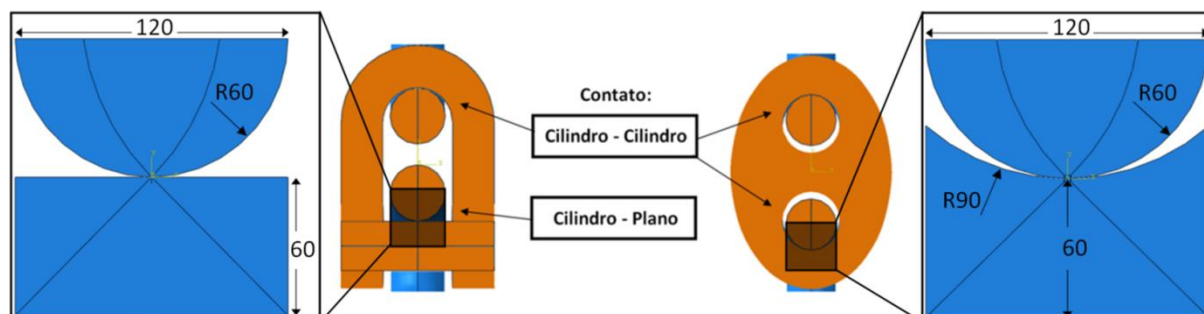


Figura 29 - Configurações de contato observadas no contato entre conectores e elos (Dimensões em *mm*)

Os valores apresentados na Fig. 29 são baseados nas dimensões reais de elos e conectores estudados neste trabalho, presentes na norma ISO (2008) e em catálogos de fabricantes. O material dos conectores e elos é o aço de grau R4, utilizado em linhas de ancoragem de plataformas petrolíferas. Suas propriedades materiais estão disponibilizadas na Tab. 1.

Tabela 1 - Propriedades materiais utilizadas na modelagem numérica (Bastid e Smith, 2013; Ramalho e Miranda, 2006)

Modulo de elasticidade	E [GPa]	210
Coefficiente de Poisson	ν	0,3
Massa específica	ρ [kg/m ³]	7870
Coefficiente de atrito	μ	0,4
Tensão de escoamento	σ_y [MPa]	871
Curva de encruamento (Tensão/Deformação plástica)	σ_u [MPa] ϵ	1018 0,088
	σ_u [MPa] ϵ	1018 0,2
Coefficiente de desgaste de Archard	k [MPa ⁻¹]	$7,36 \times 10^{-8}$
Coefficiente de desgaste da Energia Dissipada	α [MPa ⁻¹]	$1,30 \times 10^{-7}$

Propriedades como o coeficiente de atrito, tensão de escoamento e curva de encruamento, foram retirados do trabalho de Bastid e Smith (2013), onde ensaios monotônicos de tração foram realizados para obter as propriedades de elos grau R4. Na falta de coeficientes de desgaste diretamente relacionados ao material e geometria dos componentes, utilizam-se os coeficientes de desgaste obtidos por meio do trabalho apresentado por Ramalho e Miranda (2006), onde são realizados testes experimentais de desgaste entre dois tipos de aços em uma configuração de cilindros cruzados.

Partindo para a correta modelagem dos corpos, o primeiro requisito a ser verificado é o posicionamento dos mesmos na montagem. O corpo superior deve ter seu ponto central inferior na mesma posição que o ponto central da aresta superior do corpo inferior, como pode ser visto nas

Figs. 29 e 30. Isso irá garantir que a interação inicial entre os corpos seja efetuada com sucesso. Para simular o contato entre os corpos é necessário definir as superfícies *slave* e *master*. Define-se a superfície do corpo inferior como *master* e a do corpo superior como *slave*. Essas superfícies são definidas apenas na região aonde o contato irá de fato ocorrer, para que não seja exigido tempo computacional desnecessário. A seguir, apresentam-se as propriedades de contato na Tab. 2.

Tabela 2 - Propriedades do contato

Formulação de deslizamento	<i>Finite Sliding</i>
Método de discretização	<i>Surface-to-Surface</i>
Formulação de contato normal	Penalidade
Formulação de contato tangencial	Multiplicador de Lagrange

Defini-se a formulação de deslizamento como *Finite Sliding*. O método de discretização escolhido foi o *Surface-to-Surface*. Este apresenta melhores resultados do que os apresentados pelo método *Node-to-Surface*, que chega a produzir erros máximos para a pressão de contato de até 31% (Abaqus, 2014). Para a formulação de contato normal utiliza-se o método da penalidade. Apesar do método de Lagrange aumentado (outra formulação disponível no Abaqus) fornecer resultados mais exatos, a disparidade nos resultados não é grande a ponto de interferir significativamente, neste caso. Já para a formulação de contato tangencial, é importante que os resultados sejam os mais exatos possíveis. O método da penalidade acaba permitindo um "deslizamento elástico" nos pontos da superfície, antes que a tensão de cisalhamento atinja o valor crítico para iniciar o deslizamento. Essa abordagem acaba melhorando a convergência do modelo, mas produz zonas de adesão e deslizamento imprecisas (Madge, 2009; Cruzado, 2012). Dessa forma, opta-se por utilizar o método do multiplicador de Lagrange para definir a formulação do contato tangencial. Além dessas considerações, a não-linearidade é ativada na modelagem para que os efeitos da plasticidade, como grandes deformações e rotações, sejam capturados com sucesso.

A discretização dos corpos em problemas que envolvem contato é muito importante para que se obtenham bons resultados. Para que uma boa malha seja gerada, é necessário que partições sejam criadas ao longo nos corpos. Em ambas as configurações, CP e CC, as partições criadas são as mesmas, como exhibe a Fig. 30.

A partição permite que diferentes tipos de malhas sejam gerados em locais específicos dos corpos. Um exemplo é a partição retangular central, destacada pelos retângulos em vermelho na Fig. 30. Essa região é conhecida como a zona de contato. Nessa região são verificados os valores mais críticos dos campos de tensão, deformação e da distribuição de pressão. Por conta disso, essa região é criada para que um refinamento mais detalhado da malha possa ser realizado.

Até o momento descreveu-se a parte que é comum a quase todas as modelagens, salvo algumas mudanças pontuais em cada simulação. Além da apresentação da análise dos resultados de quatro

modelagens numéricas, no capítulo seguinte são apresentadas as particularidades de cada modelagem, como forças, condições de contorno, discretização da malha, dentre outras.

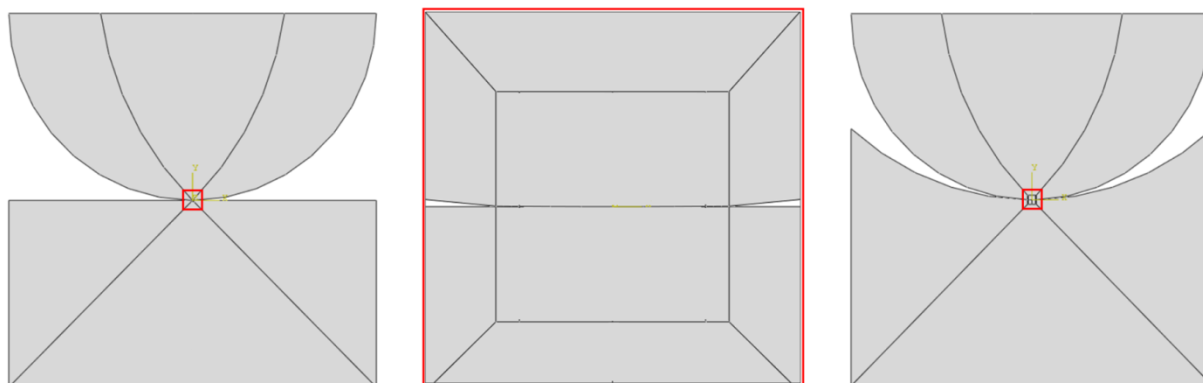


Figura 30 - Partições das configurações de contato CP e CC

5.2 IMPLEMENTAÇÃO DO MÉTODO DE DESGASTE LOCAL

Esta seção é destinada a descrever como é implementado o desgaste local no programa Abaqus. O Abaqus é um programa comercial de análise de elementos finitos que permite que a modelagem seja programada desde o pré-processamento até o pós-processamento por meio de códigos escritos em forma de *scripts*, na linguagem Python. Além disso, o programa também permite que o usuário crie programações externas ao ambiente do programa, que são implementadas por meio de subrotinas. Esses códigos são programados em Fortran e podem ser aplicados para definir, por exemplo, o comportamento de um material, um novo elemento finito, dentre outras aplicações. Mais de quarenta subrotinas podem ser implementadas no programa Abaqus. Neste trabalho utiliza-se a subrotina UMESHMOTION, que tem como funcionalidade atualizar a posição dos nós da malha (remapear) de uma determinada região selecionada, a cada incremento de tempo. A nova posição de cada nó é definida pelo código programado em Fortran. Dessa forma, têm-se uma interação com a simulação em tempo real durante o processamento, isso permite que fenômenos como o desgaste possam ser localmente simulados por meio dessa ferramenta.

A implementação dessa subrotina dentro da modelagem é realizada por meio de uma ferramenta do programa Abaqus denominada "*ALE Adaptive Mesh*", ou seja, Malha Adaptativa Arbitrária Langrangeana-Euleriana. Essa ferramenta é explicada em detalhes na próxima subseção.

5.2.1 Malha adaptativa ALE

A malha adaptativa ALE é uma ferramenta utilizada com o intuito de melhorar a convergência da malha em simulações onde grandes distorções são observadas nos elementos finitos, gerando, conseqüentemente, resultados ruins. Por meio de um remapeamento da malha, sem criar e nem retirar novos elementos do corpo, a malha adaptativa realoca os nós da malha para uma posição mais apropriada, melhorando a convergência da mesma.

O nome malha adaptativa ALE (Arbitrária Lagrangeana-Euleriana), refere-se a um remapeamento da malha que combina as características de uma análise puramente Lagrangeana e de uma análise puramente Euleriana. Na análise Lagrangeana os nós da malha se movimentam junto com os pontos materiais, já na análise Euleriana o nós da malha ficam fixos, enquanto que o material flui pela malha. A combinação dessas duas análises permite que se tenha uma malha de alta qualidade durante toda a simulação, mesmo quando grandes deformações ou perdas de material ocorrem, permitindo que a malha se mova independentemente do corpo, ao mesmo tempo em que mantém a sua topografia (Kanavalli, 2006). A Figura 31 ilustra o comportamento da malha para os diferentes tipos de abordagem, Lagrangeana e Euleriana, quando aplicadas sozinhas e quando aplicadas em conjunto.

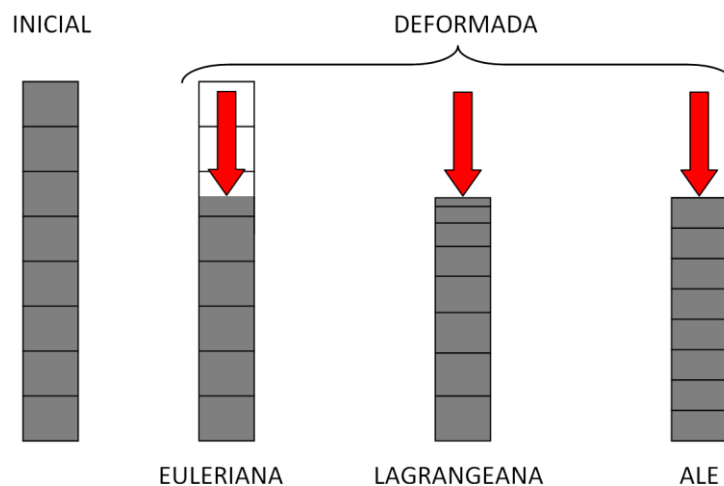


Figura 31 - Comportamento da malha para diferentes tipos de abordagem (Adaptado de Abaqus, 2005)

Uma vez que as equações de equilíbrio de uma determinada simulação convergem para um incremento da análise, o algoritmo da malha adaptativa ALE aplica o remapeamento da malha em duas etapas. Na primeira, uma nova malha é criada por um processo chamado Varredura (*Sweeping*). Nessa etapa os nós são realocados baseados nas posições dos nós vizinhos obtidos na iteração anterior, reduzindo assim a distorção do elemento. Logo em seguida realiza-se um remapeamento da solução das variáveis da malha antiga para a nova malha, esse processo é chamado de Advecção (*Advection*). Esse processo de recalcular a solução das variáveis é realizado integrando-se equações de advecção utilizando o método de segunda ordem de Lax-Wendroff. A realização desse processo poderá gerar um desequilíbrio das equações, que é corrigido resolvendo-se o último incremento do problema. Informações mais detalhadas das equações utilizadas nos processos de varredura e advecção estão disponíveis em Abaqus (2014).

Para acionar a malha adaptativa ALE dentro do programa Abaqus é necessário definir as regiões onde ela será definida, as restrições que devem ser aplicadas a malha e os controles que devem ser aplicados durante o remapeamento da malha. Para ter acesso a malha adaptativa ALE é necessário acessar o módulo de *STEP* dentro do programa Abaqus. Nesse módulo, a opção *Outros* é disponibilizada na barra de ferramentas principal para que se configure a malha adaptativa ALE, como mostra a Fig. 32. Dessa forma, define-se a região (domínio) onde se deseja que a malha adaptativa

opere. Neste trabalho define-se a região da zona de contato, destaca na Fig. 30, como o domínio da malha adaptativa ALE. Nesta etapa também se define a frequência e o número de remapeamentos por incremento desejável, como mostra a Fig. 33. Como é necessário que o desgaste seja computado em todo incremento, define-se que a frequência seja unitária, assim como o remapeamento.

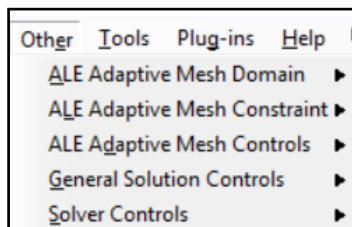


Figura 32 - Localização da malha adaptativa ALE na barra de ferramentas

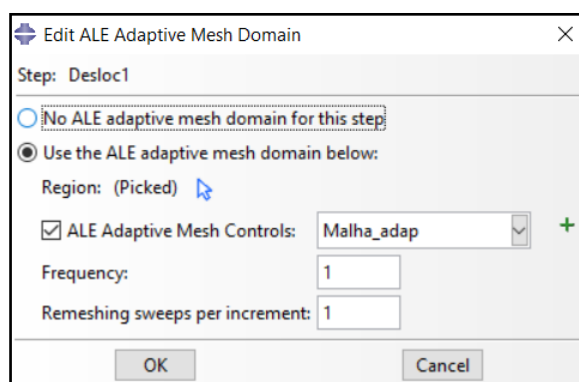


Figura 33 - Definição do domínio da malha adaptativa ALE

Em seguida definem-se as restrições. É nesse momento que se introduz a subrotina UMESMOTION na modelagem do problema. Como se utiliza essa subrotina justamente para impor o posicionamento dos nós da superfície, deve-se optar por utilizar a restrição definida pelo usuário (*user-defined*) e escolher as superfícies dos corpos que irão sofrer desgaste como local de aplicação. A Figura 34 ilustra esse processo.

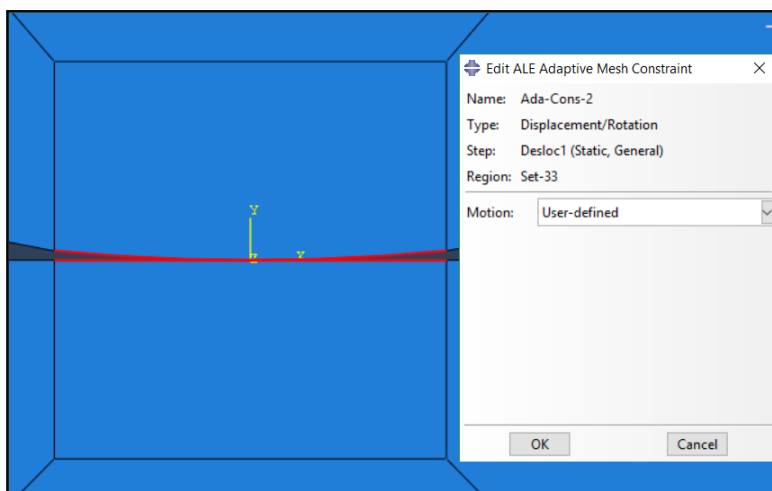


Figura 34 - Definição da restrição aplicada a malha adaptativa ALE

Por fim definem-se os controles a serem usados no remapeamento da malha adaptativa, nessa etapa opta-se por utilizar as opções *default* disponibilizadas pelo Abaqus.

5.2.2 Subrotina UMESHMOTION

Nesta seção é detalhado o funcionamento da subrotina UMESHMOTION. Como comentado nas seções anteriores deste capítulo, essa subrotina é implementada com o intuito de computar o desgaste local no nó e aplica-lo no modelo por meio da movimentação da malha adaptativa ALE. O esquema exibido na Fig. 35 apresenta o fluxograma da implementação da subrotina UMESHMOTION em conjunto com o programa Abaqus.

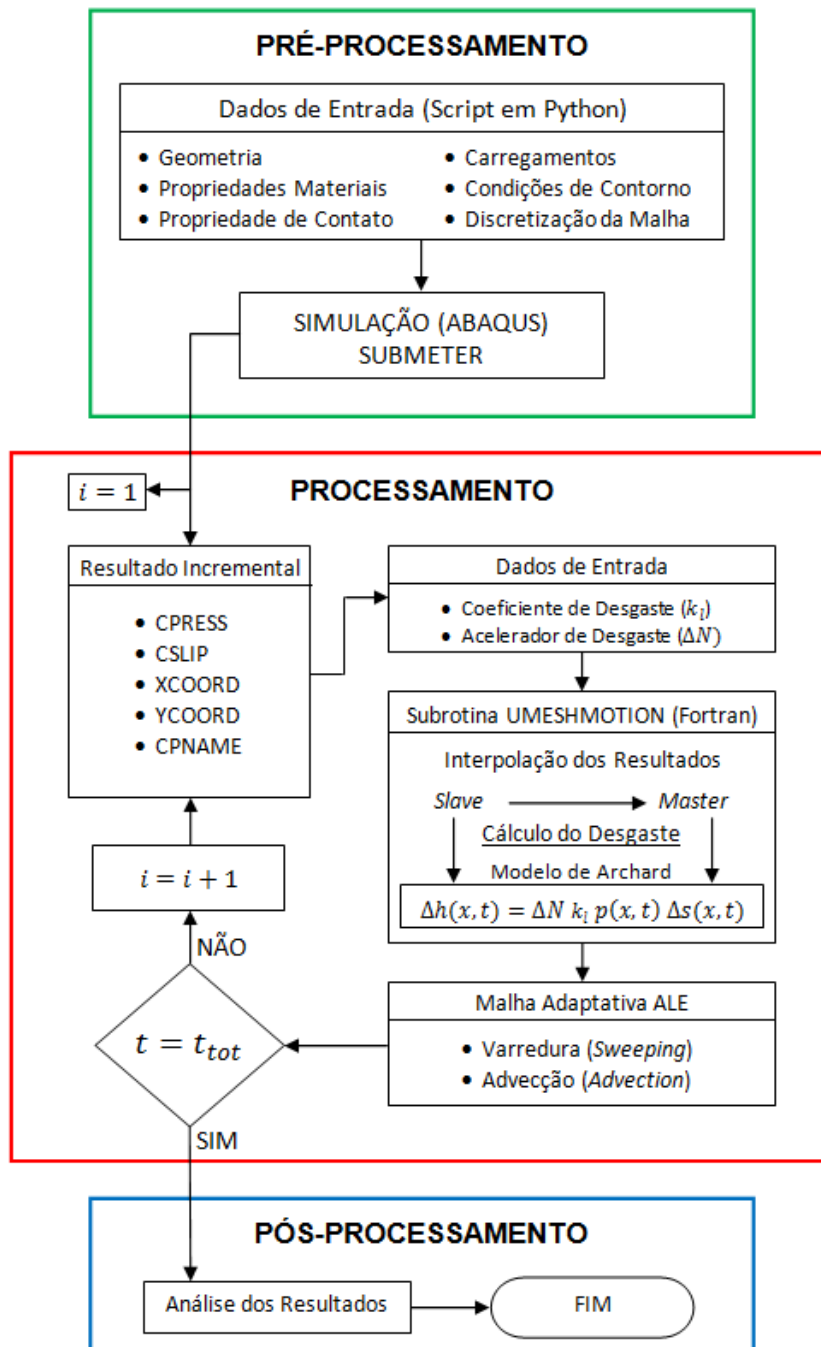


Figura 35 - Fluxograma de implementação do desgaste local

O processo de implementação do desgaste local inicia-se no pré-processamento, onde será realizada a modelagem do problema. Nesta etapa, geometria, propriedades do material, propriedades de contato, carregamentos, condições de contorno e discretização da malha são dados de entrada para a criação de um *script* na linguagem Python. Por meio desse código inicia-se a simulação do programa de análise de elementos finitos, Abaqus. Após submeter o modelo gerado no pré-processamento, aguarda-se até que o mesmo atinja o passo onde se inicia a aplicação dos ciclos de deslocamento. Assim que o primeiro incremento converge, utilizam-se os resultados obtidos em cada nó, como a pressão normal de contato (CPRESS), deslocamento tangencial relativo (CSLIP), coordenadas nodais (XCOORD e YCOORD) e informações sobre as partes (CPNAME), para servir de entrada de dados da subrotina UMESHMOTION. Os valores nodais das variáveis, CPRESS e CSLIP, são fornecidos pelo Abaqus por meio de uma extrapolação, onde se utilizam as funções de forma do elemento para calcular um valor médio no nó. Juntamente com esses resultados, o coeficiente de desgaste local (k_l) e o acelerador de desgaste (ΔN), também são utilizados como dados de entrada para a subrotina escrita na linguagem de programação, Fortran. Como os resultados nodais são fornecidos apenas para os nós da superfície *slave*, realiza-se uma interpolação linear dentro do código para que os valores da pressão de contato (CPRESS) e do deslizamento tangencial relativo (CSLIP) sejam calculados para os nós da superfície *master*. Após a interpolação, calcula-se o valor da profundidade de desgaste (Δh) que será retirado de cada nó. O deslocamento nodal, referente ao desgaste, é aplicado na direção normal à superfície em que o nó se encontra. Para calcular essa profundidade de desgaste, utiliza-se o método modificado de Archard apresentado por McColl et al. (2004).

Tendo esses valores computados, a malha adaptativa ALE realiza os processos de varredura (*sweeping*) e advecção (*advection*) para efetivar o remapeamento da malha. Com a conclusão dessa etapa, novos valores do campo de tensão e distribuição da pressão de contato são recalculados de acordo com a configuração desgastada. Por fim, caso o tempo de simulação seja menor que o tempo total esperado, parte-se para o próximo incremento de tempo, caso contrário, a simulação é encerrada e disponibilizam-se os dados para a análise de resultados.

A grande vantagem dessa subrotina em comparação com os outros métodos que computam o desgaste por meio do programa de análise de elementos finitos é que o desgaste local é calculado após cada incremento de tempo, enquanto que os outros métodos computam o desgaste apenas após um ciclo inteiro de deslocamento. Outra vantagem é que para realizar a atualização da malha não é necessário parar a simulação e reiniciá-la novamente. Uma desvantagem da subrotina UMESHMOTION é que todos os dados da simulação são salvos na memória enquanto a simulação está sendo realizada. Isso pode levar a limitações no tamanho da modelagem criada, levando algumas simulações a abortar por conta de solicitação externas (SIGTERM ou SIGINT).

O código em Fortran da subrotina UMESHMOTION foram baseados no trabalho de Madge (2009) e está disponível nos anexos.

6 ANÁLISE DE RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados e analisados os resultados referentes à cada modelagem numérica. Cinco seções apresentam a análise de problemas de contato envolvendo diferentes condições de solicitação e regimes de deslizamento. Os resultados são sistematicamente comparados com modelos analíticos e resultados disponíveis na literatura.

6.1 ANÁLISE I – CARREGAMENTO NORMAL EM REGIME ELÁSTICO

Quando se simula numericamente o contato entre dois cilindros e entre um cilindro e um plano, sabe-se que a única forma de validar uma simulação inicialmente é por meio da implementação numérica da Teoria de Hertz, apresentada na *Seção 2.4*. Dessa forma, para que se obtenham resultados confiáveis nas modelagens deste trabalho, é necessário realizar uma modelagem numérica inicial com o intuito de validar as geometrias, forças, condições de contorno, formulação de contato e discretização da malha.

Por se tratar de uma validação, algumas particularidades das propriedades materiais e de contato apresentadas no capítulo anterior devem ser revistas. Como evidenciado na *Seção 2.4*, a Teoria de Hertz só é válida para regimes de pequenas deformações, lineares elásticos e onde não há presença de atrito. Dessa forma, para essa modelagem, apenas as propriedades materiais do módulo de elasticidade e do coeficiente de Poisson são utilizadas. Como a simulação irá ocorrer sem a presença de atrito, não é necessário definir uma formulação de contato tangencial, como a apresentada na Tab. 2. As demais propriedades do contato são mantidas sem alteração.

Parte-se então para a descrição das forças e condições de contorno do problema. Em ambas as configurações de contato, CP e CC, as forças e condições de contorno impostas são iguais. Uma força normal, P , de -1000 N/mm é aplicada sobre a aresta superior do corpo superior, como exibe o histórico de carregamento apresentado na Fig. 36.

No corpo inferior, realizam-se restrições de deslocamento vertical na aresta inferior e de deslocamento horizontal nas arestas laterais. Para que o corpo superior não sofra nenhuma rotação indesejada com a aplicação da força, restringe-se a rotação da aresta superior do corpo superior em z , sendo z o eixo perpendicular ao plano da modelagem.

A discretização da malha é realizada de tal forma que na região da zona de contato, apresentada na Fig. 30, uma malha estruturada com elementos quadriláteros lineares, de integração reduzida e configurados para o estado plano de deformação, são utilizados. O tamanho das arestas do elemento empregado é de $50\ \mu\text{m}$. Utilizam-se elementos quadriláteros, pois os resultados para a distribuição de pressão de contato nas superfícies são melhores do que para elementos triangulares, por exemplo. Apesar de a interpolação quadrática ser benéfica em muitas simulações, nesse contexto ela pode produzir instabilidades na distribuição da pressão de contato, por esse motivo opta-se por utilizar

elementos com interpolação linear (Abaqus, 2014). O estado plano de deformação é utilizado por se tratar de um problema de contato onde altas tensões são observadas apenas em uma pequena região, logo abaixo da superfície de contato. O gradiente de tensão no limite dessa região é alto, e assim, a alta tensão desaparece rapidamente fora desta região, fazendo com que as deformações geradas no eixo z não sejam sentidas pelo resto do corpo, caracterizando assim um estado plano de deformação.

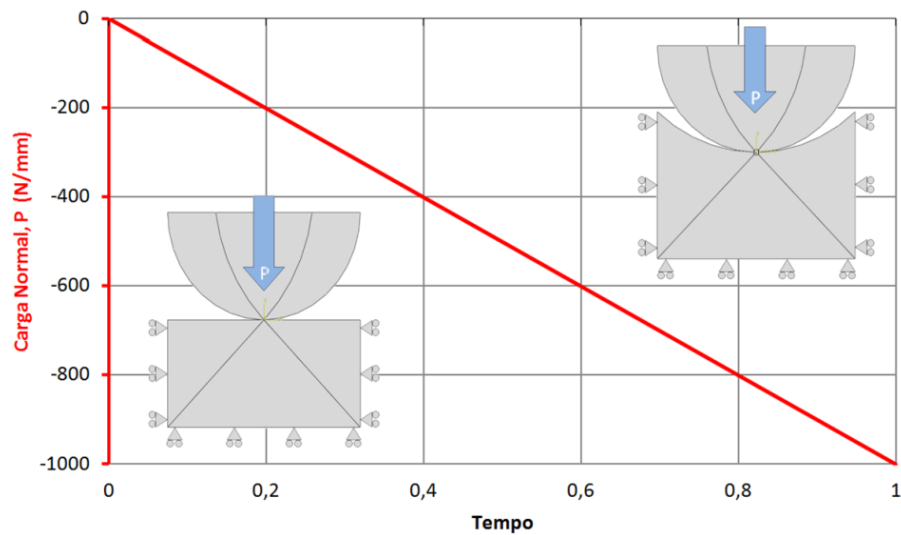


Figura 36 - Histórico de carregamento e ilustração da força e condições de contorno aplicadas

Além disso, é importante que a malha estruturada seja criada com um mesmo padrão para os dois corpos, de tal forma que os nós da superfície dos corpos superior e inferior estejam sobrepostos, como pode ser visto na Fig. 37.

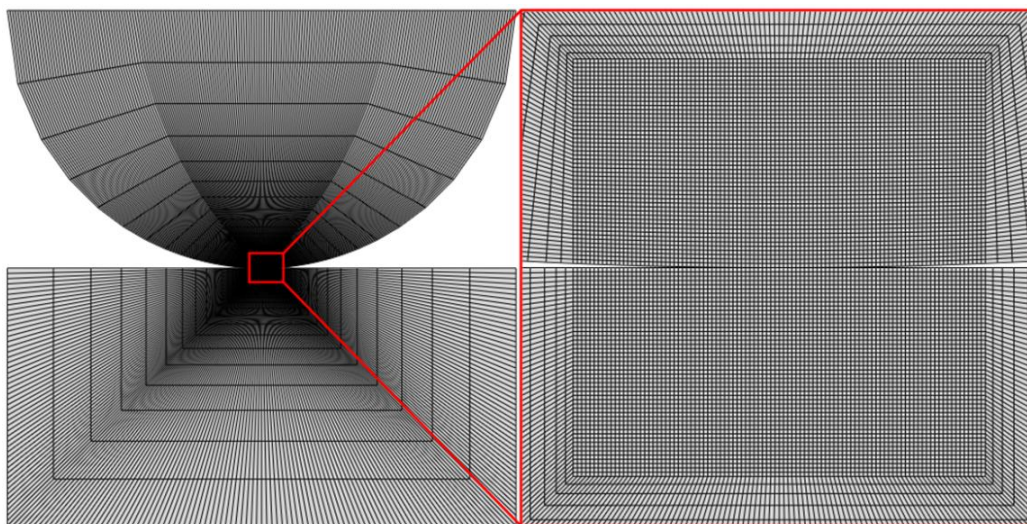


Figura 37 - Discretização da malha para o caso CP

Nas outras partições, fora da zona de contato, opta-se por uma malha menos densa, uma vez que bons resultados são obtidos e reduz-se o custo computacional. Dessa forma, elementos quadriláteros lineares e em estado plano de deformação também são escolhidos para compor essas regiões. Quanto mais próximo da região de contato, mais os elementos devem possuir um tamanho similar ao tamanho

do elemento da zona de contato, ao se afastar, aumenta-se o tamanho desse elemento visando gerar uma boa transição entre as partições ao mesmo tempo em que se reduz o custo computacional. Essas informações a respeito dos elementos estão resumidas na Tab. 3.

Tabela 3 – Informações dos elementos utilizados na modelagem da validação da carga normal

Zona de Contato	Dentro	Fora
Tamanho	50 μm	Variado
Quantidade (CP CC)	9.604 28.900	9.408 19.040
Forma do elemento	Quadrilateral	
Interpolação	Linear	
Integração	Reduzida	
Estado	Plano de deformação	
Malha	Estruturada	
Nomenclatura (Abaqus)	CPE4R	

O primeiro resultado a ser comparado é a distribuição da pressão de contato, $p(x)$, ao longo do comprimento do semi-arco de contato, a , ao ser aplicada uma carga normal de -1 kN/mm . As equações analíticas utilizadas na comparação podem ser consultadas na *Seção 2.4*. Os resultados para as configurações CP e CC são apresentadas pelas Figs. 38 e 39, respectivamente. Os valores analíticos e numéricos, $(.)_{ana}$ e $(.)_{num}$, e os erros relativos percentuais, E_{rr} , da máxima pressão de contato, p_0 , e do comprimento do semi-arco de contato, a , são disponibilizados na Tab. 4 para ambos os casos.

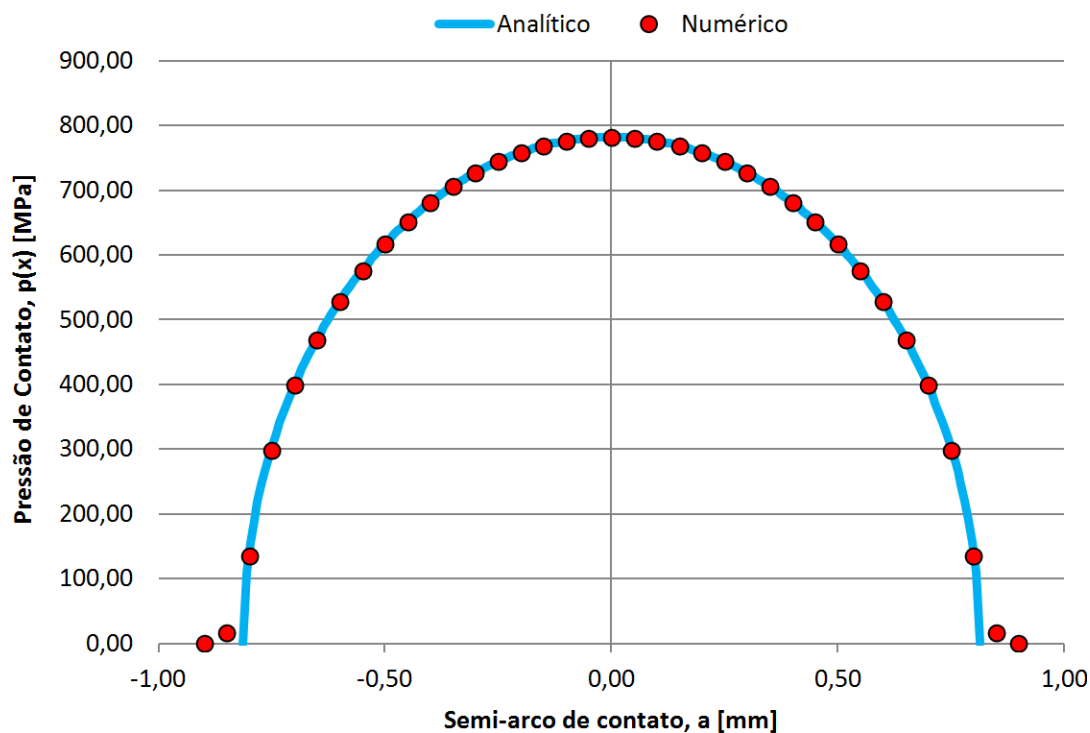


Figura 38 - Distribuição da pressão de contato ao longo do semi-arco de contato para o caso CP

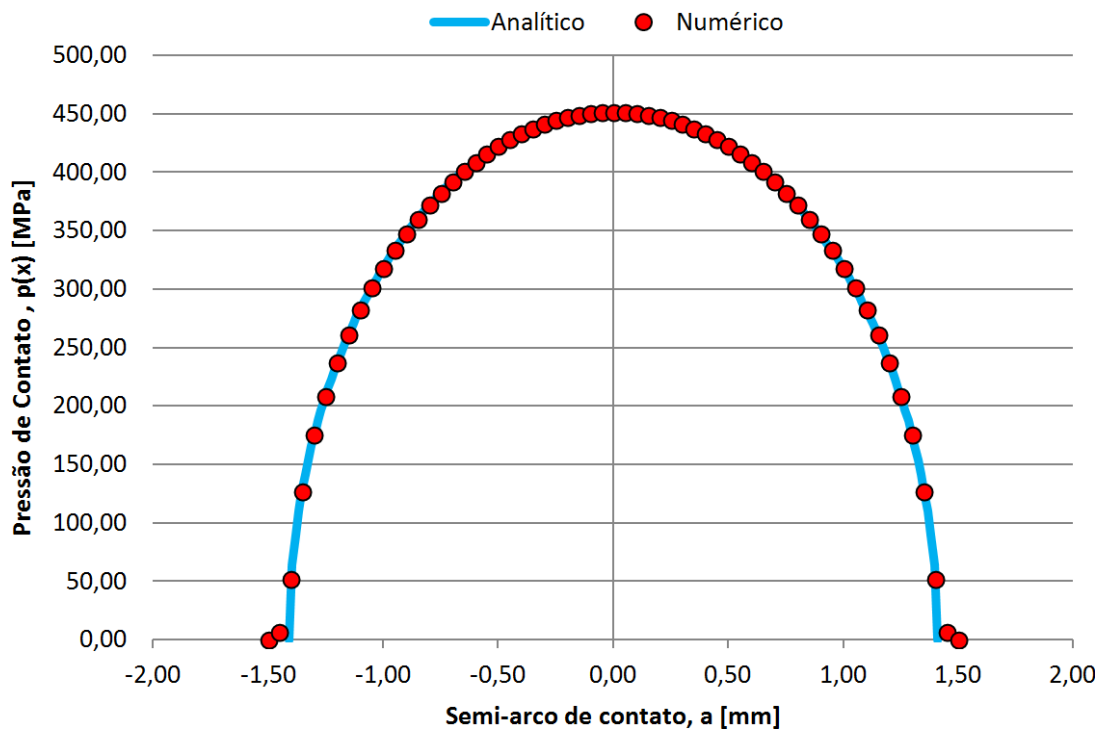


Figura 39 - Distribuição da pressão de contato ao longo do semi-arco de contato para o caso CC

Tabela 4 - Valores e erros relativos percentuais da máxima pressão de contato e do comprimento do semi-arco de contato

Configuração	$p_{0,ana} p_{0,num}$ [MPa]	E_{rr,p_0} [%]	$a_{ana} a_{num}$ [mm]	$E_{rr,a}$ [%]
Cilindro-Plano	782,39 782,00	0,050	0,81 0,9	11,11
Cilindro-Cilindro	451,71 451,48	0,051	1,41 1,50	6,38

Tanto os resultados numéricos do caso CP, quanto os do caso CC apresentaram uma boa concordância com os valores obtidos analiticamente. Apesar da boa distribuição dos resultados numéricos sobre a curva analítica, erros de 11% foram observados para o comprimento do semi-arco de contato no caso CP, como mostra a Tab. 4. Para o caso CC esse valor foi menor devido a maior quantidade de elementos em contato. Esse fato ocorre porque um alto gradiente de pressão é observado perto das bordas do contato, o que acaba gerando um erro maior para os dois últimos elementos do contato, como pode ser visto nas Figs. 38 e 39. O próprio manual do Abaqus (2014) reconhece que há uma limitação do programa para calcular esse termo. Uma solução para diminuir o erro é diminuir o tamanho dos elementos na zona de contato o que consequentemente aumenta o custo computacional da simulação. Uma outra alternativa, encontrada por Zegatti e Doca (2016a), foi realizar uma distribuição dos nós da superfície de uma forma diferente. Na zona de contato inseriu-se um viés voltado para as bordas do contato, obtendo assim, uma região com mais elementos e elementos menores, alcançando consequentemente uma melhora nos resultados com apenas uma baixa elevação do custo computacional. Como nas simulações das seções seguintes as modelagens envolvem deslocamento, essa modelagem com viés nas bordas acaba não sendo tão interessante para este trabalho, sendo necessária assim uma discretização mais refinada na região de contato quando o interesse for obter um comprimento da semi-arco de contato exato.

Percebe-se também que a máxima pressão de contato para o caso CP é maior do que para o caso CC. Por outro lado, o comprimento do semi-arco de contato é maior para o caso CC. Isso ocorre, pois no caso CC, à medida que a força é aplicada ao corpo superior, o comprimento do semi-arco de contato evolui mais rapidamente por conta da geometria do corpo inferior. Dessa forma, por ter um maior comprimento do semi-arco de contato, menores pressões são produzidas na interface do contato do caso CC. Outro fator afetado por esse maior comprimento de contato é a distribuição do campo de tensões de von Mises. Como pode ser notado nas Figs. 40 e 41, valores menores são encontrados na distribuição do campo de tensões do caso CC. Isso ocorre pois como o comprimento de contato evolui mais rapidamente para o caso CC, uma maior interface de contato é produzida. Dessa forma, como a força aplicada é distribuída ao longo de um maior comprimento, tensões menores são observadas. Nessas mesmas figuras uma comparação entre os resultados numéricos é feita com os resultados analíticos obtidos a partir das equações do potencial de Muskhelishvili apresentadas na *Seção 2.5*, que respeitam os mesmos preceitos da teoria de Hertz.

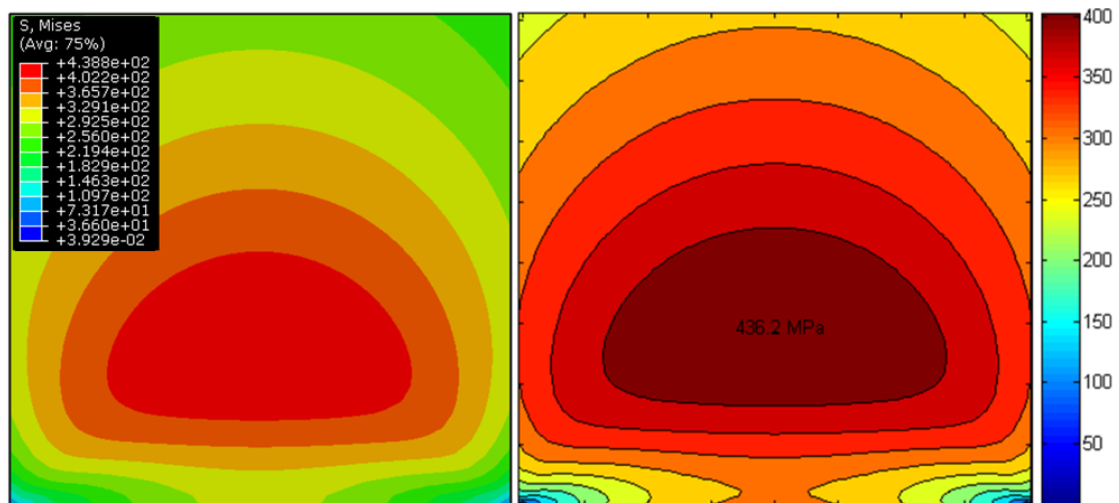


Figura 40 - Resultado numérico (a esquerda) e analítico (a direita) da distribuição do campo de tensões de von Mises para o caso CP

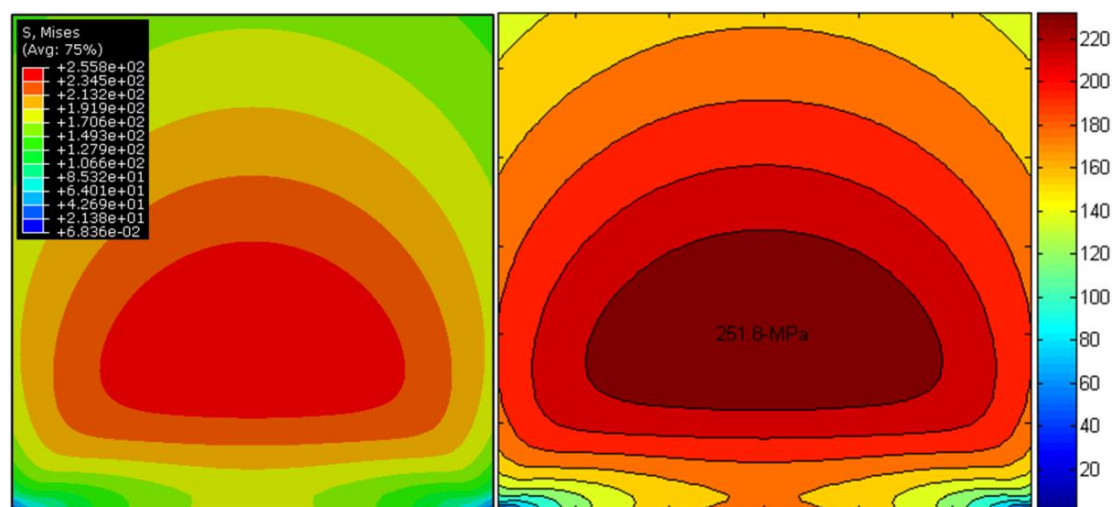


Figura 41 - Resultado numérico (a esquerda) e analítico (a direita) da distribuição do campo de tensões de von Mises para o caso CC

Uma grande semelhança na distribuição dos campos de tensão equivalente de von Mises é verificada. Essa boa correlação também pode ser observada na Tab. 5, onde são apresentados os valores e erros relativos percentuais da máxima tensão equivalente de von Mises, $\sigma_{eq,Mises}$.

Tabela 5 - Valores e erros relativos percentuais da máxima tensão equivalente de von Mises

Configuração	$\sigma_{eq,Mises,ana} \sigma_{eq,Mises,num}$ [MPa]	$E_{rr,\sigma_{eq,Mises}}$ [%]
Cilindro-Plano	436,2 438,8	0,60
Cilindro-Cilindro	255,8 251,8	1,56

Para que os valores das tensões não sejam observados apenas visualmente por meio da distribuição dos campos de tensões de von Mises, as Figs. 42 e 43 apresentam resultados, analíticos e numéricos, isolados das tensões σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} e σ_{xy} no eixo de simetria ($x = 0$) dos corpos em contato.

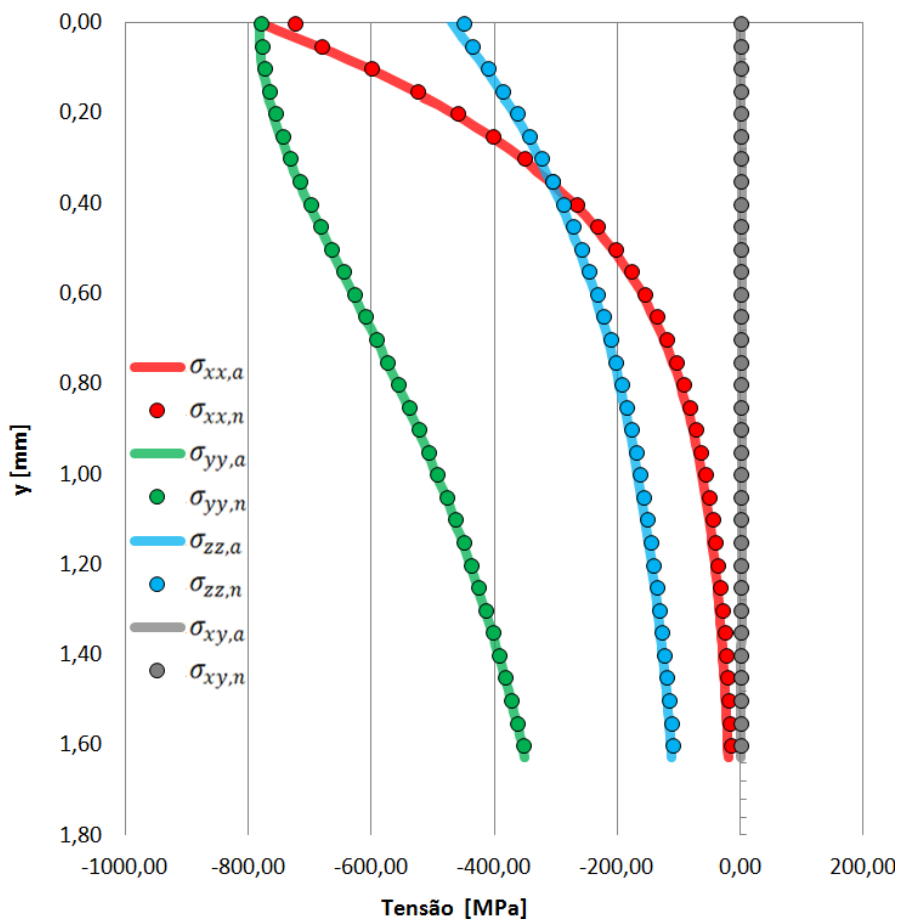


Figura 42 - Comportamento das tensões no interior do contato do caso CP

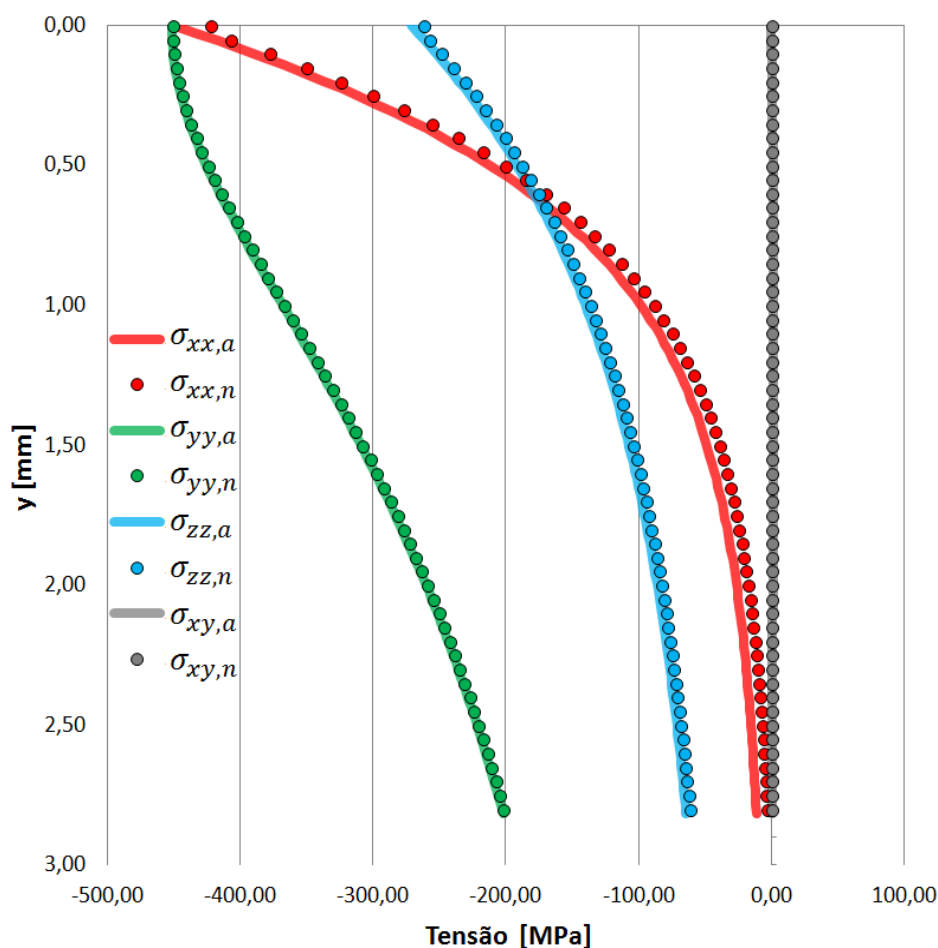


Figura 43 - Comportamento das tensões no interior do contato do caso CC

Assim como para a distribuição do campo de tensões de von Mises, novamente uma boa correlação entre os resultados analíticos e numéricos é observada. Percebe-se que as maiores tensões são observadas na superfície do contato, diminuindo à medida que a profundidade da tensão observada aumenta no interior do corpo em contato. Como a obtenção dos dados é realizada no eixo de simetria dos corpos, verifica-se que, como esperado, a tensão cisalhante é nula ao longo de todo o eixo.

Desta maneira, os resultados obtidos nas três validações legitimam a utilização das geometrias, propriedades de contato, elementos, discretização da malha e condições de contorno das configurações de contato estudadas nesse trabalho.

O código desenvolvido em Matlab utilizado para comparar os resultados numéricos e analíticos desta validação é disponibilizado nos anexos.

6.2 ANÁLISE II – DESLOCAMENTO RECÍPROCO EM REGIME ELASTO-PLÁSTICO

Nesta seção são apresentados os resultados de uma modelagem elasto-plástica bidimensional do contato entre conectores e elos, representados pelas configurações CP e CC. Ao contrário do que foi apresentado na seção de validação, todas as propriedades materiais e de contato fornecidas nas Tabs. 1

e 2 são utilizadas, como a tensão de escoamento, curva de encruamento, coeficiente de atrito e formulação de contato tangencial.

A análise é dividida em três partes. Na primeira parte aplica-se apenas uma carga normal, P , de -12 kN/mm sobre a aresta superior do corpo superior de ambas as configurações, CP e CC. As condições de contorno empregadas são as mesmas que foram apresentadas na Fig. 36 da seção anterior. A segunda parte envolve tanto a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm , quanto a aplicação de um ciclo de deslocamento tangencial/angular. Para o caso CP, aplica-se um ciclo de deslocamento tangencial, S , sobre a aresta superior do corpo superior, com amplitude de $600 \mu\text{m}$. Para o caso CC, aplica-se um ciclo de deslocamento angular, θ , de amplitude $0,38^\circ$, que corresponde a um deslocamento tangencial de $600 \mu\text{m}$. Essa constatação é feita a partir da formulação, $l = \alpha R$. Onde l é o comprimento do arco a ser percorrido, α é o ângulo correspondente em radianos e R é o raio da superfície sobre a qual o corpo superior desliza. Dessa forma, para um raio de 90 mm e um deslocamento de $600 \mu\text{m}$, obtemos uma amplitude angular correspondente de $0,38^\circ$. São aplicados dois tipos diferentes de deslocamentos para cada caso, pois se acredita que no contato CP, que ocorre entre a manilha e elo, o deslocamento entre as superfícies seja preferencialmente tangencial, já para os contatos CC, entre o kenter e o elo, esse deslocamento irá acontecer preferencialmente de forma angular. O deslocamento é aplicado somente após aplicação total da força, que permanece constante ao longo do ciclo de deslizamento, como ilustrado na Fig. 44.

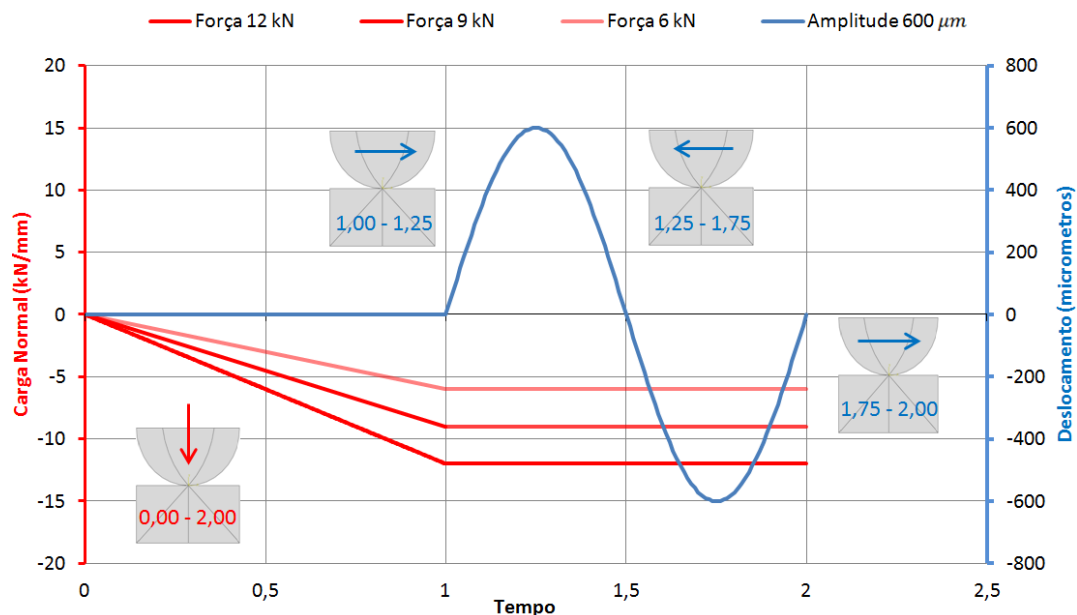


Figura 44 - Histórico de carregamento da segunda fase da modelagem elasto-plástica

A Figura 45 exibe as condições de contorno e de carregamento impostas às configurações nessa fase. Os corpos inferiores de ambas as configurações recebem restrição de deslocamento vertical na aresta inferior e de deslocamento horizontal nas arestas laterais. Na configuração CP, a aresta superior do cilindro é impedida de rotacionar em z , já na configuração CC não há essa restrição e restringe-se apenas o deslocamento horizontal do ponto central da aresta superior do cilindro superior.

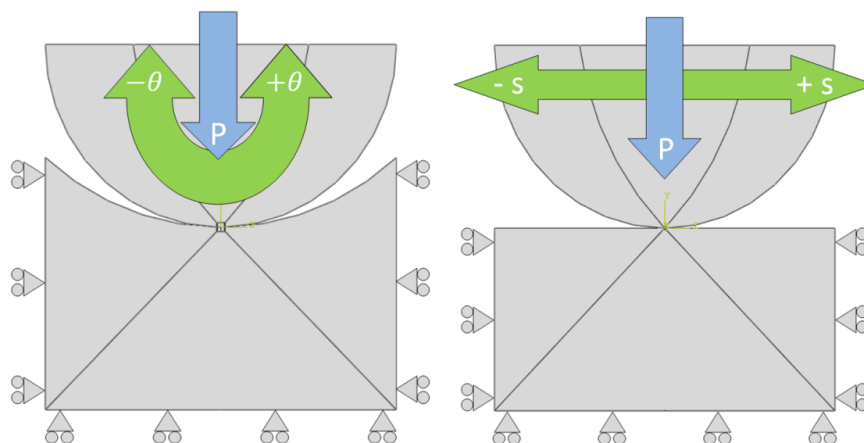


Figura 45 - Carregamentos e condições de contorno impostas às configurações CC e CP

A terceira e última fase da é muito similar a segunda fase apresentada acima. As condições de contorno e os deslocamentos impostos são os mesmos, mas desta vez três carregamentos são aplicados (Fig. 44). O primeiro de -6 kN/mm , o segundo de -9 kN/mm e o terceiro de -12 kN/mm . Além disso, são realizados dois ciclos de deslizamento ao invés de um, com o intuito de se obter um ciclo estabilizado. A Tabela 6 resume as cargas e deslocamentos aplicados nas três fases.

Tabela 6 - Amplitudes de deslocamentos e forças empregadas nas três fases da modelagem elasto-plástica

Análise	Configuração	Amplitude de Deslocamento	Nº de Ciclos	Força (kN/mm)		
Fase I	Cilindro-Plano	—	—	-12		
	Cilindro-Cilindro	—	—			
Fase II	Cilindro-Plano	$600 \mu\text{m}$	1	-12		
	Cilindro-Cilindro	$0,38^\circ$	1			
Fase III	Cilindro-Plano	$600 \mu\text{m}$	2	-6	-9	-12
	Cilindro-Cilindro	$0,38^\circ$	2			

A malha é discretizada de uma maneira similar a que foi realizada na seção anterior. Ocorre apenas uma mudança na região fora da zona de contato, onde elementos triangulares são utilizados ao invés de elementos quadrilaterais, como mostra a Fig. 46. Essa mudança é realizada para diminuir o custo computacional do problema. Dependendo da fase, o tamanho dos elementos na zona de contato é modificado. Na primeira fase são utilizados elementos de $40 \mu\text{m}$, já na segunda e terceira fase utilizam-se elementos de $200 \mu\text{m}$ devido à dificuldade de convergência observada no deslizamento. É importante reforçar que a integração reduzida no elemento é necessária por se tratar de uma simulação com plasticidade, onde se observam grandes deslocamentos e deformações. Apesar dos elementos com integração plena não sofrerem com o *Hourglassing*, os mesmos podem apresentar um travamento volumétrico e de cisalhamento do elemento (*Volumetric e Shear Locking*), o que acaba gerando uma alta rigidez no elemento, levando a resultados de deslocamentos incorretos e tensões acima do esperado (Abaqus, 2014). Na Tabela 7 são disponibilizadas as informações sobre os elementos em cada fase da simulação.

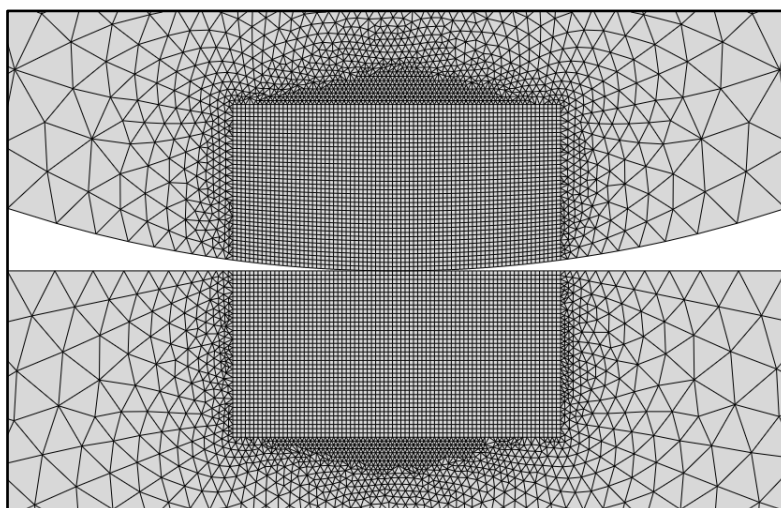


Figura 46 - Discretização da malha dentro e fora da zona de contato da modelagem elasto-plástica

Tabela 7 – Informações dos elementos utilizados na modelagem elasto-plástica

Fase	I		II e III	
Zona de Contato	Dentro	Fora	Dentro	Fora
Forma do elemento	Quadrilateral	Triangular	Quadrilateral	Triangular
Interpolação	Linear	Linear	Linear	Linear
Integração	Reduzida	Plena	Reduzida	Plena
Estado	Plano de deformação	Plano de deformação	Plano de deformação	Plano de deformação
Malha	Estruturada	Livre	Estruturada	Livre
Tamanho	40 μm	Variado	200 μm	Variado
Quantidade (CP CC)	179.776 535.824	64.111 200.071	14.400 19.044	21.662 21.621
Nomenclatura (Abaqus)	CPE4R	CPE3	CPE4R	CPE3

Nas subseções seguintes são apresentados os resultados das três fases das simulações descritas acima.

6.2.1 Fase I

Na primeira fase da simulação apenas uma carga normal de -12 kN/mm é aplicada ao corpo superior. Esta subseção exhibe os resultados das distribuições dos campos da tensão equivalente de von Mises e da deformação plástica equivalente para ambas às configurações de contato. Por fim, uma comparação é realizada entre as curvas da distribuição de pressão ao longo do comprimento do semi-arco de contato da modelagem numérica elasto-plástica e das equações analíticas da teoria de Hertz com o intuito de avaliar o efeito da plasticidade nessas variáveis.

Inicialmente apresentam-se os resultados da distribuição do campo da tensão equivalente de von Mises para os casos CP e CC na Fig. 47. Analisando as máximas tensões equivalentes de von Mises, percebe-se que a máxima tensão é observada no caso CP, devido ao menor comprimento da interface

de contato, fato também observado na análise da *Seção 6.1*. Nota-se que em alguns pontos de ambas as configurações, a tensão de escoamento de $\sigma_y = 871 \text{ MPa}$ é atingida. Por conta disso, no caso CP as tensões atingem o regime plástico em mais pontos e com uma maior intensidade, o que reflete na distribuição de suas tensões. No caso CC o corpo adentra pouco no regime plástico e por isso sua distribuição de tensões é similar a de um contato elástico entre corpos.

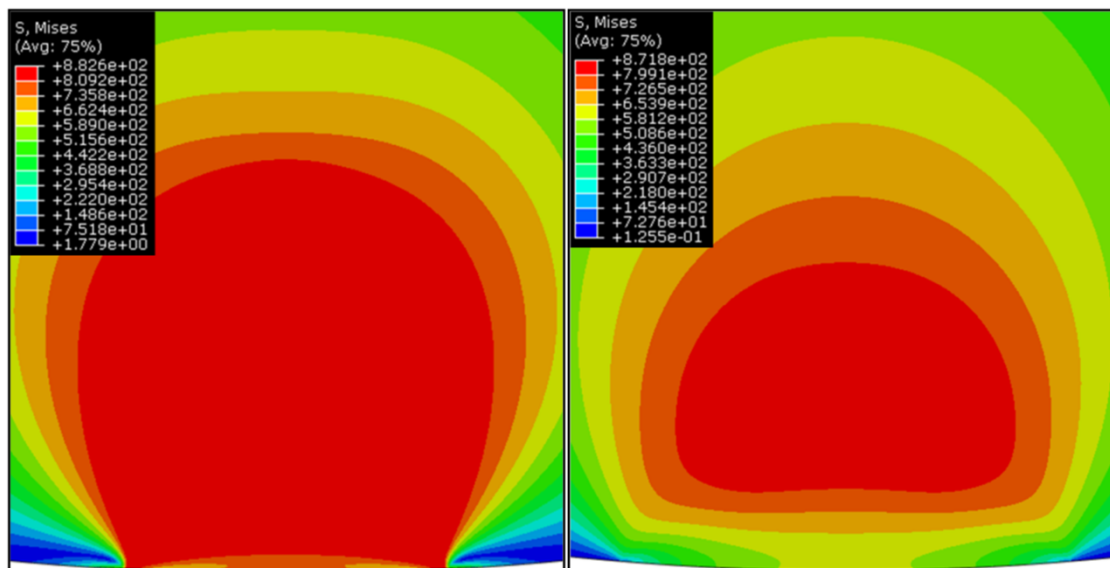


Figura 47 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises (CP à esquerda; CC à direita)

Por o campo da tensão equivalente de von Mises possuir uma maior região no regime plástico, observa-se também na configuração CP, um maior campo de deformação plástica equivalente, como exibe a Fig. 48.

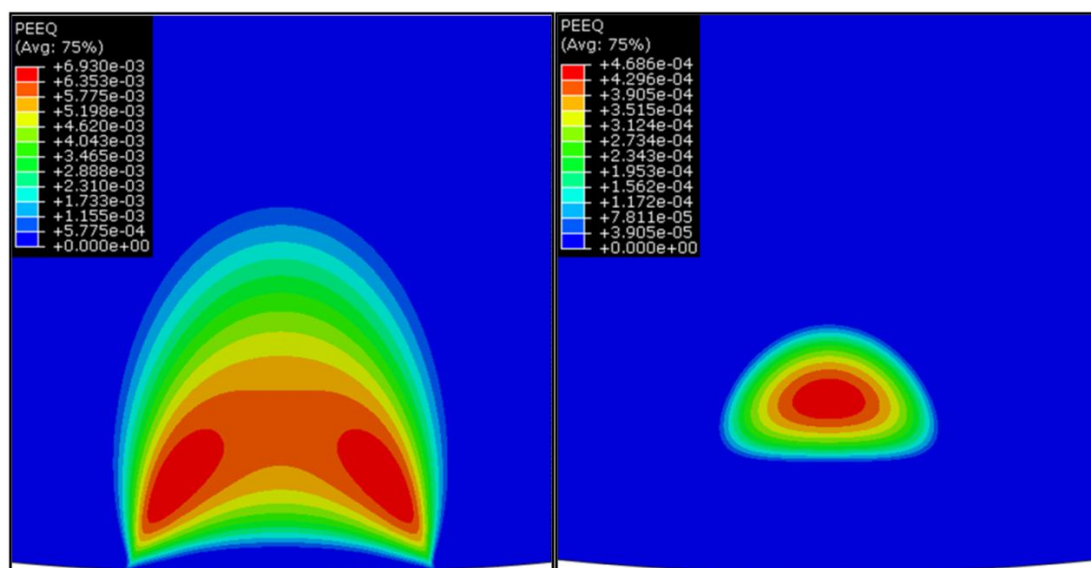


Figura 48 - Distribuição do campo das deformações plásticas equivalentes (CP à esquerda; CC à direita)

A princípio as deformações plásticas equivalentes são notadas um pouco acima da superfície de contato, como pode ser visto no caso CC. À medida que mais pontos vão deformando plasticamente,

com uma maior intensidade, a região das deformações plásticas equivalentes é ampliada e tende a ser mais crítica em regiões próximas às bordas do contato. Isso ocorre, pois a tensão cisalhante gerada pelo atrito passa a atingir valores elevados nessa região, o que leva ao aumento da deformação plástica nos elementos desse local. A distribuição do campo das tensões cisalhantes do caso CP é apresentada na Fig. 49.

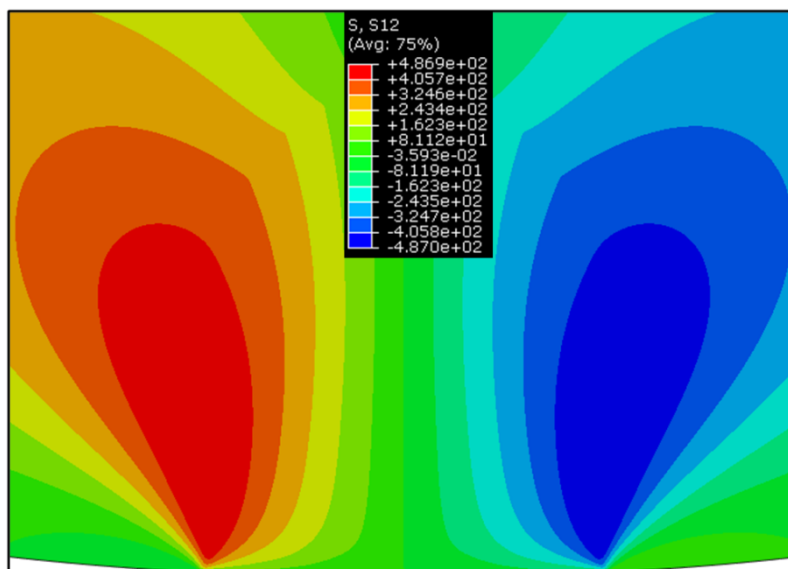


Figura 49 - Distribuição do campo das tensões cisalhantes (CP)

Com o intuito de verificar a influência da plasticidade sobre as superfícies em contato, realiza-se nas Figs. 50 e 51, uma comparação entre os resultados elasto-plásticos, obtidos nessa modelagem, e os resultados analíticos, obtidos por meio das equações da Teoria de Hertz, apresentadas na *Seção 2.4*. Analisa-se então a distribuição da pressão normal ao longo do comprimento de contato.

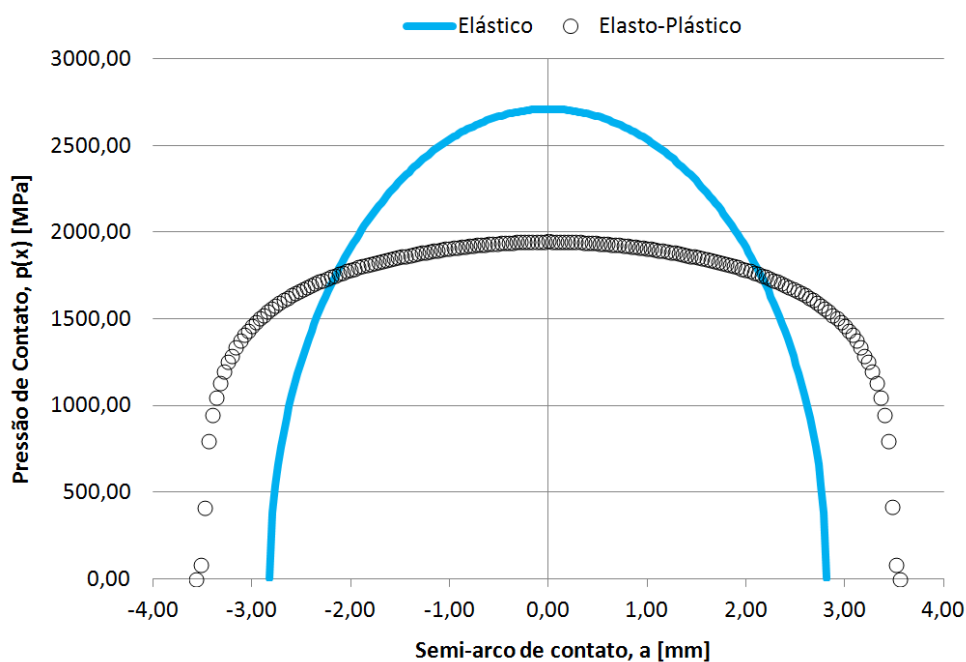


Figura 50 - Comparação da distribuição de pressão de contato nos regimes elástico e elasto-plástico (CP)

Analisando as curvas apresentadas na Fig. 50, percebe-se que há uma grande influência da plasticidade na distribuição da pressão de contato ao longo do semi-arco de contato. Observa-se que na presença de plasticidade, a pressão de contato cresce a uma taxa menor caso o problema fosse considerado puramente elástico. Outra modificação percebida é o aumento da taxa de crescimento do comprimento do semi-arco de contato. Dessa forma, o endurecimento do material provoca um “achatamento” da distribuição da pressão de contato, fazendo com que o gradiente de pressão seja intensificado nas bordas e suavizado no centro do contato, onde a pressão é máxima. Como na configuração CC poucos pontos atingem o regime plástico, a curva elasto-plástica da distribuição de pressão ainda se assemelha com a curva puramente elástica, como mostra a Fig. 51. Fator esse, que também foi notado na distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises na Fig. 47.

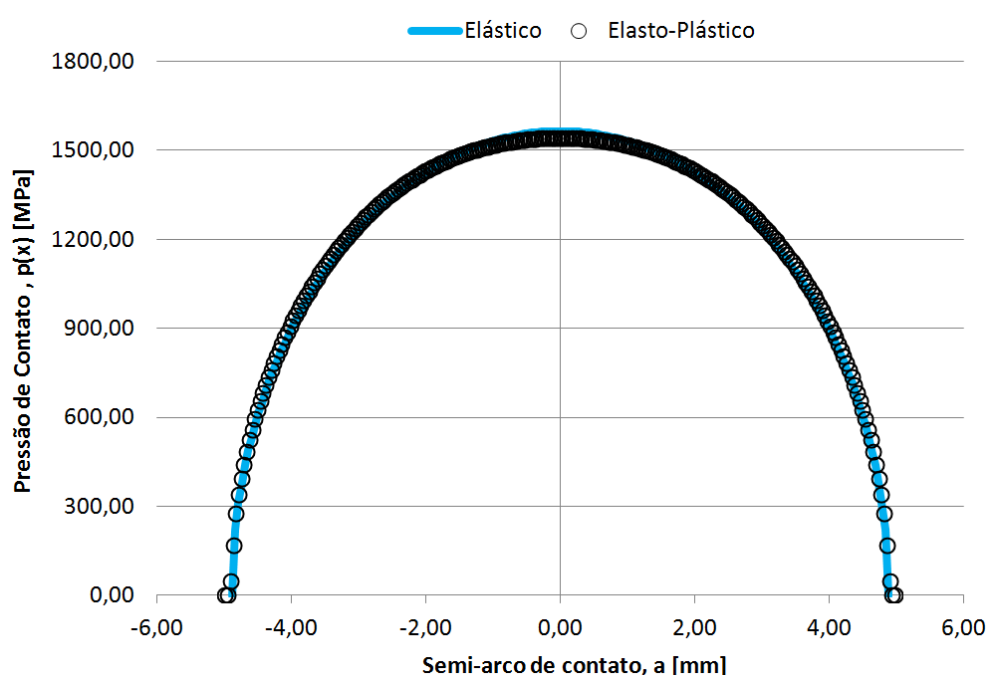


Figura 51 - Comparação da distribuição de pressão de contato nos regimes elástico e elasto-plástico (CC)

Assim, concluí-se a etapa inicial de avaliação dos efeitos da aplicação da carga normal nos campos de distribuição de tensão e deformação plástica equivalente, assim como na superfície de contato dos corpos.

6.2.2 Fase II

Nesta subseção são analisados os resultados da segunda fase da modelagem. A segunda fase se difere da primeira apenas pela adição de um deslocamento prescrito de $600 \mu\text{m}$ ao corpo superior, mantendo constante a aplicação da carga normal de -12 kN/mm .

A seguir, as Figs. 52 e 53 apresentam os resultados da distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises e das deformações plásticas equivalentes para as configurações CP e CC, respectivamente.

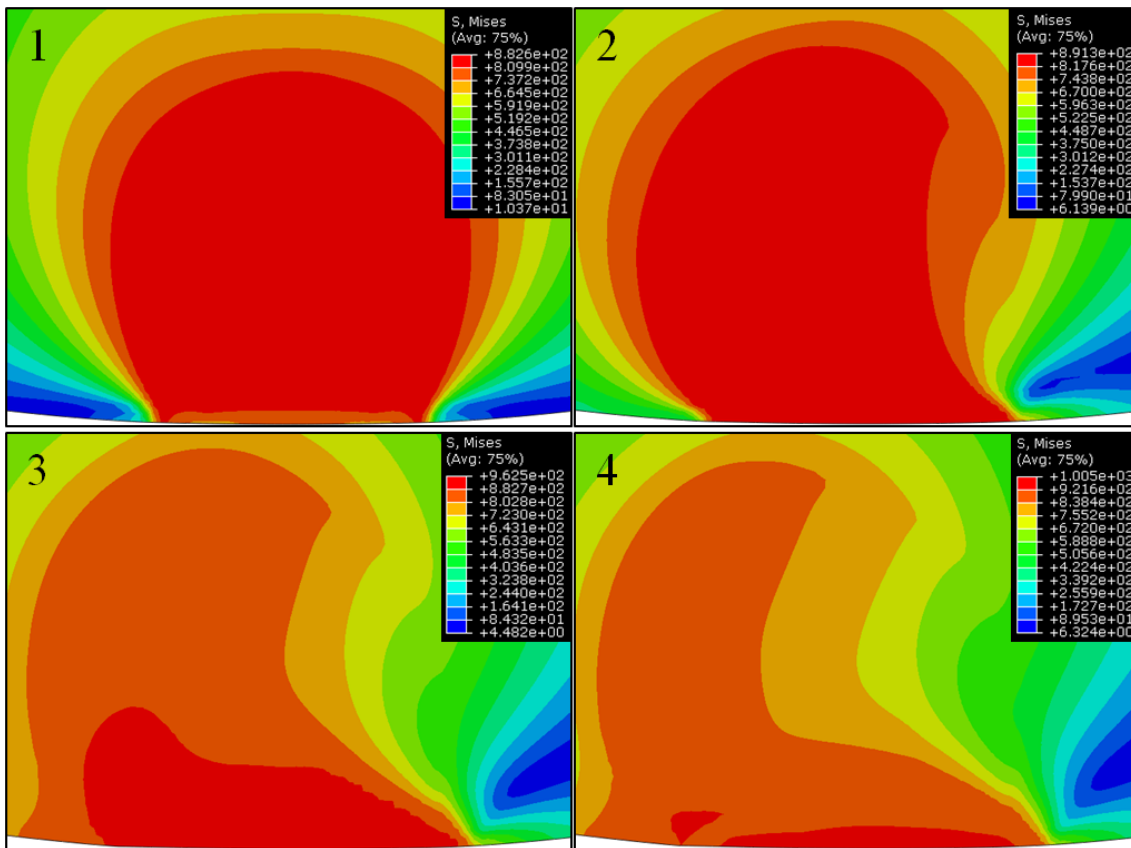


Figura 52 - Quadros da distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises instantes antes do deslizamento (CP)

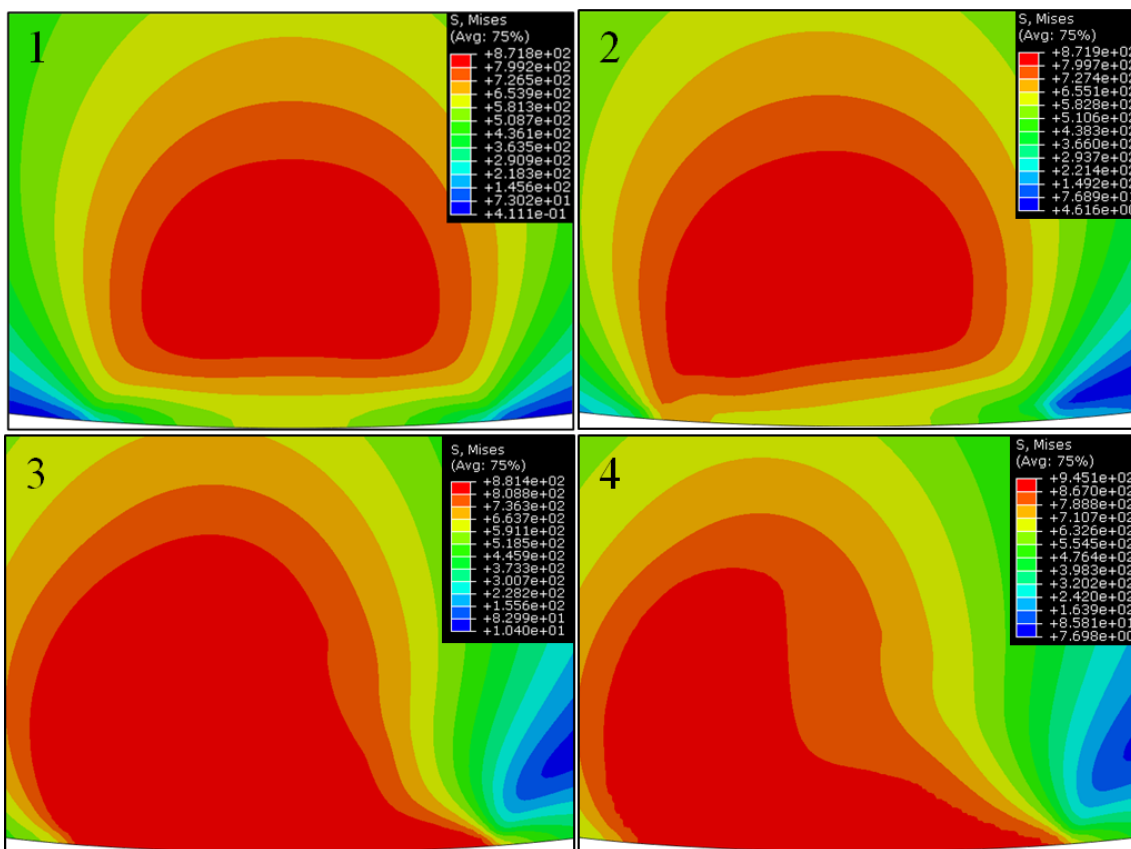


Figura 53 - Quadros da distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises instantes antes do deslizamento (CC)

Nas Figuras 52 e 53 exibe-se uma sequência de quadros que ilustram a distribuição das tensões equivalentes de von Mises para as configurações CP e CC, respectivamente. O momento exibido nos quatro quadros ilustra o instante que precede o início do deslizamento. O primeiro quadro (Quadro 1), ilustra o instante antes da aplicação do deslocamento. O último (Quadro 4), apresenta as tensões na iminência do deslizamento. Essa é a parte mais crítica da simulação, pois para vencer o atrito presente entre os dois corpos e iniciar o movimento relativo entre as superfícies é necessária a aplicação de uma alta carga tangencial que gera mudanças na distribuição das tensões e nos máximos valores observados.

Percebe-se que as máximas tensões equivalentes de von Mises, que antes se localizavam acima da superfície de contato, se concentram na interface do contato com o início do movimento. Isso ocorre, pois uma elevada tensão cisalhante é gerada pela força de atrito atuante entre os corpos. Novamente os valores das tensões equivalentes de von Mises são maiores para o caso CP, sendo mais intensas na superfície. A forma e os valores da distribuição dos campos das tensões se mantêm constantes e similares ao último quadro (Quadro 4). Apenas quando ocorre uma mudança na direção do movimento é que a distribuição é alterada, assumindo uma forma semelhante ao quadro 4 só que espelhada em relação ao eixo de simetria. A Figura 54 exibe um exemplo de um deslocamento orientado para a esquerda, contrário aos deslizamentos apresentados nas Figs. 52 e 53.

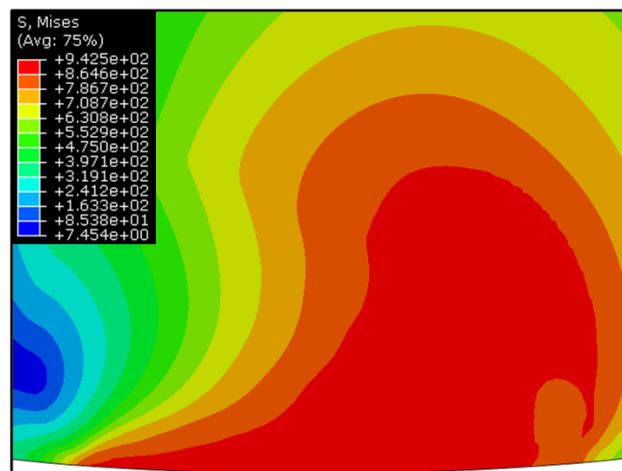


Figura 54 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises em um deslocamento orientado para a esquerda (CC)

Assim como na distribuição dos campos de tensões, a distribuição dos campos das deformações plásticas equivalentes também é afetada com a aplicação do deslocamento prescrito. Novamente ocorre uma transferência dos valores máximos ao se iniciar o deslizamento, como mostram as Figs. 55 e 56. As máximas deformações plásticas passam a ser máximas agora na interface do contato, assim como foi observado para as tensões equivalentes de von Mises.

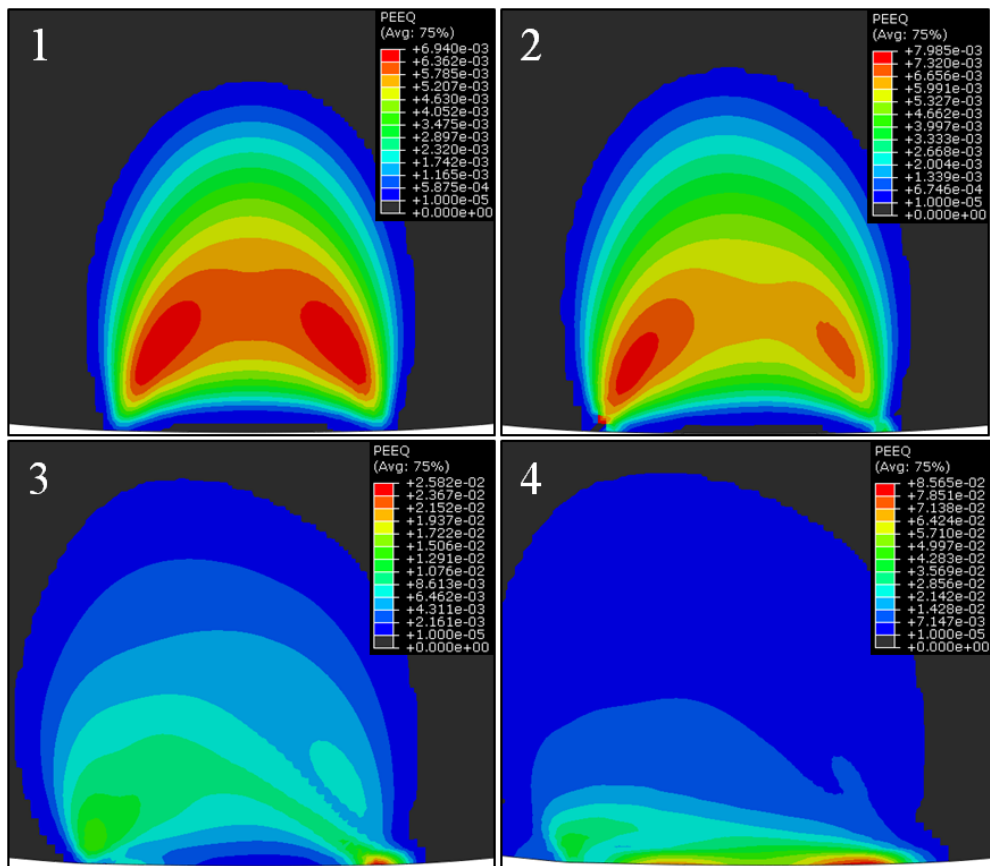


Figura 55 - Quadros da distribuição do campo das deformações plásticas equivalentes instantâneas antes do deslizamento (CP)

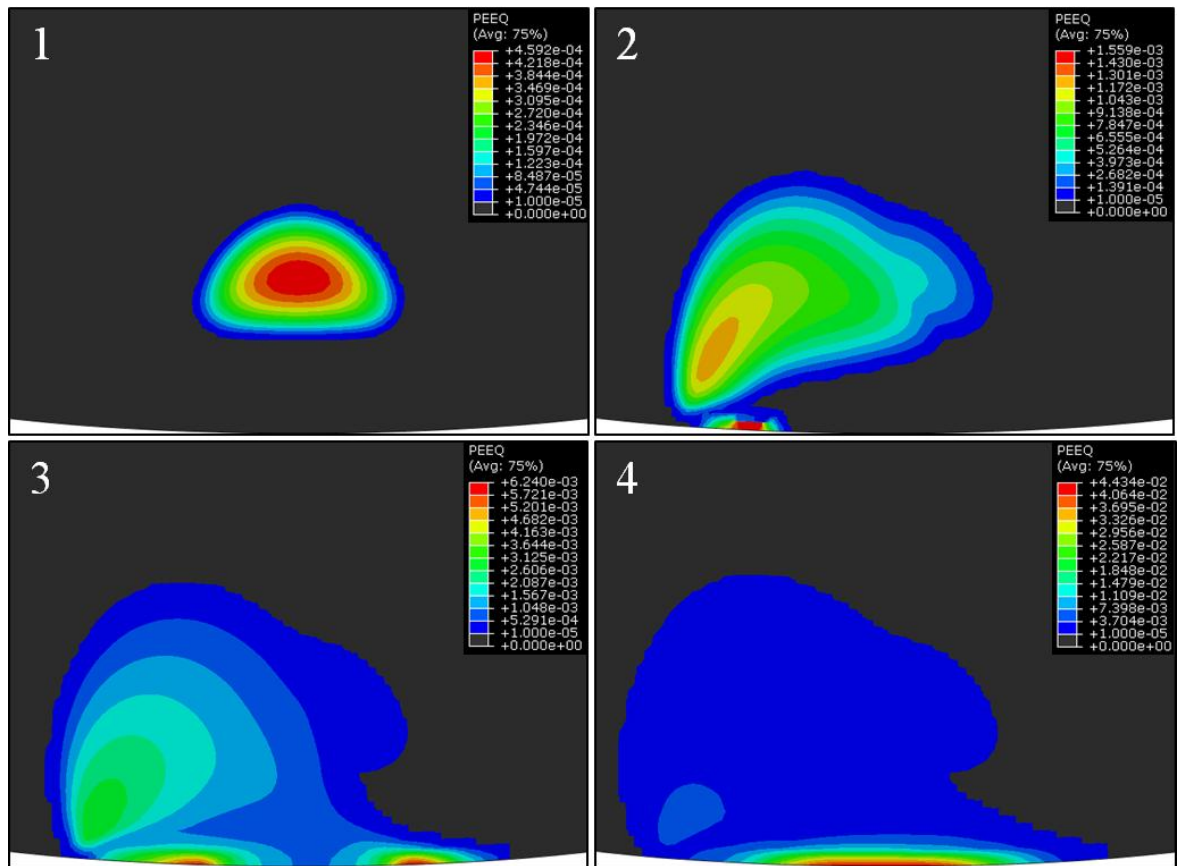


Figura 56 - Quadros da distribuição do campo das deformações plásticas equivalentes instantâneas antes do deslizamento (CC)

Em ambas as configurações, a máxima deformação plástica equivalente é observada no último quadro. Esses valores são dez (CP) e cem (CC) vezes maiores do que os observados apenas com a aplicação da carga normal (Quadro 1). Como esperado, ao fim do ciclo de deslocamento, as deformações plásticas equivalentes da configuração CP são verificadas em uma maior região e com uma maior intensidade, como mostra a Fig. 57. Após o início do deslizamento relativo entre os corpos, as deformações plásticas equivalentes não sofrem grandes alterações, como mostra a Fig. 58. Dessa forma, o grande salto na deformação plástica dos elementos é verificado justamente no início do deslocamento, devido às elevadas tensões cisalhantes atuantes nas superfícies. Os valores das máximas tensões equivalentes de von Mises, $\sigma_{eq,Mises,max}$, e das máximas deformações plásticas equivalentes, $\epsilon_{eq,max}^p$, são apresentadas na Tab. 8 para este primeiro ciclo de deslocamento.

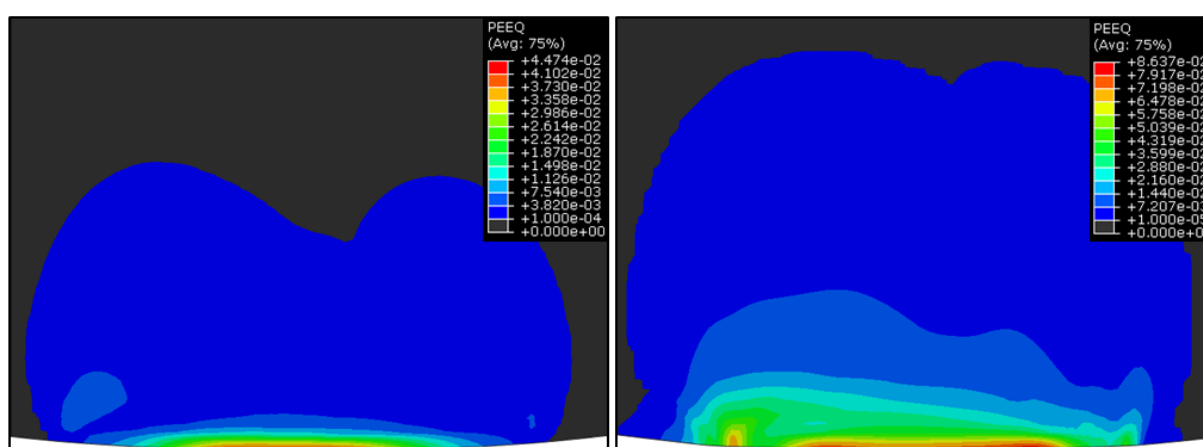


Figura 57 - Distribuição do campo das deformações plásticas equivalentes ao final do primeiro ciclo de deslocamento (CC à esquerda; CP à direita)

Por fim, é realizada uma comparação da evolução da deformação plástica equivalente entre um elemento na região central da interface de contato e um elemento localizado na região onde a deformação plástica equivalente é máxima na aplicação de apenas um carregamento normal, ou seja, logo acima da superfície de contato. Os valores das deformações plásticas equivalentes para o caso CP e CC são exibidas na Fig. 58. Por meio desse gráfico reforça-se a afirmação de que a deformação plástica equivalente no carregamento é muito inferior à observada no deslocamento, chegando a ser cerca de cem vezes menor.

Tabela 8 - Máxima tensão equivalente de von Mises e máxima deformação plástica equivalentes verificadas em um ciclo de deslocamento

Configuração	$\sigma_{eq,Mises,max}$ [MPa]	$\epsilon_{eq,max}^p$
Cilindro-Plano	1013,60	0,086
Cilindro-Cilindro	945,73	0,045

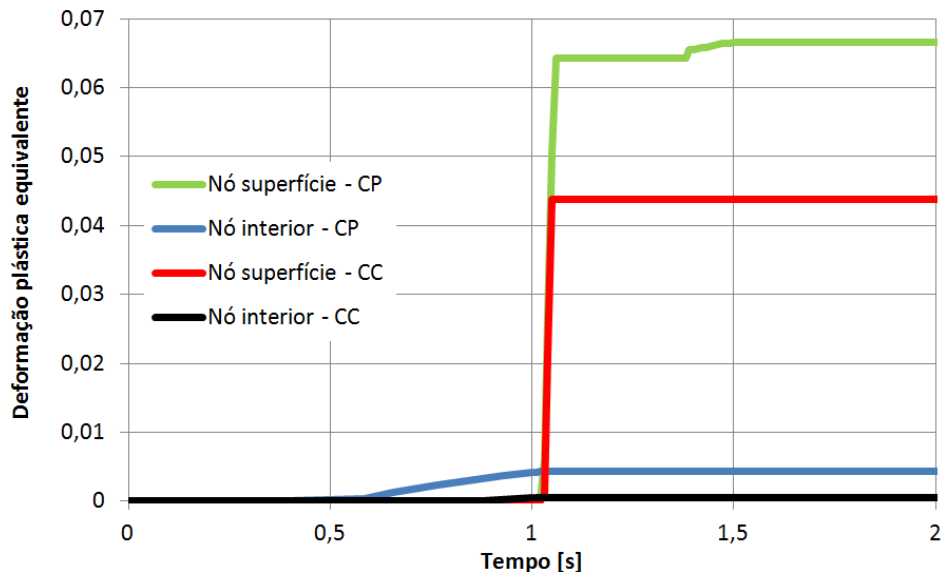


Figura 58 - Evolução das deformações plásticas equivalentes no carregamento normal e em um ciclo de deslocamento

6.2.3 Fase III

Nesta terceira fase da análise dos resultados compara-se o volume de desgaste global obtido para as configurações CP e CC por meio de dois modelos de desgaste. A estimativa dos volumes de desgaste é realizada para três diferentes carregamentos normais (-6 , -9 e -12 kN/mm) aplicados em conjunto com um deslocamento imposto de $600 \mu\text{m}$. Um dos modelos utilizados é o modelo de Archard, descrito pela Eq. (36). Como exposto na *Subseção 3.7.1*, esse modelo é diretamente proporcional à carga normal aplicada e a distância de deslizamento observada entre as duas superfícies em contato. O segundo é o modelo da Energia Dissipada, apresentado na Eq. (42), que estima o volume de desgaste por meio da energia dissipada na interface do contato, sendo essa computada por meio do trabalho gerado pela força de atrito ao longo da distância de deslizamento.

Dessa forma, para estimar o volume de desgaste para esses dois modelos é necessário ter em mãos os valores das cargas normais, distâncias de deslizamento, forças de atrito e dos respectivos coeficientes de desgaste de cada modelo. Dentro desses, os únicos elementos faltantes são as distâncias de deslizamento e as forças de atrito. Para obter as distâncias de deslizamento para cada caso, observaram-se os resultados da distância de deslizamento relativa (CSLIP) do nó central da superfície de contato, em um ciclo de deslocamento estabilizado. Por meio da soma das distâncias obtidas em cada direção, obtêm-se a distância de deslizamento total para cada caso. O comportamento da curva de deslizamento relativo para o caso CC com a aplicação de -12 kN/mm pode ser visualizada na Fig. 59. Nessa mesma figura é apresentada a curva da razão entre a tensão cisalhante (CSHEAR) e a pressão normal (CPRESS) no contato, assim como a curva do deslocamento tangencial imposto na aresta superior do corpo superior.

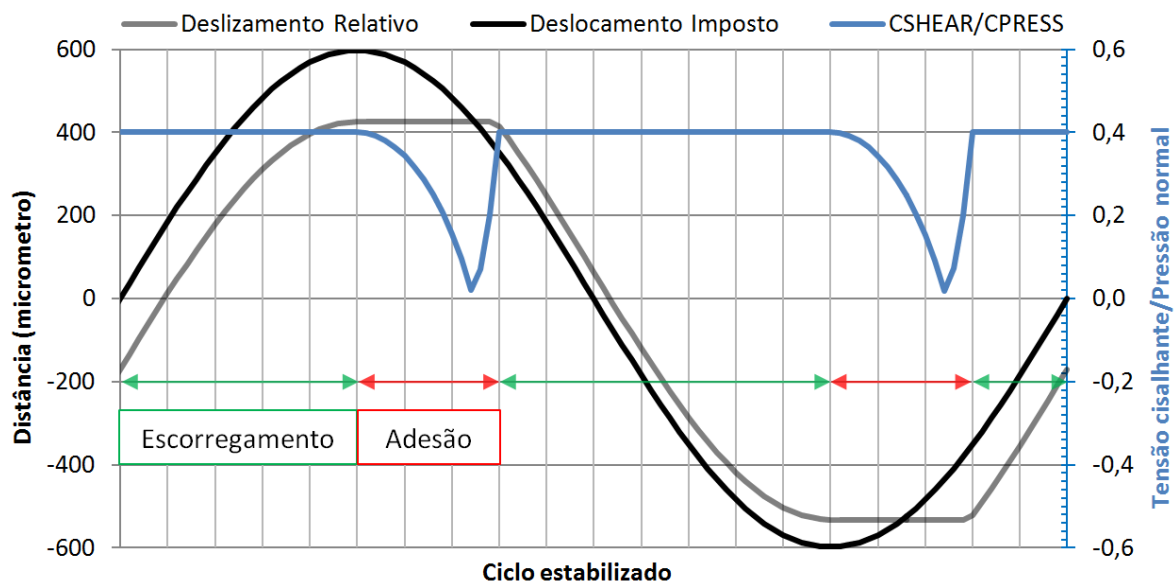


Figura 59 - Comportamento das curvas de deslizamento relativo, deslocamento imposto e coeficiente de atrito do nó superficial central do corpo superior (CC; -12 kN/mm)

Por meio do comportamento dessas três curvas é possível entender como é computado o deslizamento entre os corpos em contato. Dentro de um ciclo estabilizado, temos duas mudanças na direção do deslocamento tangencial, que são realizadas quando o deslocamento imposto atinge os picos da amplitude de deslocamento de $600 \mu\text{m}$. Percebe-se que no momento inicial, antes de chegar no primeiro pico da amplitude, o escorregamento entre as superfícies, como destaca a região em verde na Fig. 59. Dessa forma, vê-se que razão entre a tensão cisalhante (CSHEAR) e a pressão normal (CPRESS) no contato é constante e apresenta o valor do coeficiente de atrito determinado na modelagem do problema, reforçando a afirmação de escorregamento entre os corpos. Ao realizar a mudança na direção do deslocamento, verifica-se que o valor do deslizamento relativo permanece constante, ou seja, não há deslocamento relativo. Outro fator observado é a queda no valor da razão CSHEAR/CPRESS. Ambos os efeitos ocorrem, pois com a mudança na direção do movimento, a força tangencial aplicada diminui. Consequentemente, a força normal multiplicada pelo coeficiente de atrito nesse período são maiores, evitando assim o deslizamento. Dessa forma, um período de adesão é verificado durante a troca na direção de deslocamento, destacado pela região em vermelho na Fig. 59. O corpo volta a escorregar quando a força tangencial aplicada se iguala a força de atrito e vence a resistência ao deslizamento que havia, período esse representado pelas setas verdes na Fig. 59. Por esse motivo, o deslizamento relativo não pode ser considerado igual ao deslocamento total imposto. Além disso, verifica-se que à medida que a carga normal aumenta o deslizamento relativo tende a diminuir, como é mostrado na Tab. 9. A seguir são disponibilizadas as distâncias de deslizamento total obtidas na simulação para todos os casos.

Tabela 9 - Distância de deslizamento total

Carga Normal (<i>kN/mm</i>)	Distância de deslizamento total, <i>s</i> (μm)	
	Cilindro-Plano	Cilindro-Cilindro
-6	2105,20	2130,13
-9	1991,12	2015,58
-12	1882,58	1914,87

Analisando a Tab. 9 percebe-se que para o caso CC as distâncias de deslizamento obtidas para todas as cargas aplicadas foram maiores do que as do CP. Acredita-se que essa diferença observada possa ser um reflexo da diferença também obtida nos resultados das forças de atrito médias, exibidas na Tab. 10. Devido a maiores forças de atrito médias observadas para o caso CP, uma restrição maior do movimento é verificada, diminuindo assim, a distância de deslizamento total.

Tabela 10 - Força de atrito média

Carga Normal (<i>kN/mm</i>)	Força de atrito média, $F_{at,média}$ (<i>N/mm</i>)	
	Cilindro-Plano	Cilindro-Cilindro
-6	2395,67	2385,81
-9	3598,21	3571,69
-12	4801,00	4752,52

Portanto, tendo todos os valores em mãos, torna-se possível estimar o volume de desgaste para os dois modelos. Para captar o volume de desgaste, considera-se uma espessura de 1 *mm*, considerada nas formulações e nas modelagens numéricas. Nas Tabelas 11 e 12 apresentam-se os valores obtidos para o modelo de Archard e da Energia Dissipada, respectivamente.

Tabela 11 - Volume de desgaste estimado pelo modelo de Archard

Carga Normal (<i>kN/mm</i>)	Volume de desgaste de Archard (mm^3)	
	Cilindro-Plano	Cilindro-Cilindro
-6	$0,930 \cdot 10^{-3}$	$0,941 \cdot 10^{-3}$
-9	$1,319 \cdot 10^{-3}$	$1,335 \cdot 10^{-3}$
-12	$1,663 \cdot 10^{-3}$	$1,691 \cdot 10^{-3}$

Tabela 12 - Volume de desgaste estimado pelo modelo da Energia Dissipada

Carga Normal (<i>kN/mm</i>)	Volume de desgaste da Energia Dissipada (mm^3)	
	Cilindro-Plano	Cilindro-Cilindro
-6	$0,656 \cdot 10^{-3}$	$0,607 \cdot 10^{-3}$
-9	$0,931 \cdot 10^{-3}$	$0,936 \cdot 10^{-3}$
-12	$1,175 \cdot 10^{-3}$	$1,183 \cdot 10^{-3}$

Observando a Tab. 11 verifica-se que o volume de desgaste estimado pelo modelo de Archard apresentou valores maiores para todos os casos do CC. O que era esperado, uma vez que o único termo que diferenciava o desgaste observado para as duas configurações era a distância de deslizamento, sendo essa maior para o caso CC. Na Tabela 12, que apresenta os valores do modelo da Energia Dissipada, verifica-se também um maior volume de desgaste para o caso CC na maioria dos casos, apenas para a carga de -6 kN/mm o volume de desgaste foi maior para o caso CP. Nesse caso, dois termos podem variar dentro do modelo, e por conta disso o volume de desgaste irá depender da combinação da força de atrito com a distância de deslizamento. Na Figura 60 observam-se comportamentos antagônicos para os dois modelos. Enquanto que para o modelo de Archard, à medida que a carga normal aumenta a diferença entre os volumes de desgaste das configurações CC e CP tende a aumentar, para o modelo da Energia Dissipada essa diferença diminui. Por outro lado, ambos os modelos apresentam um comportamento semelhante no que se refere ao volume de desgaste estimado. À medida que se aumenta a carga normal, aumenta-se também o volume de desgaste, tendo assim, a carga normal uma maior influência sobre o volume de desgaste do que os outros termos da equação, neste caso.

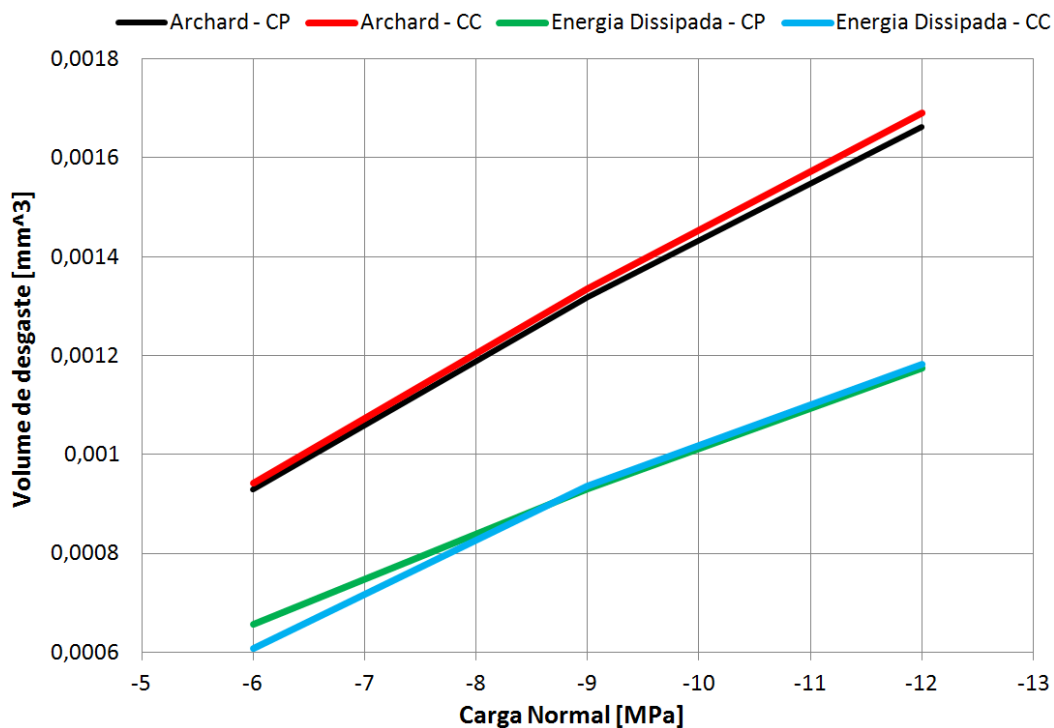


Figura 60 - Volume de desgaste estimado por meio dos modelos de Archard e da Energia Dissipada

Por meio da comparação das Tabs. 11 e 12 e observando a Fig. 60, nota-se que os valores do volume de desgaste estimados são mais conservadores para o modelo de Archard, onde valores 40% maiores são obtidos para um ciclo. Essa diferença está diretamente relacionada com o coeficiente de atrito, como comentado na *Subseção 3.7.2*. Um exemplo disso está nos resultados apresentados por Zegatti e Doca (2016b), utilizando as mesmas configurações de contato e realizando o mesmo estudo de volume de desgaste por meio desses dois modelos, maiores volumes de desgaste foram obtidos para

o modelo da Energia Dissipada, ao contrário do que se encontrou nessa análise. Isso ocorreu, pois no caso do trabalho desenvolvido por Zegatti e Doca (2016b), um coeficiente de atrito maior foi utilizado, fazendo com que a força de atrito observada fosse maior, elevando, conseqüentemente, o volume de desgaste estimado pelo modelo da Energia Dissipada. Dessa forma, reforça-se novamente por meio desse exemplo, que o que diferencia basicamente os dois modelos é a consideração do coeficiente de atrito pelo método da Energia Dissipada.

Concluí-se então, que para esta análise global de desgaste realizada, os conectores Kenter estão mais suscetíveis a ação do desgaste no longo prazo, uma vez que valores maiores de desgaste foram encontrados para a configuração CC. Contudo, maiores pressões de contato, tensões equivalentes de von Mises e deformações plásticas equivalentes foram observadas para o caso CP nas Fases I e II dessa análise. Dessa forma, vê-se a importância de realizar uma análise onde o volume de desgaste estimado e as tensões, deformações e pressões sejam analisadas em conjunto.

Nas próximas seções apresentam-se resultados da análise de desgaste local, onde o volume de desgaste é estimado levando em consideração as tensões e pressões no contato, após cada incremento de tempo gerado.

6.3 ANÁLISE III – VERIFICAÇÃO DA SUBROTINA UMESHMOTION

Assim como neste trabalho, o autor Ding et al. (2008) também utiliza a subrotina UMESHMOTION para estimar o desgaste local nos nós dos elementos finitos. Dessa forma, esta terceira análise reproduz a modelagem apresentada por Ding et al. (2008) com o intuito de comparar os resultados obtidos com os apresentados em Ding et al. (2008), e assim, verificar a implementação da subrotina UMESHMOTION. Seguindo esse objetivo, realiza-se uma modelagem utilizando as mesmas dimensões das geometrias, propriedades materiais e de contato, condições de contorno e discretização da malha das utilizadas em Ding et al. (2008). A subrotina implementada neste trabalho foi baseada na subrotina apresentada por Madge (2009).

No trabalho apresentado por Ding et al. (2008), apenas a configuração CP é simulada. Aplica-se um carregamento normal seguido de um deslocamento tangencial. Como modelo de desgaste utiliza-se a equação modificada de Archard, apresentada por McColl et al. (2004). Por se tratar de uma comparação baseada em outro trabalho, as dimensões e propriedades do material utilizadas são diferentes das apresentadas na Fig. 29 e Tab. 1. O raio do cilindro e a altura do plano possuem 6 mm, já o comprimento do plano possui 12 mm. Assim como na simulação apresentada na *Seção 6.1*, o problema é estudado apenas dentro do regime elástico. As propriedades materiais utilizadas para ambos os corpos como o módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, coeficiente de atrito e o coeficiente de desgaste de Archard, são apresentadas na Tab. 13. Já as propriedades de contato são as mesmas que foram apresentadas na Tab. 2.

Tabela 13 - Propriedades materiais utilizadas na modelagem da validação do desgaste local (Ding et al.,2008)

Modulo de elasticidade	E [GPa]	200
Coefficiente de Poisson	ν	0.3
Coefficiente de atrito	μ	0.6
Coefficiente de desgaste de Archard	k [MPa ⁻¹]	5.0×10^{-8}

O histórico de carregamento e de deslocamento imposto ao cilindro superior difere dos utilizados nas duas primeiras modelagens. Realiza-se primeiramente a aplicação de uma carga normal de -120 N/mm seguida de ciclos de deslocamento de amplitudes de $2,5 \mu\text{m}$ e $10 \mu\text{m}$. Computa-se o desgaste ao longo de 10.000 ciclos de deslocamento. Como de costume em simulações que envolvem o desgaste, um acelerador de ciclos, ΔN , é utilizado. Na simulação de amplitude de $2,5 \mu\text{m}$ utiliza-se um acelerador de 100 ciclos por ciclo simulado, sendo necessário realizar apenas 100 ciclos na modelagem numérica. Já para a amplitude de $10 \mu\text{m}$ utiliza-se um acelerador de 200 ciclos por ciclo simulado. A utilização desse acelerador de ciclos é explicada com mais clareza na *Subseção 5.2.2*. O histórico das forças e deslocamentos impostos para ambos os casos pode ser visualizado na Fig. 61. Ilustram-se os dois históricos de deslocamento, onde a linha simples descreve o comportamento do deslocamento de amplitude de $10 \mu\text{m}$ e a linha dupla o de amplitude de $2,5 \mu\text{m}$. As linhas pontilhadas ilustram a continuidade dos ciclos de deslocamento ao longo da simulação, de tal forma que todo o histórico de carregamento e deslocamento possa ser representado em uma só imagem. A variável n representa o número total de ciclos simulados, sendo 100 para o regime de deslizamento parcial e 50 para o regime de deslizamento total.

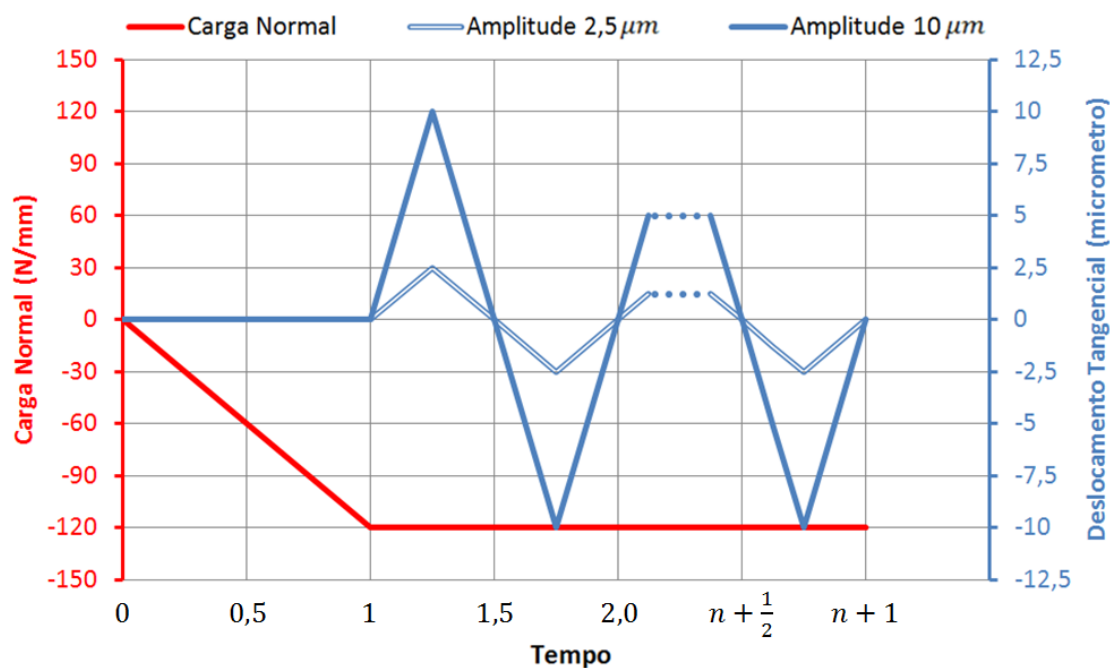


Figura 61 - Histórico de carregamento e deslocamentos da modelagem utilizada na comparação

Como condições de contorno, impõem-se ambas as restrições de deslocamento vertical e horizontal na aresta inferior do plano. Além disso, restringe-se a rotação da aresta superior do cilindro em z durante toda a simulação, para evitar que o mesmo rotacione com a aplicação da carga normal e do deslocamento. Nessa mesma aresta aplica-se a carga normal e impõem-se as amplitudes de deslocamento aplicadas ao cilindro. A Fig. 62 ilustra as forças e condições de contorno impostas aos corpos.

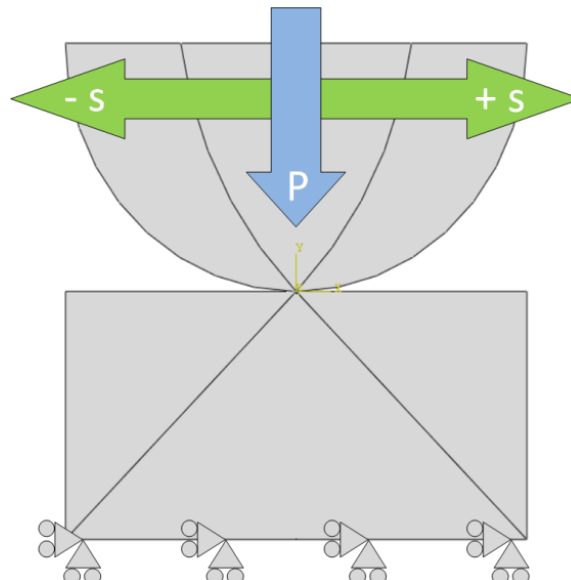


Figura 62 - Forças e condições de contorno aplicadas na configuração CP

Em simulações que envolvem a implementação do desgaste por meio da subrotina UMESHMOTION, a maior dificuldade está em fazer com que a convergência seja obtida ao longo de todos os incrementos de tempo. Para obter uma melhor convergência, uma malha totalmente estruturada com elementos quadrilaterais lineares, com integração plena e em estado plano de deformação são utilizados em todo o modelo. Como não há plasticidade e grandes deformações no modelo, não há problema de se utilizar os elementos com integração plena. Além disso, a ferramenta de malha adaptativa ALE não permite utilizar elementos quadrilaterais com integração reduzida em simulações bidimensionais. Realiza-se um refinamento maior na região da zona de contato, com elementos de $10\ \mu\text{m}$ de aresta. Para que o modelo não fique muito pesado e rode em um período de tempo razoável, utiliza-se a ferramenta *Tie*, disponível no programa Abaqus. A função dessa ferramenta é unir dois corpos, simulando-os como se fossem um só. Com isso, é possível malhar cada corpo separadamente sem ter uma restrição de número de nós na transição da malha fina para a malha grosseira. Modelam-se então as zonas de contato como corpos separados da região externa e por meio da ferramenta *Tie* realiza-se a união dos corpos. Assim, reduz-se bastante o número de elementos fora da zona de contato, como ilustra a Fig. 63.

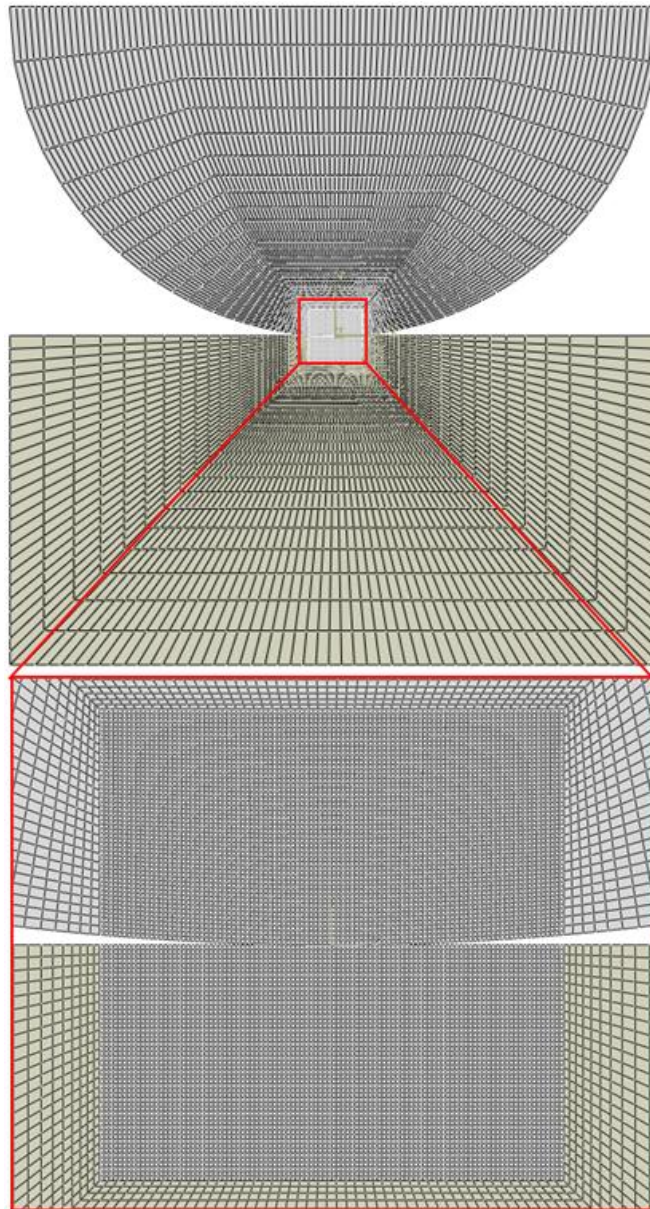


Figura 63 - Discretização da malha utilizada na modelagem da validação do desgaste local

Informações sobre os elementos utilizados são sumarizadas na Tab. 14.

Tabela 14 – Informações dos elementos utilizados na modelagem comparativa (Ding et al., 2008)

Zona de Contato	Dentro	Fora
Tamanho	10 μm	Variado
Quantidade (Total Parcial)	17.424 1.444	4.576 1.824
Forma do elemento	Quadrilateral	
Interpolação	Linear	
Integração	Plena	
Estado	Plano de deformação	
Malha	Estruturada	
Nomenclatura (Abaqus)	CPE4	

Partindo para a análise dos resultados, apresentam-se os resultados das coordenadas da superfície desgastada nos regimes de deslizamento parcial ($2,5 \mu\text{m}$) e total ($10 \mu\text{m}$). Nas Figs. 64 e 65 apresentam-se os resultados do regime de deslizamento parcial obtidos na modelagem numérica realizada nesta seção e no trabalho apresentado por Ding et al. (2008), respectivamente.

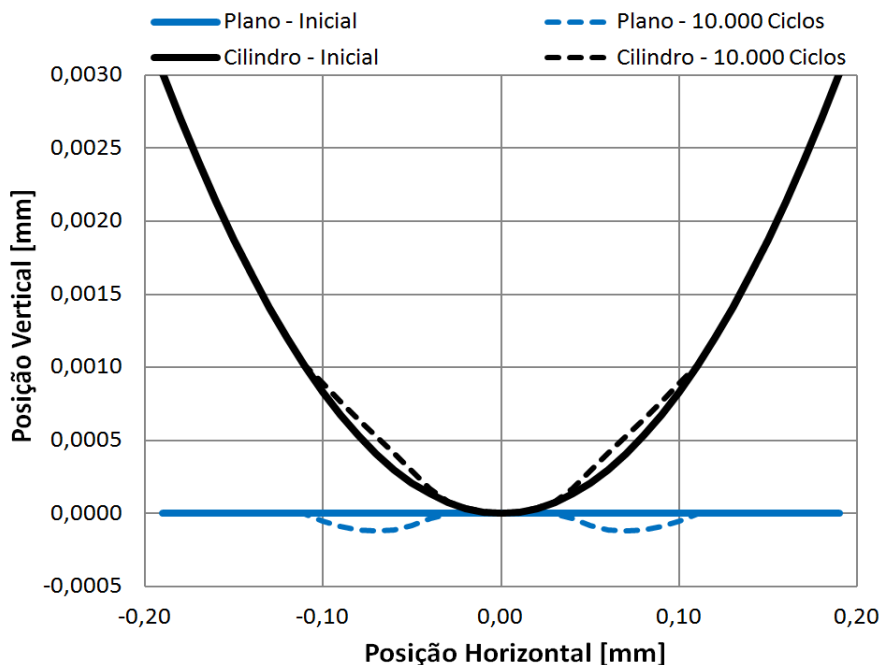


Figura 64 - Material removido pelo desgaste no regime de deslizamento parcial

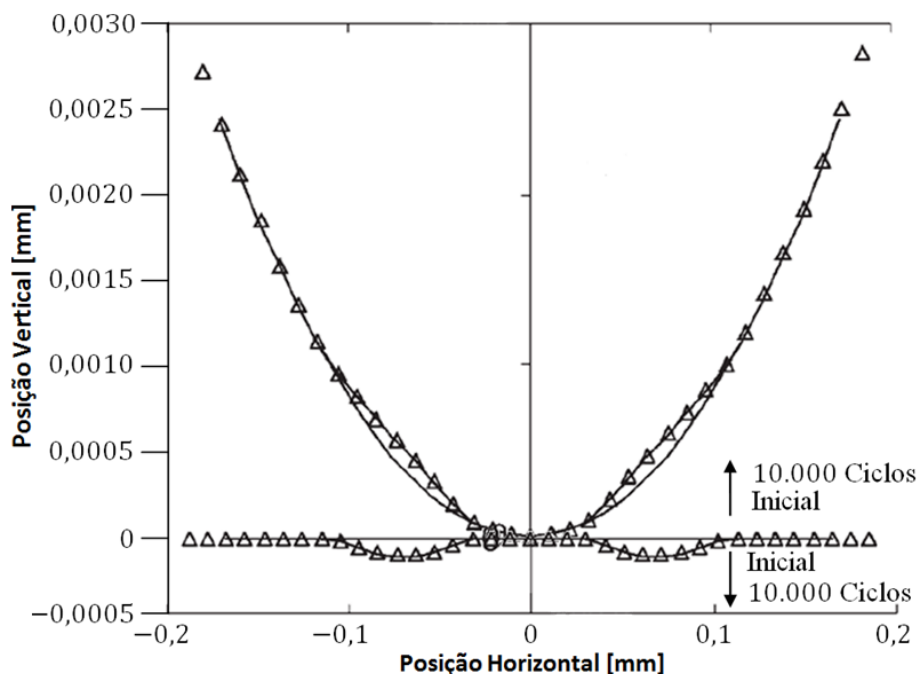


Figura 65 - Material removido pelo desgaste no regime de deslizamento parcial (Adaptado de Ding et al., 2008)

Observa-se que as posições das superfícies desgastadas na modelagem numérica deste trabalho apresentaram valores semelhantes aos encontrados por Ding et al. (2008). Em ambos os resultados observou-se uma adesão dos nós centrais, caracterizando o regime de deslizamento parcial. Nos nós

adjacentes, onde foi notado deslizamento parcial, observou-se o desgaste da superfície. Nas Figs. 66 e 67 apresentam-se os resultados do deslizamento total obtidos da modelagem numérica realizada nesta seção e do trabalho apresentado por Ding et al. (2008), respectivamente.

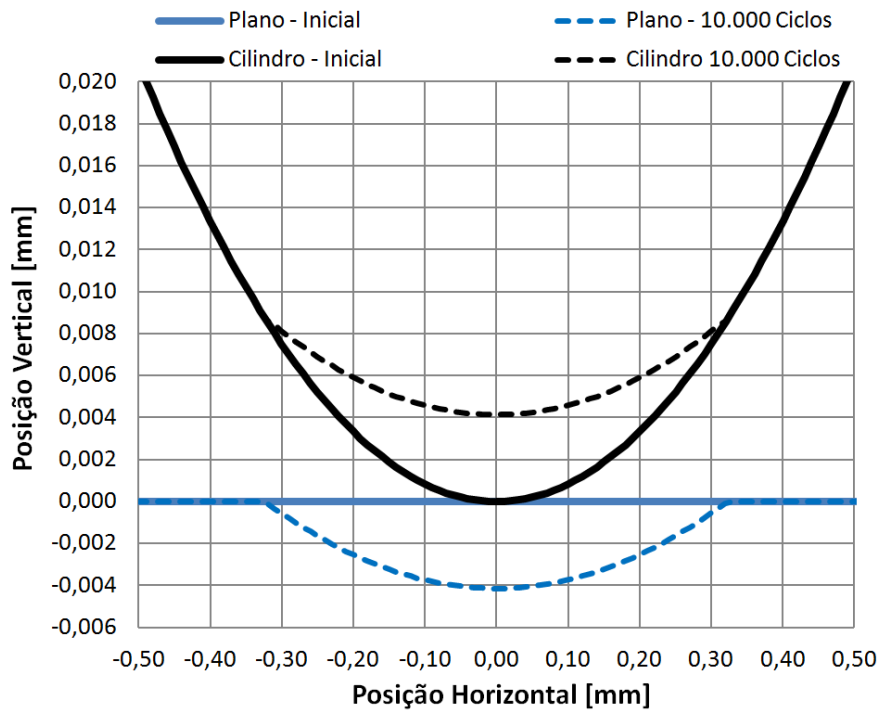


Figura 66 – Material removido pelo desgaste no regime de deslizamento total

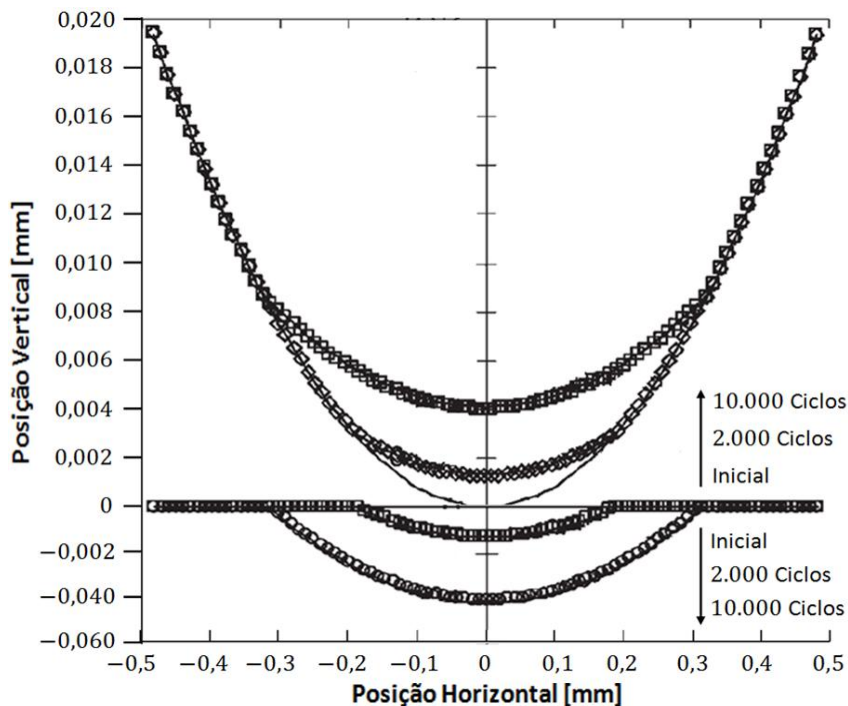


Figura 67 – Material removido pelo desgaste no regime de deslizamento total (Adaptado de Ding et al., 2008)

No regime de deslizamento total, onde todos os nós sofrem um deslizamento relativo, uma remoção mais uniforme é verificada sobre as superfícies dos corpos. Por conta do maior deslocamento

aplicado, nota-se um maior volume de material retirado da superfície pelo desgaste. Novamente os valores obtidos em ambas as simulações apresentaram valores similares.

Por meio dos resultados obtidos, percebe-se que a implementação do desgaste local realizada nesta seção foi efetuada com sucesso e está em conformidade com os resultados apresentados em Ding et al. (2008). Com a verificação realizada, parte-se para a análise do desgaste local nas superfícies dos elos e conectores, que será realizada na seção seguinte.

6.4 ANÁLISE IV – AVALIAÇÃO DO DESGASTE LOCAL

Nesta seção apresentam-se os resultados da modelagem utilizada para computar o desgaste local nos regimes de deslizamento parcial e total. Ambas as configurações CP e CC são analisadas. Essa modelagem bidimensional tem como principal objetivo reproduzir o desgaste observado em elos e conectores de plataformas petrolíferas por meio de uma abordagem mais realista. Para isso, utiliza-se o programa de elementos finitos Abaqus, em conjunto com a subrotina UMESHMOTION, programada em código Fortran. O desgaste é computado localmente apenas nos nós que estão em contato ($CPRESS > 0$) e que sofrem algum deslizamento relativo ($CSLIP > 0$). O modelo de desgaste utilizado na subrotina para computar o desgaste local é o modelo de Archard modificado, apresentado por McColl et al. (2004) e descrito na *Seção 3.7.1*.

Assim como na comparação realizada na seção anterior, essa modelagem também é realizada apenas dentro do regime linear elástico. Não se modela esse problema em um regime elasto-plástico, pois os elementos disponíveis para a utilização em conjunto com a ferramenta da malha adaptativa ALE não apresentam resultados confiáveis quando utilizados em simulações onde se tenha plasticidade envolvida, podendo esses sofrer travamento volumétrico (*Volume Locking*). Dessa forma, a tensão de escoamento e a curva de endurecimento apresentadas na Tab. 1, não são utilizadas nessa simulação. Fora essa peculiaridade, todas as outras propriedades são levadas em conta, como módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, coeficiente de atrito e coeficiente de desgaste de Archard. As propriedades de contato definidas na Tab. 2 são utilizadas em sua integridade.

Da mesma forma que nas modelagens realizadas anteriormente, nesta simulação também se aplica inicialmente uma carga normal sobre aresta superior do corpo superior, correspondendo à tração aplicada às linhas de ancoragem. Essa carga é mantida constante ao longo dos ciclos de deslocamento. Para o caso CP, aplica-se uma amplitude de deslocamento tangencial, que simula o deslocamento lateral do elo sobre o pino da manilha. Para o caso CC, aplica-se uma amplitude de deslocamento angular, que equivale à mesma amplitude de deslocamento tangencial aplicada ao caso CP, assim como foi feito na modelagem da *Seção 6.2*. Diferentes carregamentos normais e amplitudes de deslocamento são impostos às duas configurações, como é mostrado na Tab. 15. A simulação em diferentes amplitudes tem o objetivo de analisar o desgaste em diferentes regimes de deslizamentos, total e parcial. As diferentes cargas são utilizadas com o intuito de verificar como o desgaste evolui

com o aumento da carga normal. Em cada simulação aplicam-se 5.000 ciclos de deslocamento com um fator de aceleração, ΔN , de 100 ciclos a cada ciclo simulado. Dessa forma, o número de ciclos a serem simulados cai para 50. A Figura 68 apresenta os históricos de carregamentos normais e deslocamentos aplicados apresentados na Tab. 15, onde n é o número total de ciclos simulados. Para facilitar a ilustração do gráfico, exibi-se somente o deslocamento em micrometros, uma vez que o deslocamento angular empregado no caso CC corresponde a esse mesmo valor.

Tabela 15 - Amplitudes de deslocamento e forças empregadas na modelagem da 4ª análise

Carregamento Normal (kN/mm)	Deslocamento CP (μm) CC($^{\circ}$)
-6	600 0,38
-9	600 0,38
-12	60 0,038
	600 0,38

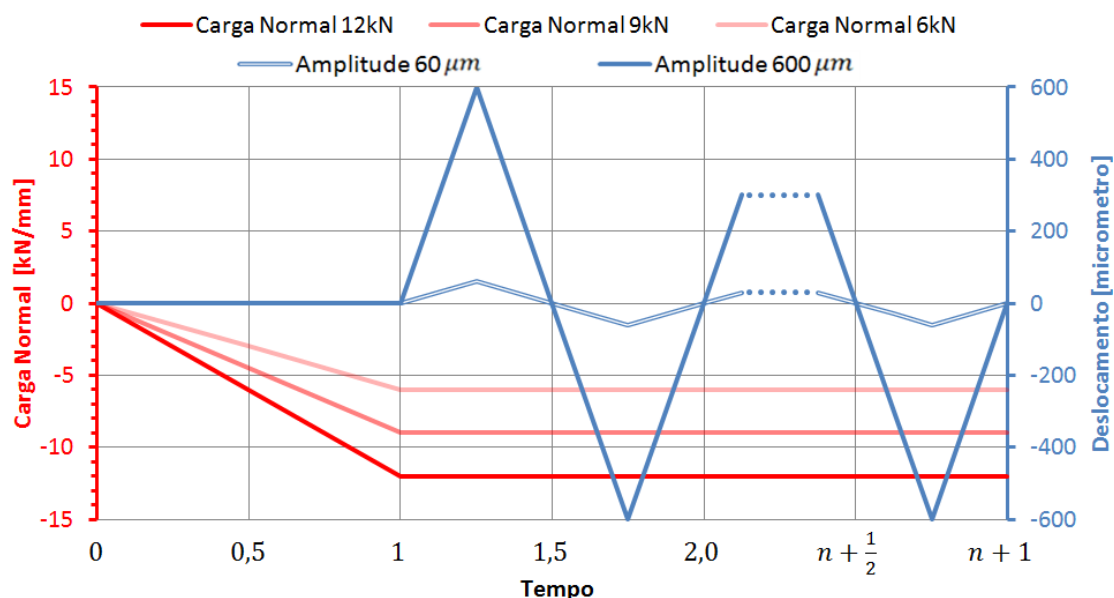


Figura 68 - Históricos de carregamentos e deslocamentos empregados na 4ª análise

As condições de contorno aplicadas aos corpos são as mesmas da modelagem elasto-plástica com desgaste global, e podem ser visualizadas na Fig. 45 da Seção 6.2. Os corpos inferiores de ambas as configurações recebem uma restrição de deslocamento vertical em sua aresta inferior e de deslocamento horizontal nas arestas laterais. Na configuração CP, a aresta superior do cilindro é impedida de rotacionar em z , já na configuração CC, restringe-se apenas o deslocamento horizontal do ponto central da aresta superior do cilindro superior.

A discretização da malha é feita da mesma maneira como foi realizado na modelagem da Seção 6.3, utilizando-se a ferramenta *Tie*. Cria-se uma malha totalmente estruturada, com elementos quadrilaterais lineares de integração plena, configurados para o estado plano de deformação. Cria-se uma malha mais refinada na região da zona de contato. As Tabelas 16 e 17 resumizam as

características gerais dos elementos utilizados. A malha gerada para um dos casos da configuração CP é apresentada na Fig. 69.

Tabela 16 – Informações dos elementos utilizados na modelagem da 4ª análise

Forma do elemento	Quadrilateral
Interpolação	Linear
Integração	Plena
Estado	Plano de deformação
Malha	Estruturada
Nomenclatura (Abaqus)	CPE4

Tabela 17 – Quantidades dos elementos utilizados em cada caso da 4ª análise

Força	-6 kN/mm		-9 kN/mm		-12 kN/mm			
Deslocamento (CP CC)	$600 \mu\text{m} 0,38^\circ$		$600 \mu\text{m} 0,38^\circ$		$600 \mu\text{m} 0,38^\circ$		$60 \mu\text{m} 0,038^\circ$	
Zona de Contato	Dentro	Fora	Dentro	Fora	Dentro	Fora	Dentro	Fora
Tamanho	$600 \mu\text{m}$	Variado	$600 \mu\text{m}$	Variado	$600 \mu\text{m}$	Variado	$400 \mu\text{m}$	Variado
Quantidade (CP)	2.304	512	3.844	1.200	5.476	1.728	1.936	784
Quantidade (CC)	6.084	728	8.836	1.220	8.464	720	3.844	800

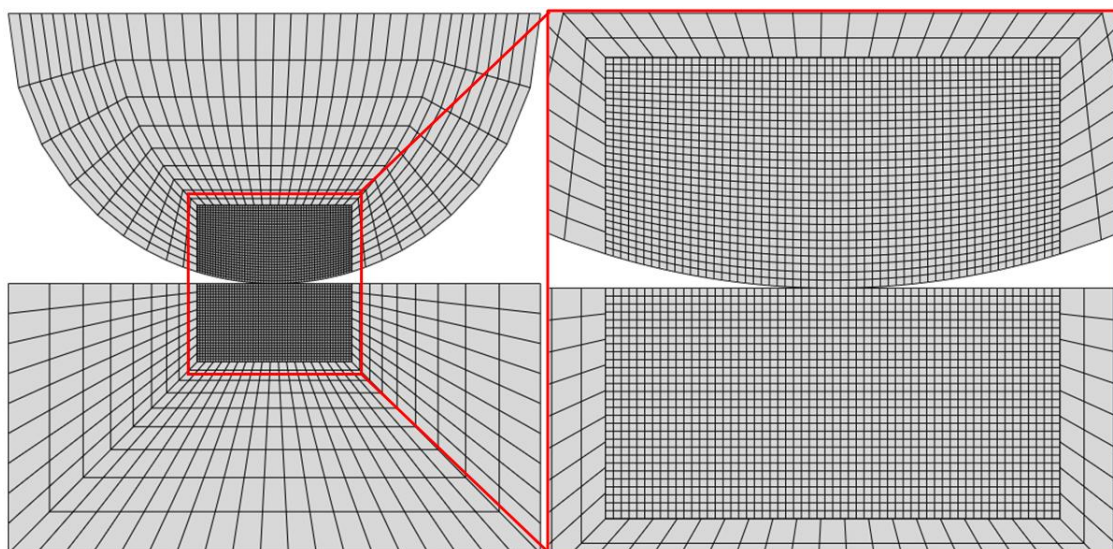


Figura 69 – Ilustração da discretização da malha utilizada na 4ª análise (CP)

A seguir são apresentados os resultados de cada caso descrito na Tab. 15. A apresentação dos resultados é ordenada de forma que primeiro são exibidos os resultados para as configurações CP e CP em regime de deslizamento total, seguidos dos resultados para o regime de deslizamento parcial. Analisa-se o efeito que o desgaste tem sobre os resultados da distribuição da pressão normal de contato ao longo do comprimento do semi-arco de contato, da distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises e da distribuição do nós das superfícies após a aplicação dos ciclos.

6.4.1 Regime de deslizamento total

O primeiro caso da configuração CP a ser analisado é para um carregamento de -6 kN/mm , aplicado em conjunto com um deslocamento de $600 \mu\text{m}$. A evolução da distribuição da pressão normal de contato à medida que as superfícies são desgastadas é exibida na Fig. 70.

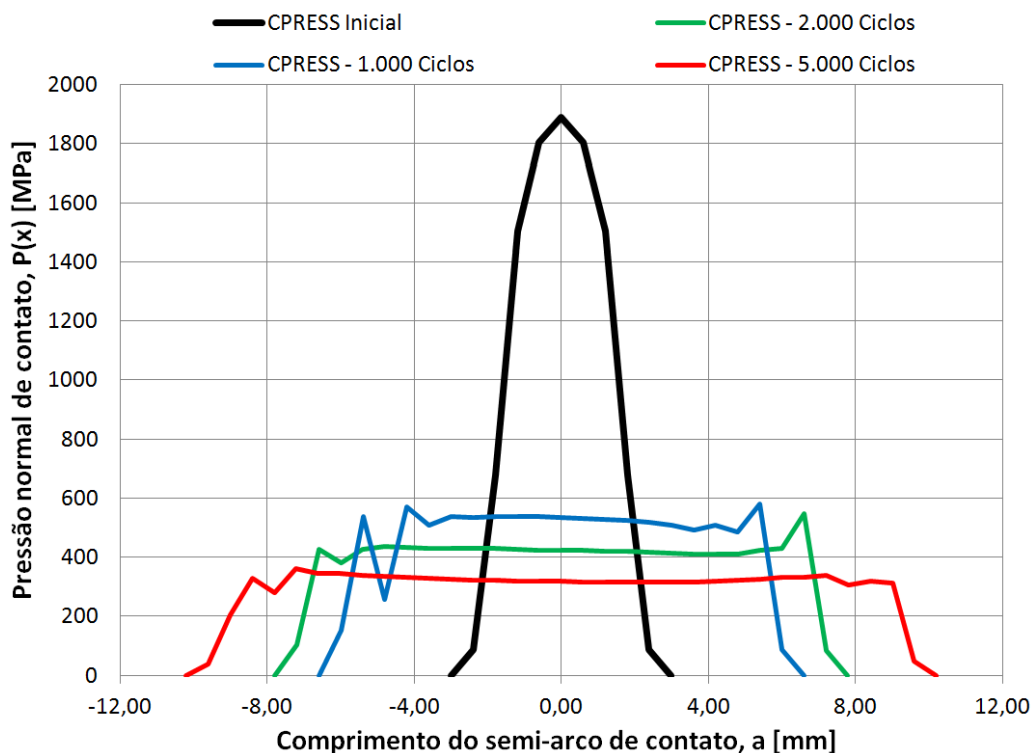


Figura 70 - Distribuição das pressões normais de contato para um deslocamento tangencial de $600 \mu\text{m}$ e uma carga normal de -6 kN/mm

A distribuição da pressão normal de contato, denominada CPRESS pelo programa de análise de elementos finitos, Abaqus, é capturada em diferentes momentos da simulação. Para acompanhar o efeito que a evolução do desgaste causa nessa variável, observam-se as distribuições da pressão normal de contato no momento inicial, depois de 1000, 2000 e 5000 ciclos de deslocamento tangencial. Todas as distribuições são obtidas ao final do ciclo desejado, ou seja, na mesma posição em que o deslocamento é iniciado. Logo após os primeiros 1000 ciclos nota-se uma queda acentuada no valor médio da pressão normal de contato ao longo do comprimento do semi-arco de contato. À medida que mais ciclos são realizados, ainda ocorre uma diminuição na média, mas a uma taxa menor. Como a diferença de pressão entre o nó central e os nós vizinhos é grande inicialmente, a profundidade de material retirado desse nó é maior. Dessa forma, à medida que mais ciclos de deslocamento são realizados, a distribuição da pressão normal de contato tende a se tornar mais uniforme, retirando uma quantidade de material similar em cada nó. O aumento do comprimento do semi-arco de contato ocorre, pois a medida de que os nós em contato vão desgastando, mais nós entram em contato, o que também contribui para a diminuição do valor médio da distribuição da

pressão normal de contato. Nas extremidades do contato notam-se variações na distribuição da pressão, que ocorrem devido ao surgimento de leves quinas geradas pelo desgaste.

Esses efeitos notados na distribuição da pressão normal de contato também refletem na distribuição do campo de tensões equivalentes de von Mises. Inicialmente, por ainda não ter sofrido desgaste e por se tratar de uma análise puramente elástica, a distribuição do campo de tensões apresenta características de um contato Hertziano (Fig. 71), como estudado na *Seção 6.1*.

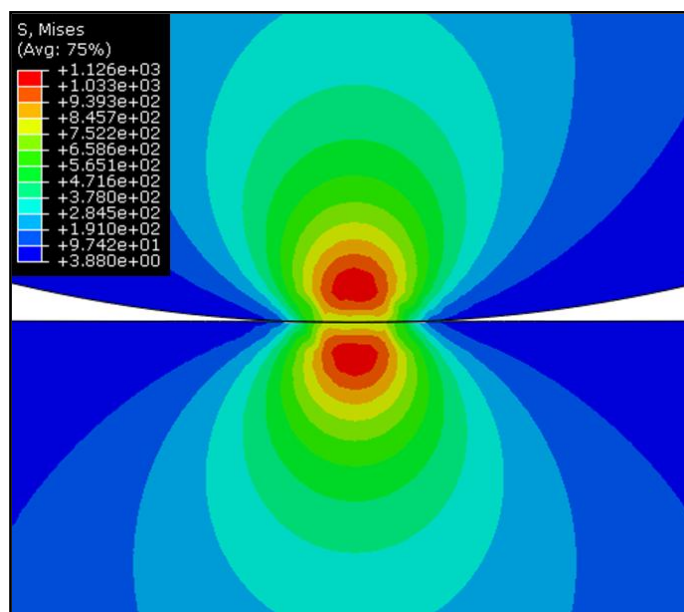


Figura 71 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises inicial para a aplicação de uma carga normal de -6 kN/mm (CP)

Como observado na Fig. 70, à medida que os corpos desgastam o comprimento do semi-arco de contato aumenta. Como temos uma mesma carga sendo aplicada sobre uma área maior, as tensões nos corpos diminuem. Esse efeito pode ser observado após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento, como é exibido na Fig. 72.

Como o corpo superior está deslizando no momento em que é obtida a distribuição de tensões do último ciclo, a tensão máxima é observada na interface das bordas do contato, onde leves quinas estão presentes. Mesmo estando em um deslizamento, onde maiores tensões são observadas, verifica-se que ocorre uma diminuição brusca no valor do campo de tensões equivalentes de von Mises. As tensões máximas vão de 1126 MPa para 375 MPa, refletindo o aumento do comprimento de contato e a distribuição mais uniforme da pressão normal de contato. Dentro de um ciclo sabe-se que os maiores valores da tensão equivalente de von Mises são encontrados quando o corpo está prestes a deslizar, como foi verificado na *Seção 6.2*. Dessa forma, os valores máximos encontrados no primeiro e no último ciclo foram de 1492 MPa e 965 MPa, respectivamente.

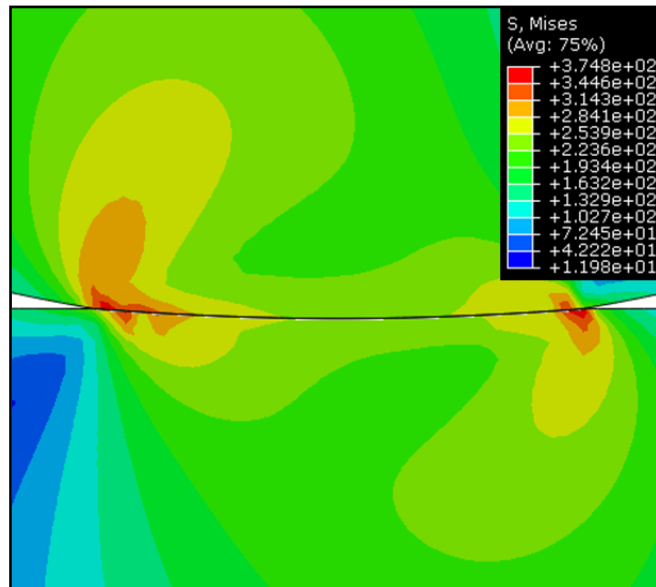


Figura 72 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento de $600 \mu m$ e de uma carga normal de $-6 kN/mm$

O posicionamento das superfícies iniciais e após 5000 ciclos de desgaste é apresentado na Fig. 73. Por meio da imagem apresentada é possível perceber o deslocamento imposto aos nós superficiais na direção normal às superfícies em contato, simulando a retirada de material pelo desgaste. Como a distribuição da pressão normal de contato é comum a ambos os corpos, a movimentação normal dos nós é dada de maneira semelhante, exibindo um mesmo formato ao final da simulação. Embora a movimentação dos nós seja dada de uma forma semelhante, uma maior quantidade de material é retirada do plano devido a sua geometria. Por apresentar esse mesmo formato, à medida que os corpos sofrem desgaste, as superfícies em contato passam a apresentar uma região de contato cada vez mais conforme, o que promove uma distribuição da pressão normal de contato mais uniforme e constante ao longo do comprimento do arco de contato, como foi verificado na apresentação dos resultados da Fig. 70.

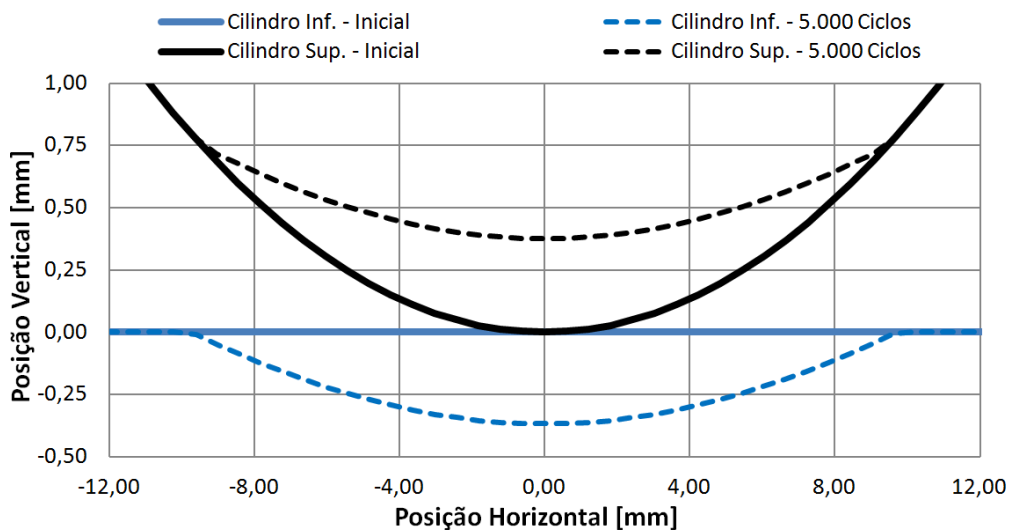


Figura 73 – Material removido após 5000 ciclos de deslocamento de $600 \mu m$ com carga normal de $-6 kN/mm$

O mesmo comportamento observado neste caso também é observado na aplicação das cargas de -9 kN/mm e -12 kN/mm . A única diferença está na magnitude dos resultados, onde, quanto maior o valor da carga normal aplicada, maiores são os valores dos resultados encontrados. A mesma gama de resultados apresentada acima, é apresentada também para configuração CP sobre a ação da força de -9 kN/mm , como é mostrado da Fig. 74 à Fig. 77.

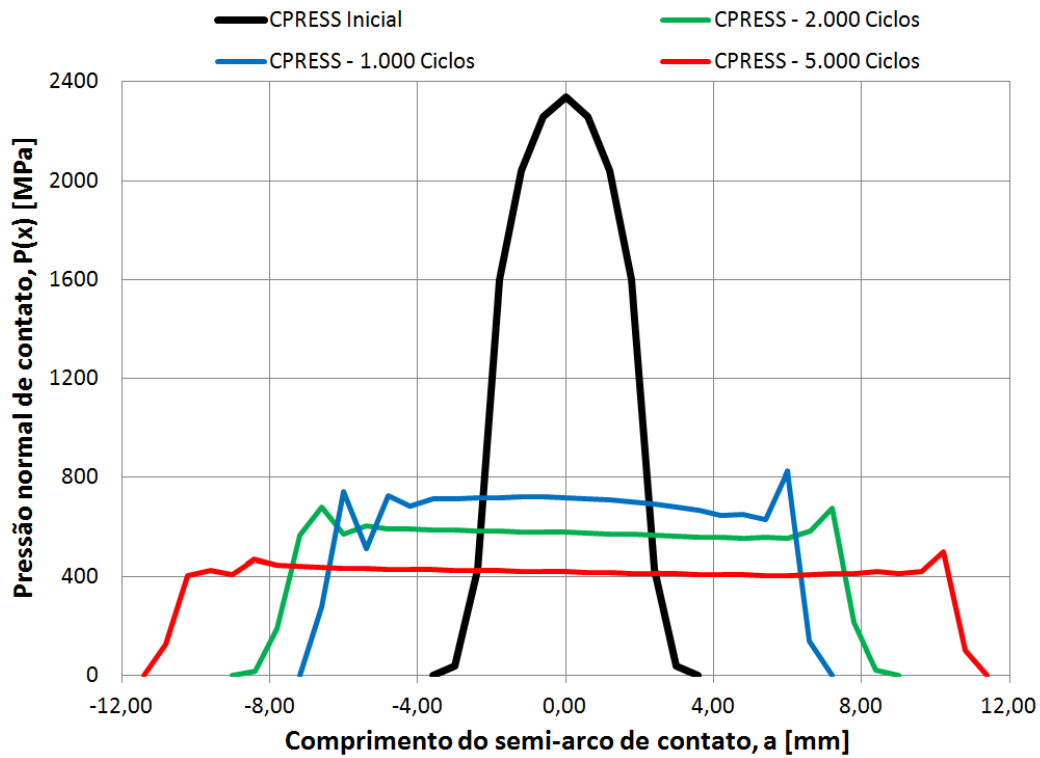


Figura 74 - Distribuição das pressões normais de contato para um deslocamento tangencial de $600\ \mu\text{m}$ e uma carga normal de -9 kN/mm

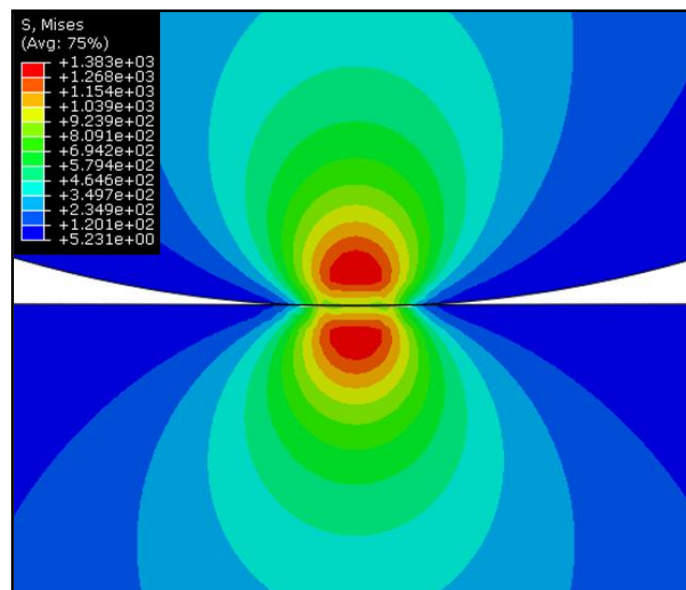


Figura 75 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises inicial para a aplicação de uma carga normal de -9 kN/mm (CP)

Os valores da máxima tensão equivalente de von Mises no primeiro e último ciclo foram de 1889 MPa e de 1087 MPa, respectivamente.

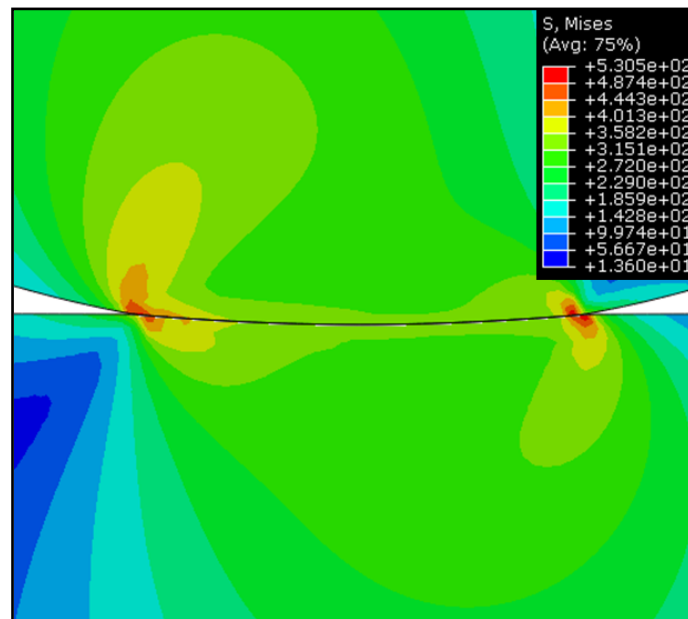


Figura 76 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento de $600 \mu\text{m}$ e de uma carga normal de -9 kN/mm

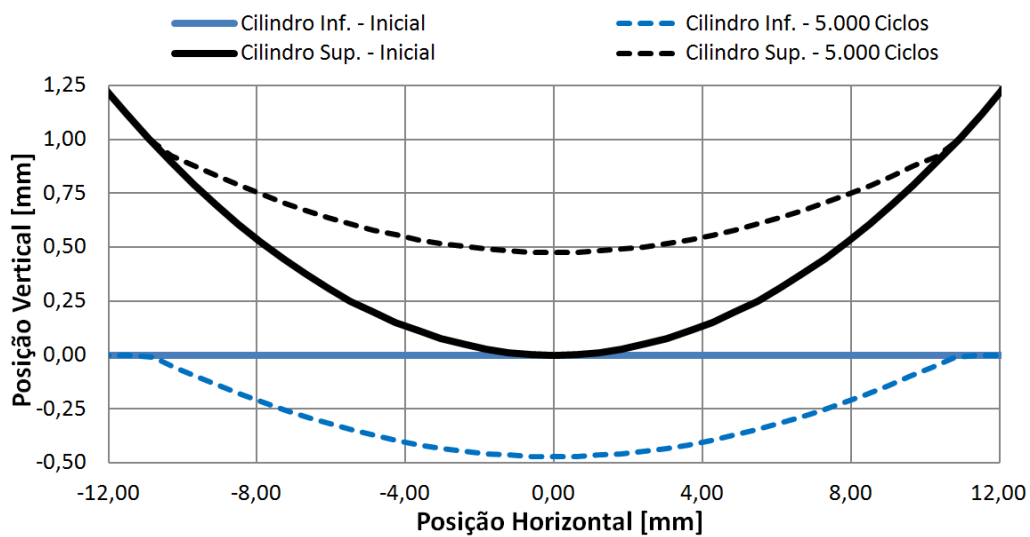


Figura 77 – Material removido após 5000 ciclos de deslocamento de $600 \mu\text{m}$ com carga normal de -9 kN/mm

Como comentado, os valores sofrem apenas um aumento em sua magnitude, mas continuam com o mesmo comportamento observado no caso anterior. Como consequência, uma maior região desgastada é observada ao final de 5000 ciclos, como mostra a Fig. 77. Essa maior região pode ser verificada pelo aumento no comprimento e na profundidade do local desgastado de ambos os corpos.

A seguir (Fig. 78 à Fig. 81) apresentam-se os resultados para o caso da aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm juntamente com um deslocamento tangencial de $600 \mu\text{m}$.

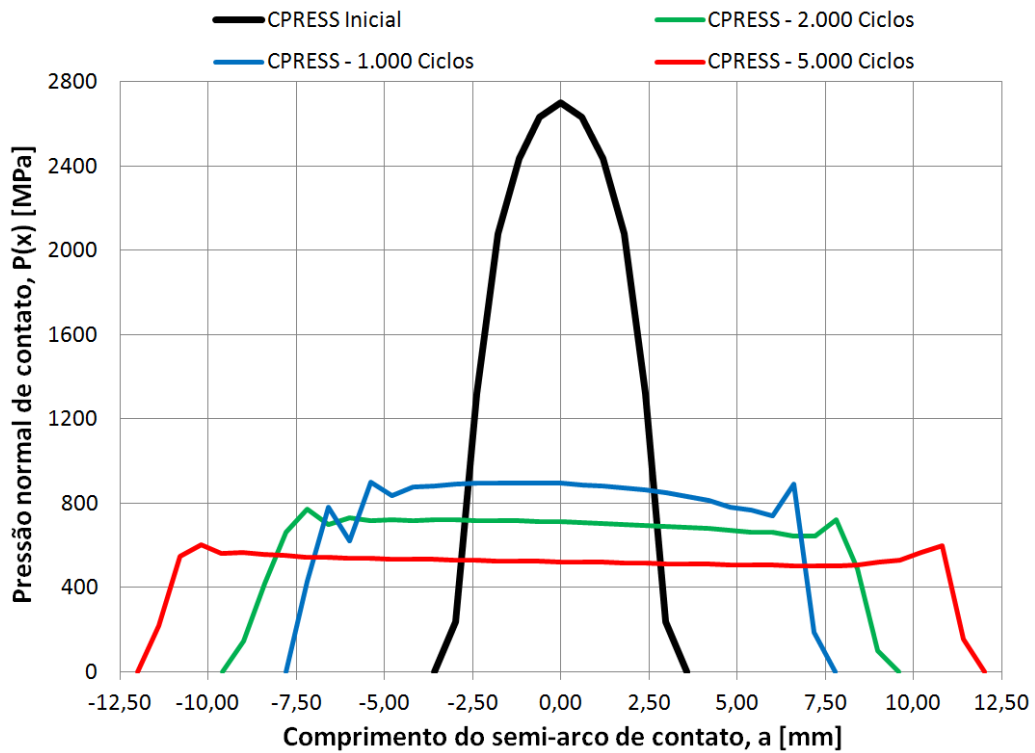


Figura 78 - Distribuição das pressões normais de contato para um deslocamento tangencial de $600 \mu\text{m}$ e uma carga normal de -12 kN/mm

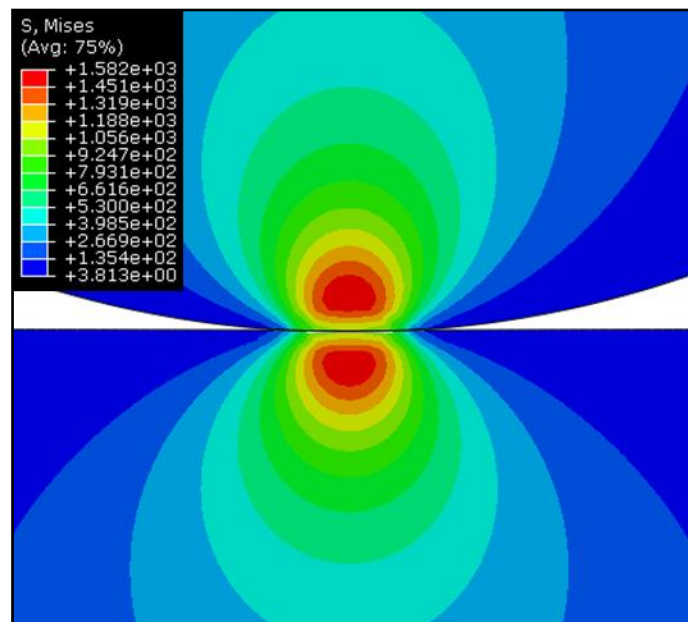


Figura 79 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises inicial para a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm (CP)

A máxima tensão equivalente no primeiro e último ciclo foram de 2085 MPa e 2043 MPa, respectivamente.

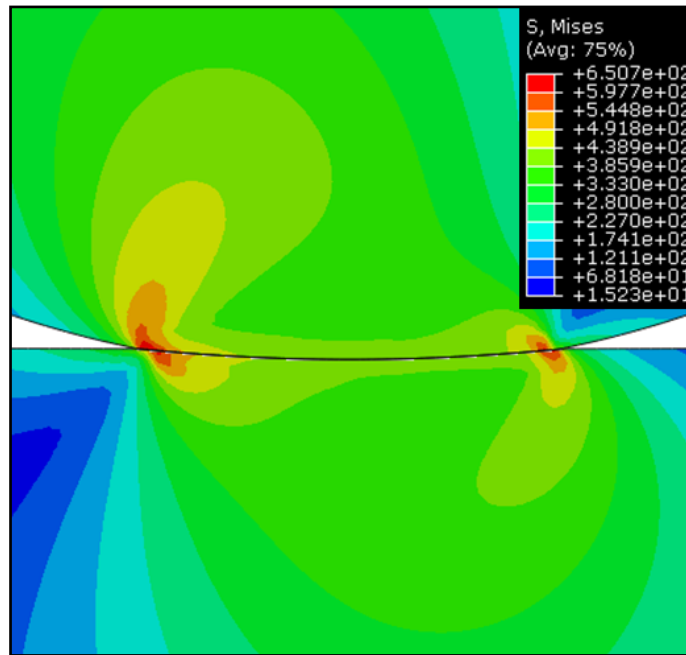


Figura 80 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento de $600 \mu\text{m}$ e de uma carga normal de -12 kN/mm

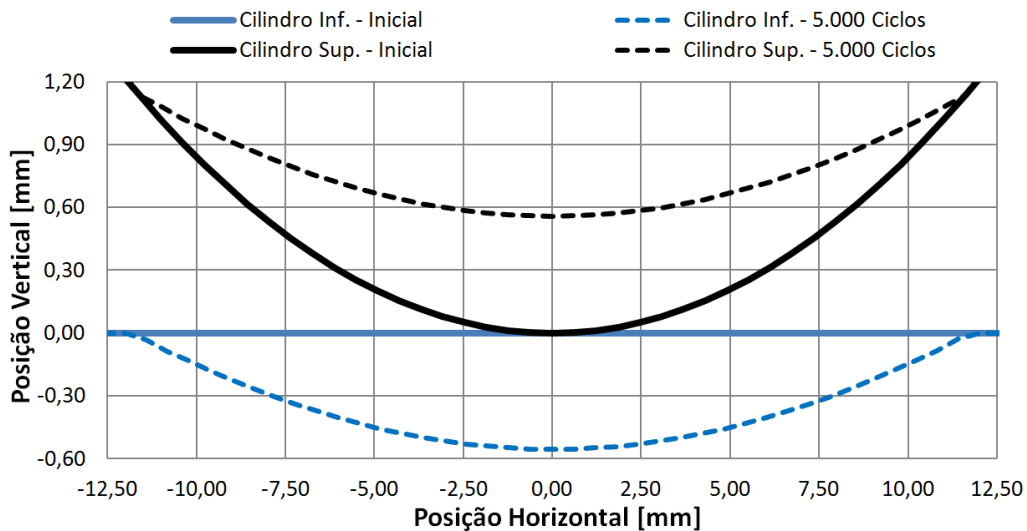


Figura 81 – Material removido após 5000 ciclos de deslocamento de $600 \mu\text{m}$ com carga normal de -12 kN/mm

Mais uma vez o mesmo comportamento foi observado. Observa-se que para maiores cargas, maiores valores da distribuição da pressão normal de contato e do campo de tensões equivalentes de von Mises são obtidos, gerando um maior volume de desgaste ao final de 5000 ciclos.

Tendo concluído a análise para a configuração CP, parte-se para a análise da configuração CC. A seguir apresentam-se os resultados obtidos para a configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -6 kN/mm em conjunto com um deslocamento angular de $0,38^\circ$, que equivalem aos $600 \mu\text{m}$ de deslocamento tangencial aplicados à configuração CP. A distribuição da pressão normal de contato ao longo dos ciclos é apresentada na Fig. 82.

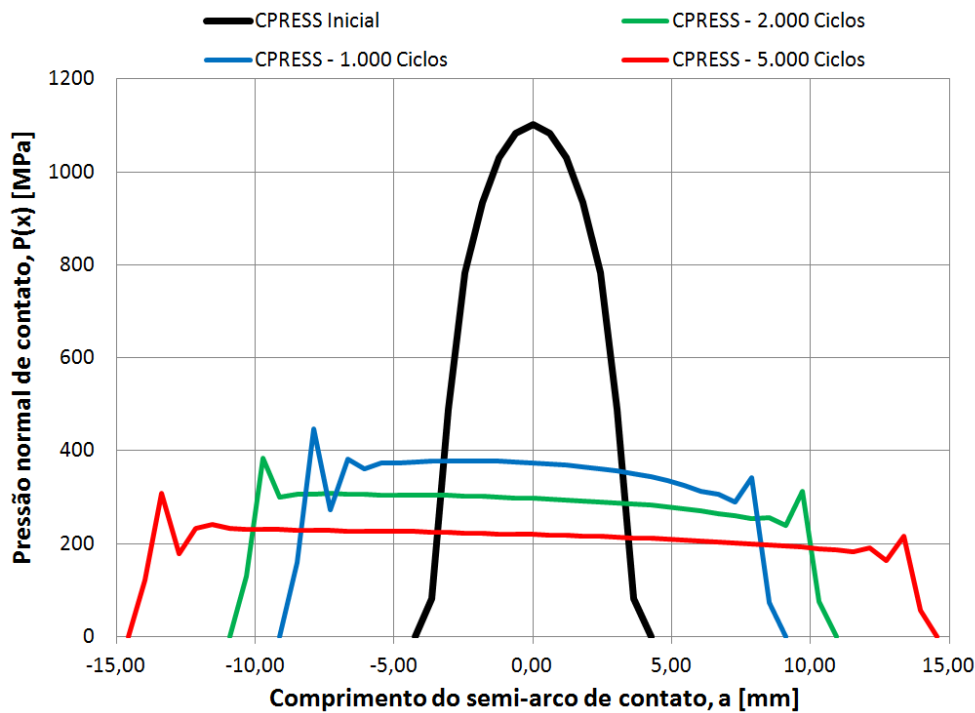


Figura 82 - Distribuição das pressões normais de contato para um deslocamento angular de $0,38^\circ$ e uma carga normal de -6 kN/mm

Assim como na configuração CP, o mesmo comportamento continua sendo observado na configuração CC para o regime de deslizamento total. Ao longo dos ciclos, a média da pressão normal de contato diminui e torna-se mais uniforme ao longo da interface de contato. O comprimento do semi-arco de contato também aumenta à medida que mais material é retirado da superfície.

Nas Figuras 83 e 84 exibe-se a distribuição dos campos de tensão equivalente de von Mises antes do início dos ciclos de deslocamento e ao final da simulação, respectivamente.

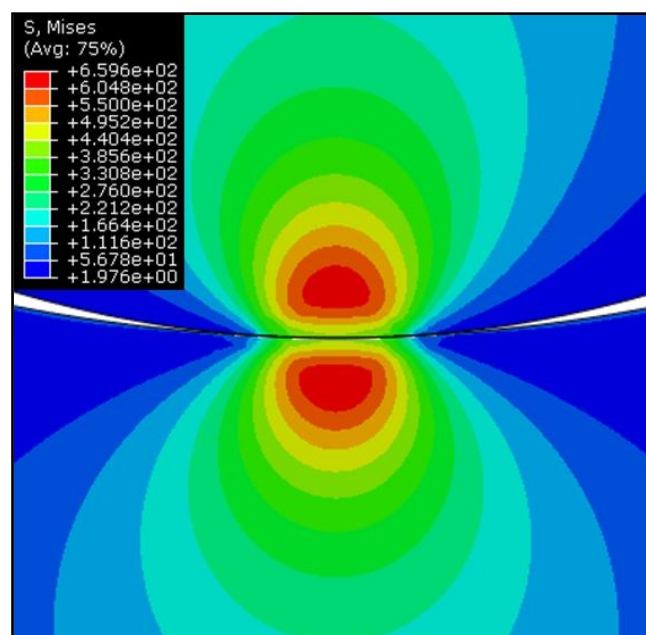


Figura 83 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises inicial para a aplicação de uma carga normal de -6 kN/mm (CC)

Novamente a maior tensão é observada no início da simulação. Com a superfície desgastada, um maior comprimento de contato é observado, como é possível perceber ao se comparar as Figs. 83 e 84. Esse maior comprimento distribui a carga normal ao longo de uma região maior, gerando tensões menores. No último ciclo as tensões máximas são verificadas nas leves quinas produzidas pelo desgaste das superfícies. As máximas tensões ao longo do primeiro e último ciclo foram de 865 MPa e 578 MPa.

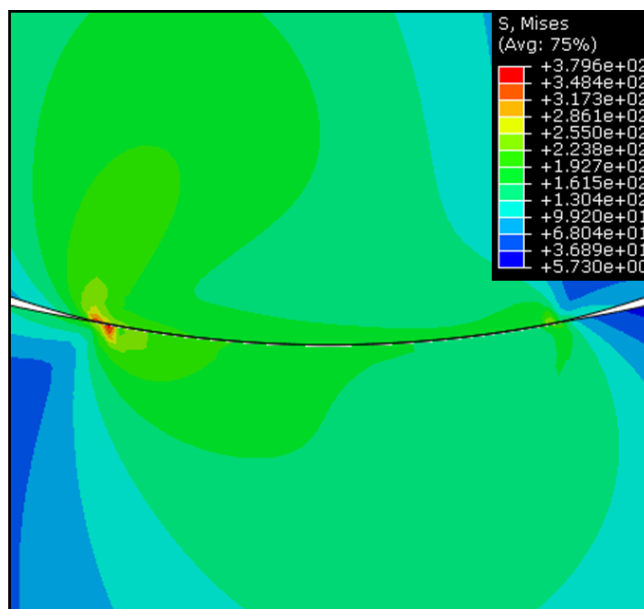


Figura 84 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento angular de $0,38^\circ$ e de uma carga normal de -6 kN/mm

As superfícies desgastadas são apresentadas pela Fig. 85.

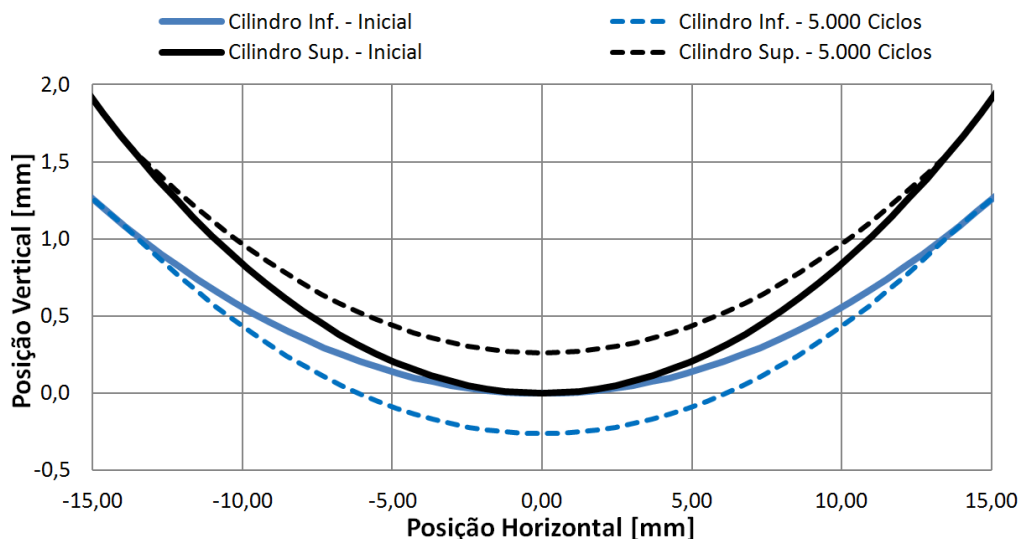


Figura 85 – Material removido após 5000 ciclos de deslocamento angular de $0,38^\circ$ com carga normal de -6 kN/mm

Comparando com o mesmo caso apresentado para a configuração CP, percebe-se que o comprimento da região desgastada é maior, mas por outro lado a profundidade máxima gerada pelo

desgaste é menor. Isso ocorre, pois como foi evidenciado na *Seção 6.1*, o comprimento de contato para o caso CC é maior e também evolui mais rapidamente devido a sua geometria. Como também foi apresentado na *Seção 6.1*, sabe-se que as pressões normais de contato apresentam maiores valores para a configuração CP. Consequentemente, a profundidade obtida também é maior para esta configuração.

Assim como na análise da configuração CP, nesta análise da configuração CC, o mesmo comportamento dos resultados também é verificado para os casos onde são aplicadas as cargas de -9 kN/mm e -12 kN/mm . Mais uma vez, apenas a magnitude dos valores se altera, aumentando à medida que a carga normal aplicada aumenta. Um aumento no volume de desgaste também pode ser notado com o aumento das cargas normais.

A seguir (Fig. 86 à Fig. 89) são apresentados os resultados da configuração CC sobre a ação de uma carga normal de -9 kN/mm e de um deslocamento angular imposto de $0,38^\circ$.

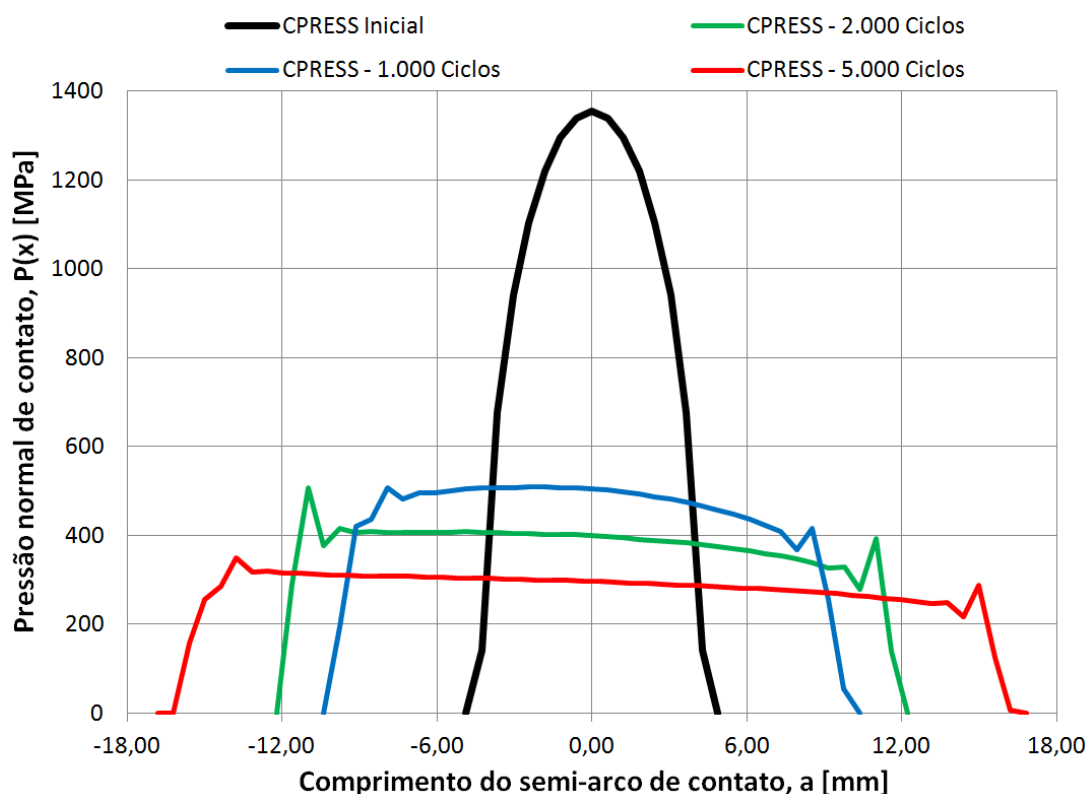


Figura 86 - Distribuição das pressões normais de contato para um deslocamento angular de $0,38^\circ$ e uma carga normal de -9 kN/mm

Na sequência apresentam-se os resultados da distribuição dos campos das tensões equivalentes de von Mises antes de se iniciar os ciclos de deslocamento (Fig. 87) e após a aplicação dos 5000 ciclos (Fig. 88). As máximas tensões de von Mises dentro do ciclo de deslocamento inicial e final foram de 1065 MPa e 806 MPa, respectivamente.

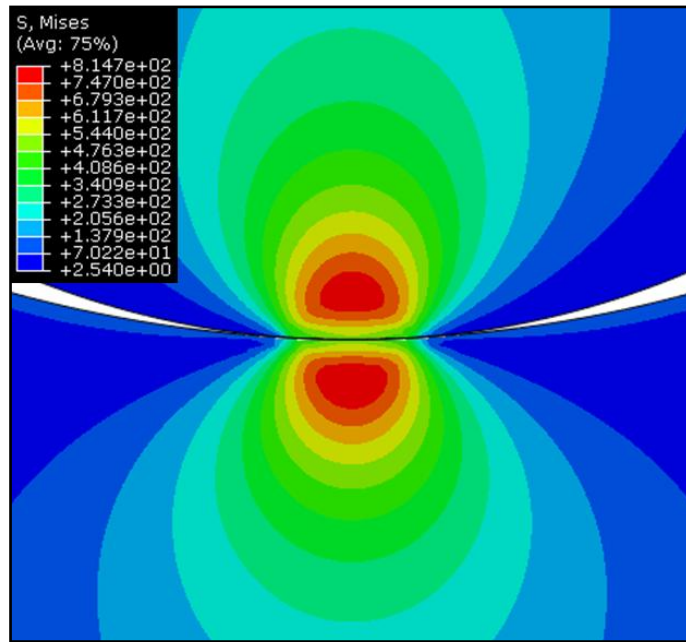


Figura 87 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises inicial para a aplicação de uma carga normal de -9 kN/mm (CC)

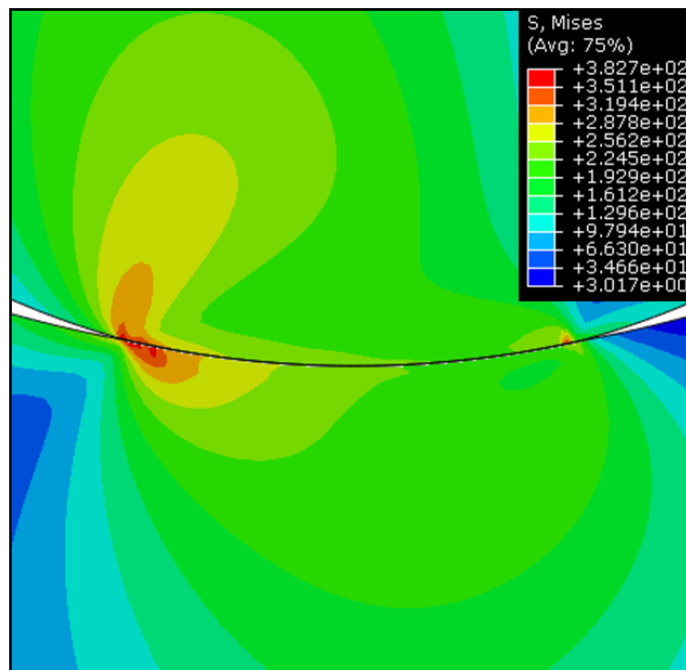


Figura 88 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento angular de $0,38^\circ$ e de uma carga normal de -9 kN/mm

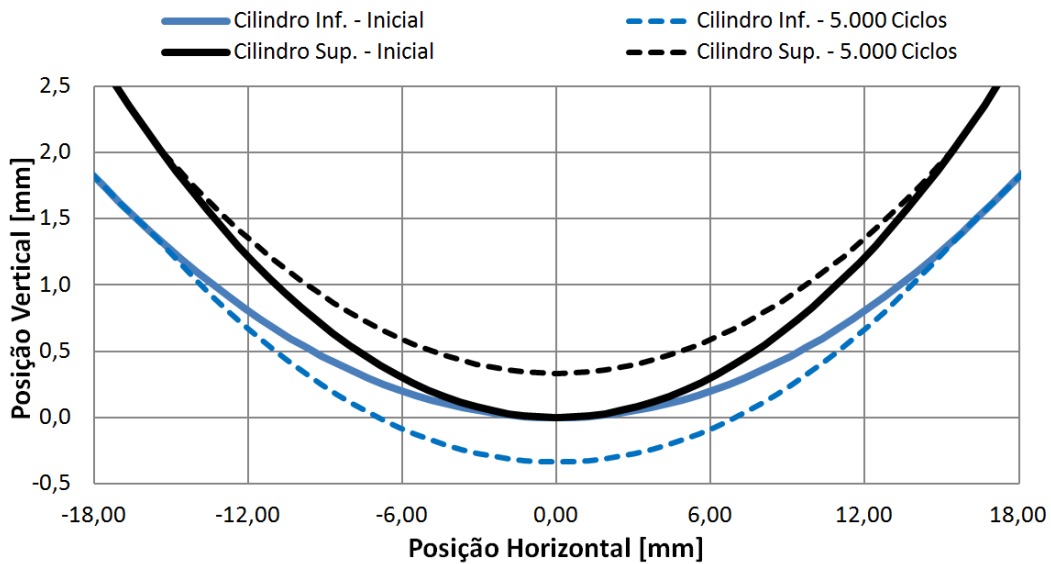


Figura 89 – Material removido após 5000 ciclos de deslocamento angular de $0,38^\circ$ com carga normal de -9 kN/mm

Dando sequência a apresentação dos resultados, da Fig. 90 à Fig. 93 exibem-se os resultados da configuração CC com a aplicação de um carregamento normal de -12 kN/mm e de um deslocamento angular de $0,38^\circ$.

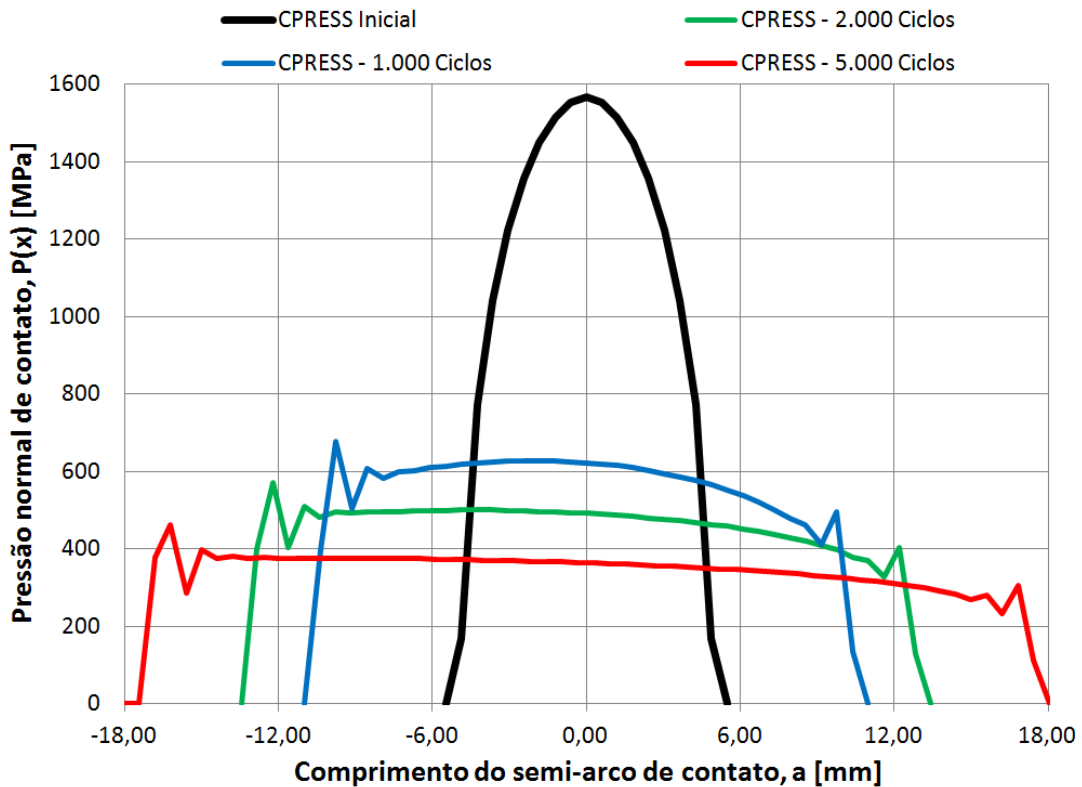


Figura 90 - Distribuição das pressões normais de contato para um deslocamento angular de $0,38^\circ$ e uma carga normal de -12 kN/mm

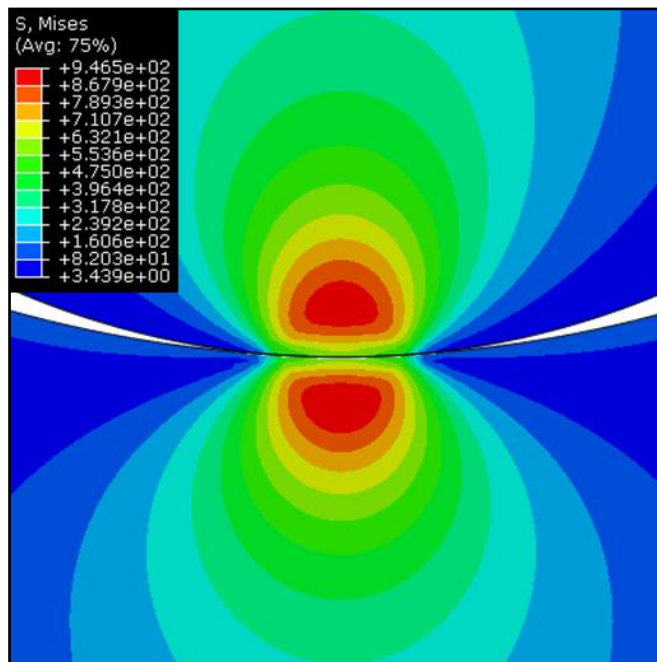


Figura 91 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises inicial para a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm (CC)

As máximas tensões de von Mises encontradas dentro do ciclo de deslocamento inicial e final foram de 1225 MPa e 820 MPa, respectivamente.

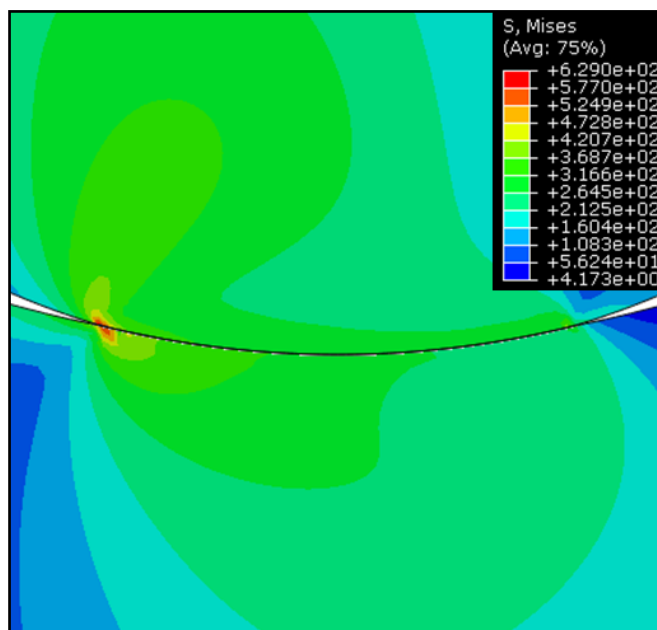


Figura 92 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento angular de $0,38^\circ$ e de uma carga normal de -12 kN/mm

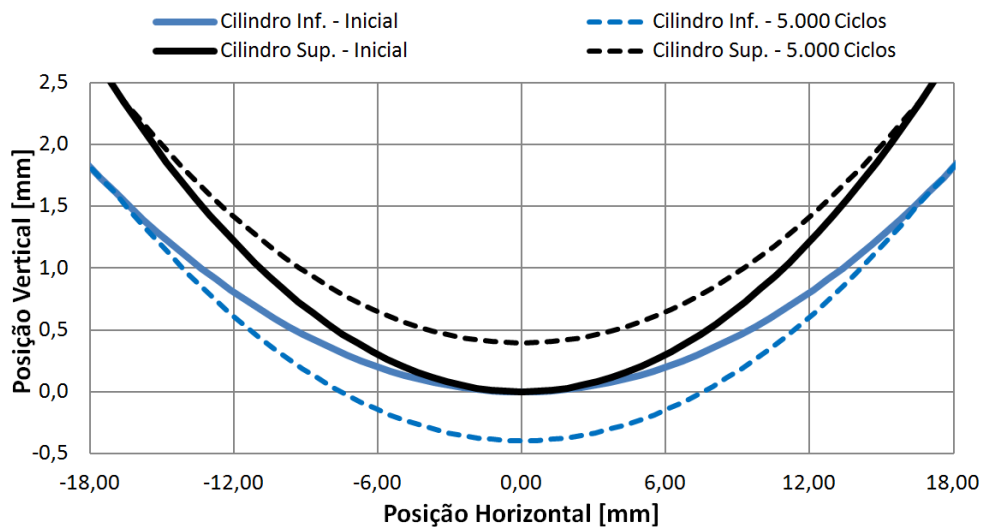


Figura 93 – Material removido após 5000 ciclos de deslocamento angular de $0,38^\circ$ com carga normal de -12 kN/mm

Após a análise dos resultados verifica-se que basicamente um tipo de comportamento é verificado em ambos os casos. À medida que o desgaste avança nos corpos, a pressão normal de contato e as tensões de von Mises diminuem. Isso ocorre, pois o comprimento do arco de contato aumenta e o contato entre os corpos se torna mais conforme. Como esperado, o aumento na carga normal aplicada produz um aumento nos valores dos resultados obtidos. O aumento no volume de desgaste é perceptível ao se notar o aumento da profundidade e do comprimento da região desgastada. Para obter os valores precisos dos volumes de desgaste removidos de cada corpo utilizou-se a saída de dados, EVOL, do programa Abaqus. Os resultados obtidos são apresentados na Fig. 94. Para calcular o volume de desgaste o programa considera que os corpos possuem uma espessura de 1 mm .

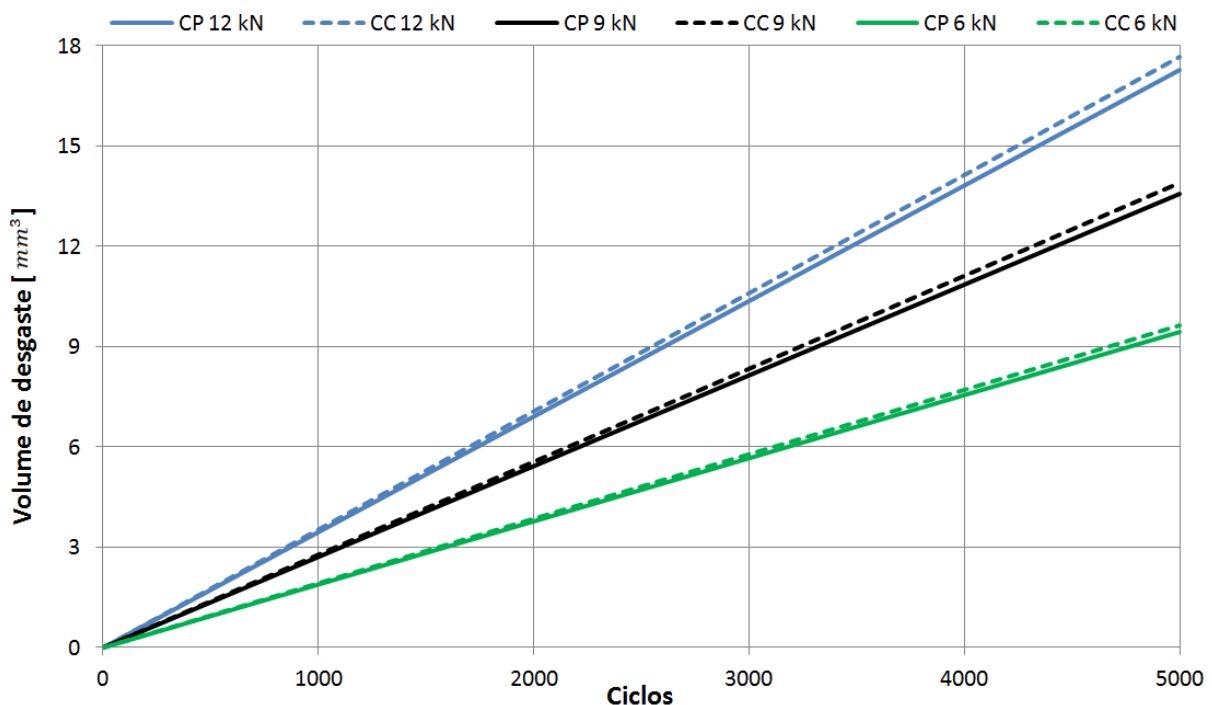


Figura 94 – Ilustração dos volumes de desgaste obtidos no regime de deslizamento total após 5000 ciclos

Analisando a Fig. 94 percebe-se que em todos os casos estudados o volume de desgaste foi maior para a configuração CC, da mesma forma como também foi observado na análise elasto-plástica de desgaste global realizada na *Seção 6.2*. Acredita-se que isso ocorra por conta da geometria do cilindro inferior. Como se sabe o comprimento do arco de contato entre as superfícies é maior para o caso CC, o que acaba gerando pressões normais menores na interface do contato. Essa combinação permite que um maior deslizamento relativo médio dos pontos em contato seja obtido, o que pode ser o fator primordial para estar produzindo um maior volume de desgaste para a configuração CC.

Outro fator importante a se notar é que o volume de desgaste não cresce linearmente com o aumento a carga normal. Nota-se que a diferença entre os volumes de desgaste dos casos que aplicam as cargas de -6 kN/mm e -9 kN/mm é maior do que o obtido entre os casos que aplicam as cargas de -9 kN/mm e -12 kN/mm . Esse fenômeno é observado, pois ao se aumentar a magnitude da carga normal, provoca-se uma diminuição no deslizamento relativo dos nós, o que resulta em uma diminuição do volume de desgaste gerado.

Os valores dos volumes de desgaste para cada caso são apresentados na Tab. 18.

Tabela 18 – Volumes de desgaste obtidos em regime de deslizamento total

Força (kN/mm)	Volume de desgaste (mm^3)	
	Cilindro-Plano	Cilindro-Cilindro
-6	9,44	9,63
-9	13,56	13,91
-12	17,28	17,66

6.4.2 Regime de deslizamento parcial

Após realizar a análise das configurações CP e CC no regime de deslizamento total, inicia-se a análise de ambas as configurações no regime de deslizamento parcial. Como descrito no início desta seção, uma carga normal de -12 kN/mm é aplicada em conjunto com um deslocamento tangencial de $60 \mu m$ para o caso CP e um deslocamento angular de $0,038^\circ$ para o caso CC. A exemplo do que foi feito na subseção anterior, apresentam-se inicialmente os resultados para a configuração CP, seguido dos resultados da configuração CC. Os mesmos resultados que foram avaliados na *Subseção 6.4.1* também são avaliados nesta subseção, como distribuição da pressão normal de contato ao longo do comprimento do semi-arco de contato, distribuição do campo de tensões equivalente de von Mises e o posicionamento das superfícies iniciais e após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento.

O primeiro resultado da configuração CP a ser analisado é a distribuição da pressão normal de contato, exibida na Fig. 95.

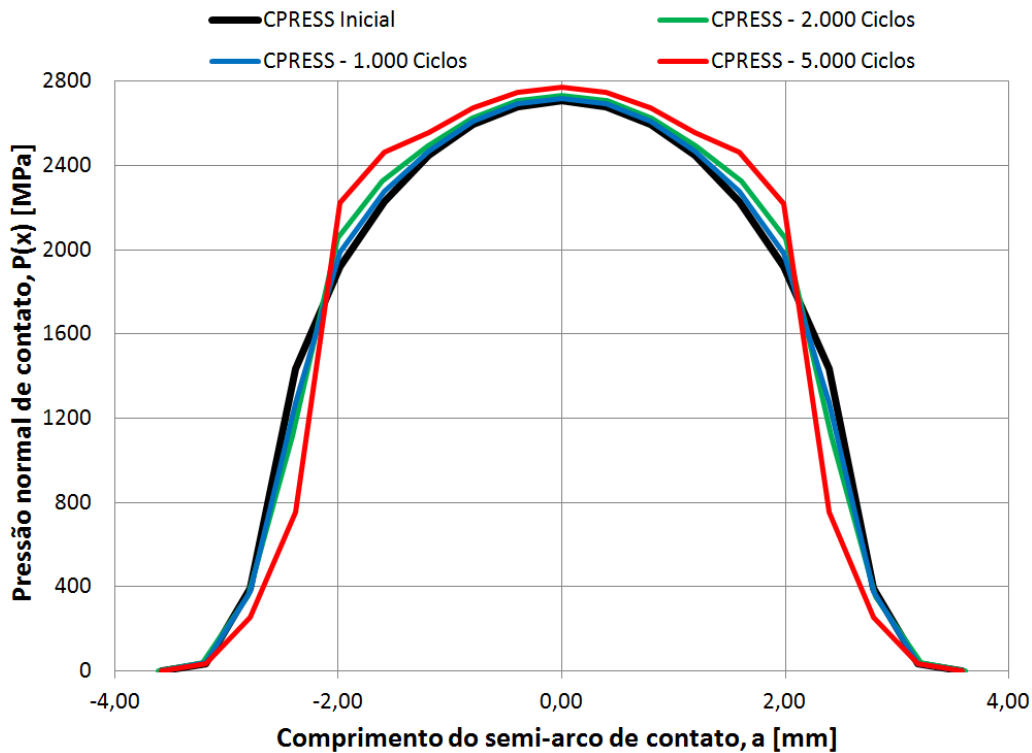


Figura 95 - Distribuição das pressões normais de contato para um deslocamento tangencial de $60 \mu m$ e uma carga normal de $-12 kN/mm$

Ao se observar as distribuições apresentadas na Fig. 95, nota-se que existem algumas diferenças entre as distribuições do regime de deslizamento total e parcial. Ao invés dos valores da distribuição da pressão normal de contato diminuírem na região central da superfície de contato, esses aumentam à medida que mais ciclos vão sendo aplicados. Isso ocorre, pois na zona de adesão, localizada aproximadamente no intervalo do comprimento do arco de contato de $-2 mm$ a $2 mm$, nenhum escorregamento é identificado, e como se sabe, este é um fator primordial para que a retirada de material ocorra. Nas regiões vizinhas à zona de adesão observam-se as zonas de escorregamento, onde há retirada de material por desgaste. Essa configuração de desgaste acaba produzindo um contato menos suave entre as superfícies. Com isso, a pressão normal de contato, nas bordas da zona de adesão, aumenta à medida que mais ciclos vão sendo aplicados. Não se observa nenhuma alteração no comprimento do semi-arco de contato até 5000 ciclos.

A distribuição do campo de tensões equivalentes de von Mises também é afetada. A mudança no campo de tensões equivalentes de von Mises pode ser observada comparando-se as Figs. 96 e 97. Na Fig. 96 apresenta-se a distribuição do campo de tensões antes do início do ciclo de deslocamento, já na Fig. 97 apresenta-se a distribuição após a aplicação de 5000 ciclos. Observa-se que a retirada de material pelo desgaste promove uma concentração de tensões na borda da zona de adesão, ainda que de intensidade baixa inicialmente. Ao invés de se observar uma diminuição da máxima tensão equivalente de von Mises, como nos casos observados na configuração CP, um aumento é verificado. As máximas tensões observadas no ciclo de deslocamento inicial e final são de 1608 MPa e 1821 MPa, respectivamente.

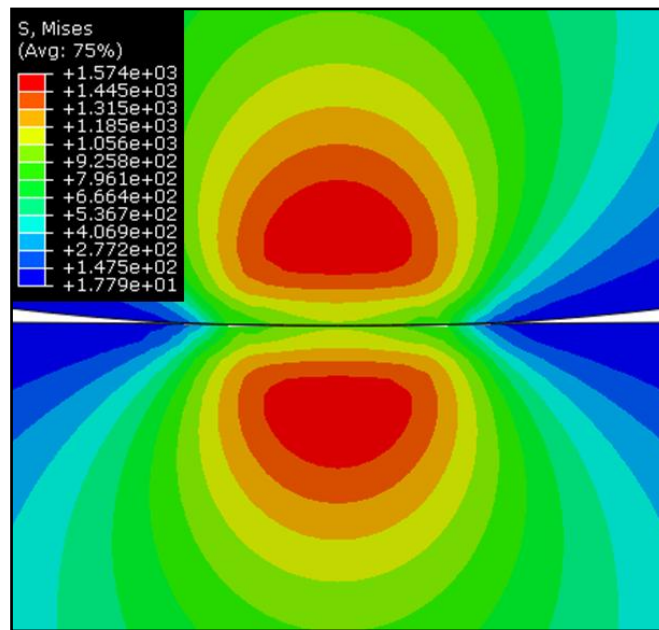


Figura 96 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises inicial para a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm (CP Parcial)

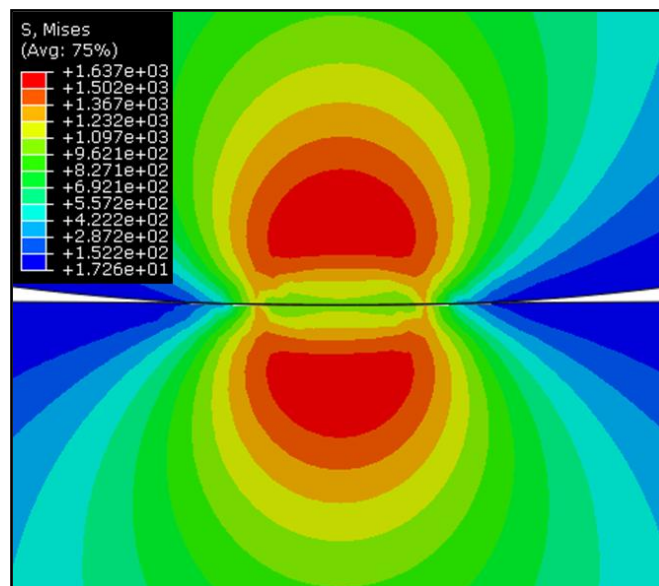


Figura 97 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento de $60 \mu\text{m}$ e de uma carga normal de -12 kN/mm

As superfícies desgastadas podem ser observadas na Fig. 98. Mesmo apresentado uma retirada de material moderada das superfícies desgastadas, é possível observar com clareza as zonas de adesão e escorregamento comentadas anteriormente. Comparando-se as profundidades e os comprimentos das regiões desgastadas neste regime de deslocamento com os valores encontrados nos regimes de deslizamento total, verifica-se que o volume de desgaste obtido é bem menor para o regime de deslizamento parcial. De fato, isso era esperado por conta de um menor deslocamento é imposto, mas a zona de adesão contribui para que esse desgaste seja ainda menor.

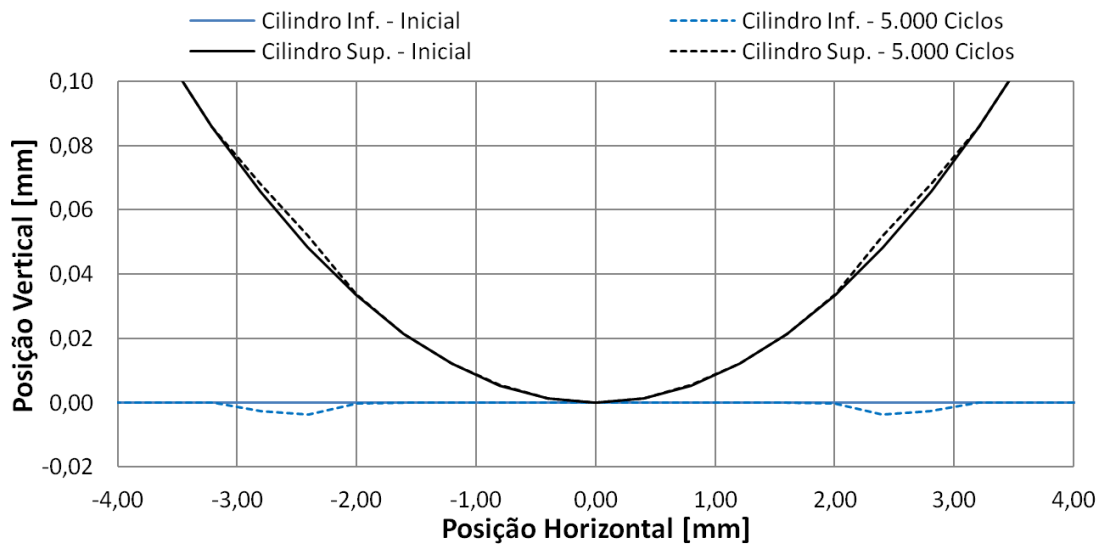


Figura 98 – Material removido após 5000 ciclos de deslocamento de $60 \mu\text{m}$ com carga normal de -12 kN/mm

Também se analisa a configuração CC dentro do regime de deslizamento parcial. Para esse caso aplica-se uma carga normal de -12 kN/mm e um deslocamento angular imposto de $0,038^\circ$. Na Fig. 99 apresenta-se a distribuição da pressão normal de contato para diferentes momentos ao longo dos ciclos de deslocamento angular.

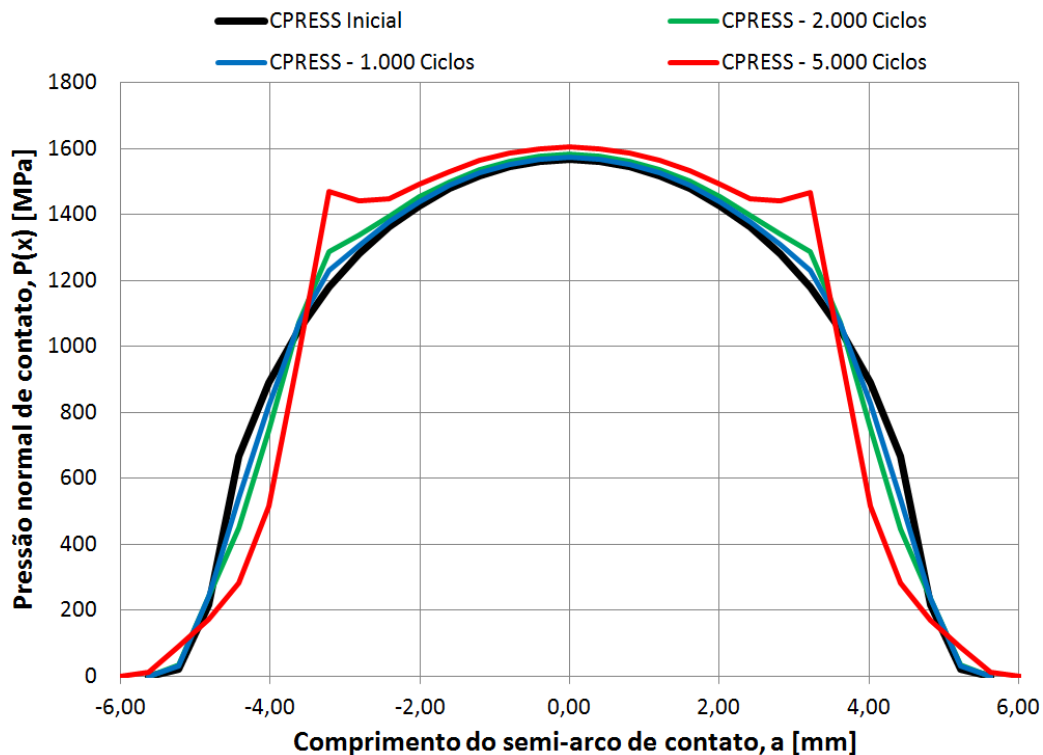


Figura 99 - Distribuição das pressões normais de contato para um deslocamento angular de $0,038^\circ$ e uma carga normal de -12 kN/mm

Do mesmo modo como foi verificado na configuração CP, uma região de adesão é identificada no centro do contato das superfícies dos corpos. Ao fim da simulação, percebe-se novamente um aumento da pressão normal de contato nas bordas da região de adesão. Como as regiões vizinhas, regiões de

escorregamento, sofrem desgaste por apresentarem deslocamento relativo, formam-se quinas nas transições das zonas de adesão com as zonas de escorregamento. São exatamente essas arestas menos suaves que promovem o aumento da pressão de contato.

A distribuição dos campos da tensão equivalente de von Mises também é influenciada com o surgimento dessas quinas. Ao se comparar as Figs. 100 e 101 verifica-se o surgimento de regiões concentradoras de tensões justamente nas bordas da zona de adesão. A Fig. 100 exibe a distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises antes da aplicação dos ciclos de deslocamento e a Fig. 101 exibe a distribuição desse campo ao final da simulação. As máximas tensões equivalentes de von Mises no ciclo inicial e final são, respectivamente, 965 MPa e 1130 MPa.

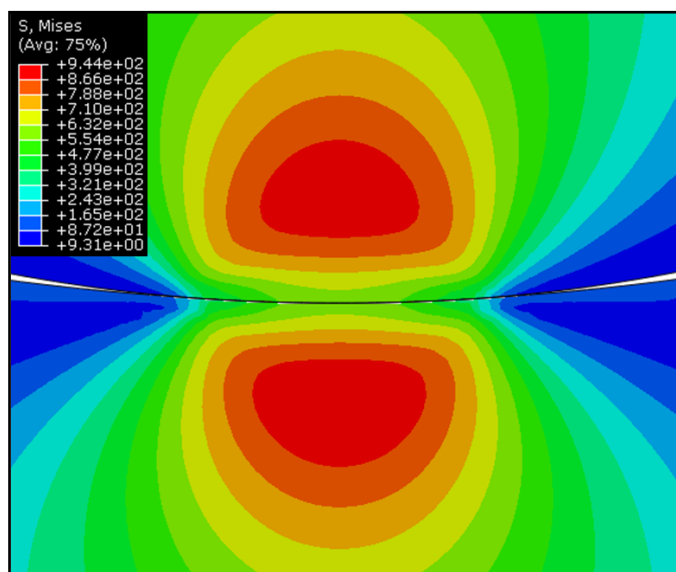


Figura 100 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises inicial para a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm (CC Parcial)

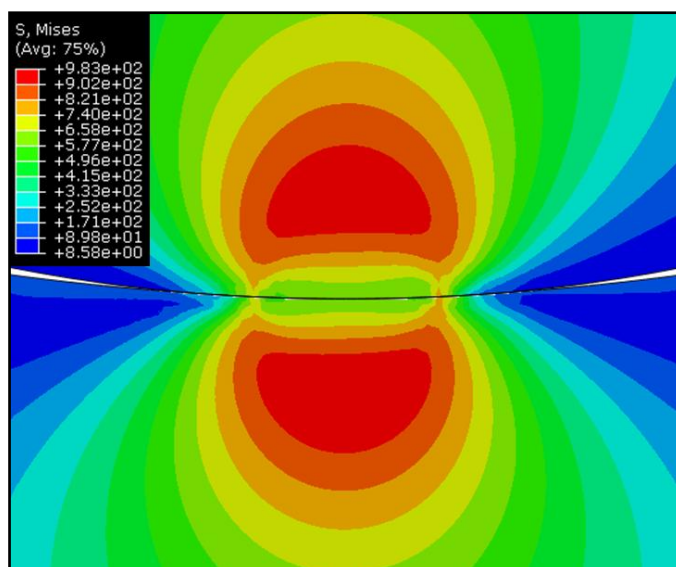


Figura 101 - Distribuição do campo das tensões equivalentes de von Mises após a aplicação de 5000 ciclos de deslocamento angular de $0,038^\circ$ e de uma carga normal de -12 kN/mm

Como as pressões normais nas superfícies em contato são menores na configuração CC, a diferença entre as superfícies iniciais e desgastadas é quase imperceptível, como mostra a Fig. 102. Apesar disso, ao se analisar com atenção é possível perceber as regiões de adesão e escorregamento.

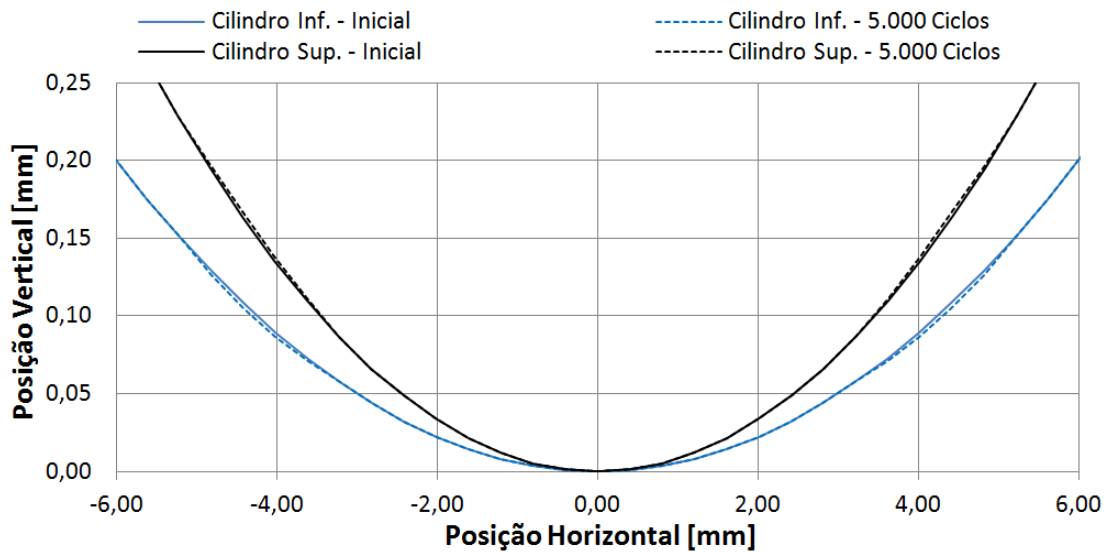


Figura 102 -- Material removido após 5000 ciclos de deslocamento angular de $0,038^\circ$ com carga normal de -12 kN/mm

Como pode ser visto nas Figs. 98 e 102, a retirada de material em um regime de deslizamento parcial é bem menor da que foi observada no regime de deslizamento total. A retirada é restrita apenas as regiões de escorregamento, onde pequenos deslizamentos relativos são observados. A Figura 103 apresenta os volumes de desgaste obtidos por meio da saída de dados, EVOL, do programa Abaqus.

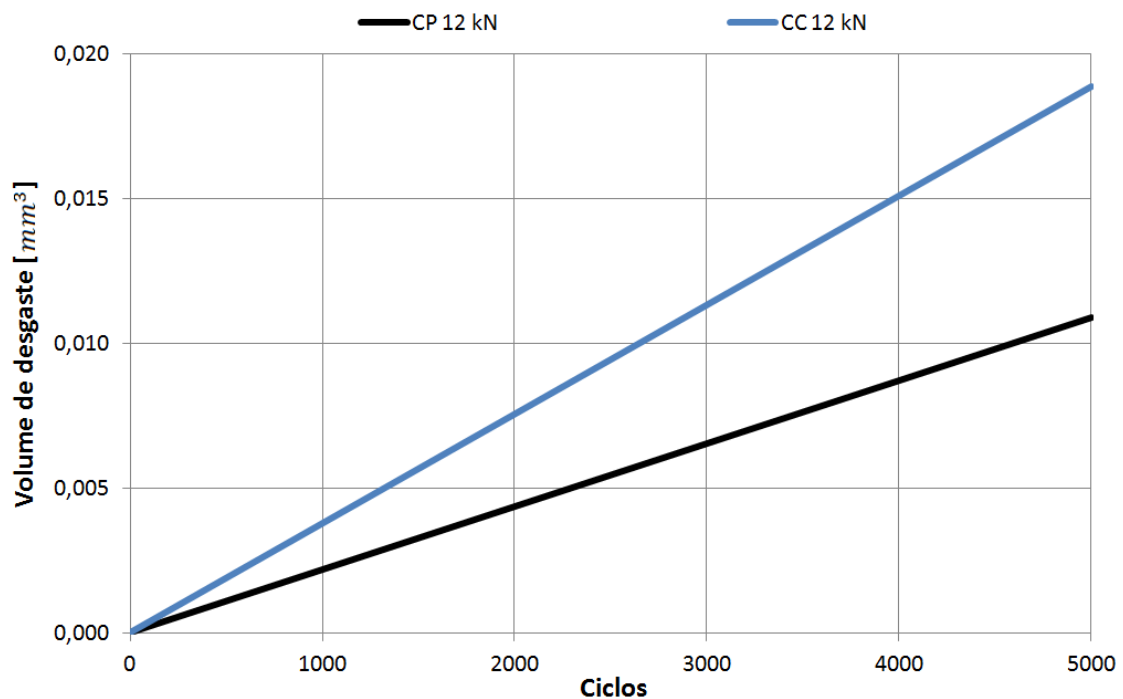


Figura 103 – Ilustração dos volumes de desgaste obtidos no regime de deslizamento parcial após 5000 ciclos

Mais uma vez o volume de desgaste obtido para a configuração CC superou os valores da configuração CP. Dessa forma, observa-se que para todos os casos de ambos os regimes o desgaste sempre ocorre de forma mais acentuada na configuração CC. Os valores dos volumes de material retirado pelo desgaste podem ser encontrados na Tab. 19.

Tabela 19 – Volumes de desgaste obtidos em regime de deslizamento parcial

Força (<i>kN/mm</i>)	Volume de desgaste (mm^3)	
	Cilindro-Plano	Cilindro-Cilindro
-12	0,0109	0,0189

Comparando os resultados apresentados nas Tabs. 18 e 19 nota-se que o desgaste dentro do regime de deslizamento parcial é cerca de mil vezes menor do que o encontrado para o regime de deslizamento total. Isso mostra que o regime de deslizamento total é muito mais agressivo a superfície do material do que o regime de deslizamento total.

6.5 ANÁLISE V – INFLUÊNCIA DO DESGASTE NA VIDA À FADIGA

Nesta seção realiza-se a análise do principal objetivo deste trabalho, verificar a influência do desgaste na vida à fadiga das configurações CP e CC. As condições de carregamento e deslocamento impostas às configurações são as mesmas que foram utilizadas na análise da seção anterior, onde foram apresentadas as distribuições de pressão normal e das tensões equivalentes de von Mises, assim como o volume de material retirado das superfícies desgastadas. Dessa forma, são analisadas as vidas à fadiga das configurações CP e CC, sobre a ação de carregamentos de -6 kN/mm , -9 kN/mm e -12 kN/mm em conjunto com deslocamentos impostos de $600 \mu\text{m}$ e $60 \mu\text{m}$, representado os regimes de deslizamento total e parcial, respectivamente. Obtêm-se inicialmente a vida em um ciclo estabilizado onde o desgaste não é considerado. Esse resultado servirá de base de comparação para avaliar a influência do desgaste com o passar dos ciclos. A vida à fadiga também é obtida após 100, 1000, 2000 e 5000 ciclos de deslocamento, com desgaste.

Como ainda não foi realizada uma pesquisa sobre o comportamento do material R4 em carregamentos cíclicos, não é possível dizer com propriedade qual seria o melhor modelo de fadiga multiaxial para prever a nucleação de trincas neste material. Em estudos de desgaste por fretting, principalmente para ligas de titânio (Ti-6AL-V), o modelo mais adequado, e que é utilizado por pesquisadores como Madge et al. (2007) e Garcin et al. (2015), é o de *Smith-Watson-Topper* (SWT), apresentado na *Subseção 4.3.1*. Outros autores como Ding et al. (2008) e Cruzado et al. (2013) utilizaram esse mesmo modelo para prever a vida à fadiga em acoplamentos estriados (Aço Cr-Mo-V) e em cabos de aço. Neste trabalho decidiu-se também por utilizar o modelo de fadiga multiaxial de *SWT* para realizar as previsões do número de ciclos até a nucleação da trinca. A validação do código foi realizada através de um exemplo disponível no livro dos autores Socie e Marquis (2000).

Justamente por conta da falta de dados das propriedades materiais do aço de grau R4, utilizaram-se as propriedades materiais de carregamento cíclico do aço AISI 4340 revenido e temperado (Boardman, 1990). Propriedades monotônicas e cíclicas como o coeficiente de resistência à fadiga, $\sigma_{f'}$, o expoente de resistência à fadiga, b , o coeficiente de ductilidade à fadiga, $\varepsilon_{f'}$, e o expoente de ductilidade à fadiga, c , são disponibilizados na Tab. 20.

Tabela 20 – Propriedades materiais cíclicas e monotônicas do aço AISI 4340 após os tratamentos térmicos de têmpera e revenimento (Boardman, 1990)

Aço	AISI 4340 Revenido e Temperado
σ_u [MPa]	1467
σ_y [MPa]	876
ν	0,3
E [GPa]	200
$\sigma_{f'}$ [MPa]	1898
b	-0,09
$\varepsilon_{f'}$	0,67
c	-0,64

Parâmetros do lado esquerdo da equação de *SWT* como a máxima amplitude de deformação normal ao plano crítico, $\Delta\varepsilon_{n,max}/2$, e a máxima tensão normal nesse mesmo plano, $\sigma_{n,max}$, são obtidas por meio dos históricos de tensões e deformações dos elementos presentes na zona de contato das simulações numéricas realizadas na *Seção 6.4*. Por se tratar de uma simulação bidimensional em estado plano de deformação, as tensões e deformações cisalhantes em *yz* e *xz*, assim como a deformação normal em *z*, são nulas.

Na simulação numérica realizada por meio do programa de análise de elementos finitos, Abaqus, as tensões e deformações dos históricos foram capturadas vinte e uma vezes por ciclo. Na análise de vida à fadiga realizada por um código desenvolvido no programa de cálculo numérico Matlab, utilizou-se uma variação de cinco graus para os ângulos θ e ϕ .

Como foi dito no início deste trabalho, nesta seção não se almeja obter os números de ciclos de vida à fadiga que correspondam aos valores observados na realidade. O foco está em verificar como que o desgaste afeta a vida à fadiga dos componentes de linhas de ancoragem.

Inicialmente são apresentados os resultados no regime de deslizamento total para a configuração CP. Na sequência apresentam-se os mesmos resultados para a configuração CC. O primeiro caso do CP a ser analisado é para um carregamento de -12 kN/mm e um deslocamento imposto de $600 \mu\text{m}$. O cilindro e o plano são analisados separadamente e os respectivos resultados da menor vida à fadiga em um determinado ciclo, N_f , do plano crítico de iniciação da trinca, da amplitude da máxima deformação normal no plano crítico, $\Delta\varepsilon_{n,max}/2$, e da tensão normal máxima nesse plano, $\sigma_{n,max}$, são

disponibilizados nas Tabs. 21 e 22. Como comentado anteriormente, apenas os resultados do primeiro ciclo são obtidos sem a presença de desgaste. O posicionamento dos elementos que possuem a menor vida à fadiga pode ser visualizado por meio da Fig. 104, onde cada elemento crítico possui uma cor pré-determinada pelas Tabs. 21 e 22.

Tabela 21 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro da configuração CP sobre a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm e de um deslocamento de $600 \mu\text{m}$

Ciclos	Elemento crítico	Vida à Fadiga (Ciclos - N_f)	Plano Crítico $\theta \phi$ [°]	$\frac{\Delta\varepsilon_{n,max}}{2}$	$\sigma_{n,max}$ [MPa]
1	■	$1,5368 \cdot 10^4$	10 90	0,0047	738,83
1000	■	$2,2380 \cdot 10^5$	15 90	0,0035	520,40
2000	■	$5,6567 \cdot 10^5$	165 90	0,0032	473,75
5000	■	$1,8859 \cdot 10^6$	20 90	0,0028	426,15

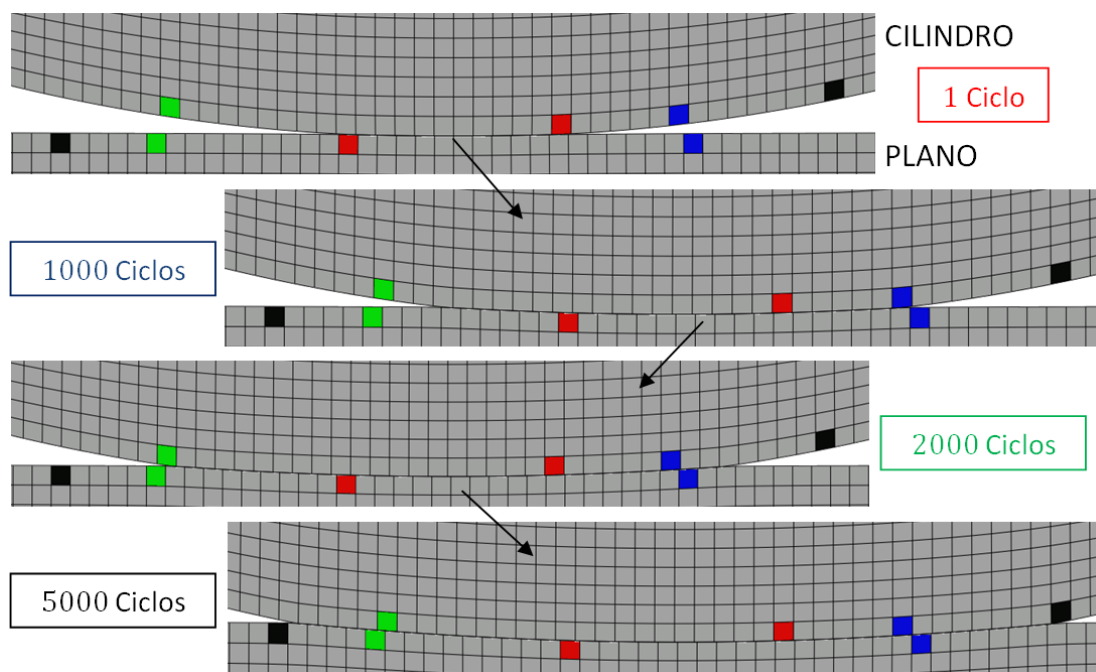


Figura 104 – Elementos críticos que apresentaram a menor vida à fadiga para um carregamento de -12 kN/mm e deslocamento de $600 \mu\text{m}$

Tabela 22 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Plano da configuração CP sobre a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm e de um deslocamento de $600 \mu\text{m}$

Ciclos	Elemento crítico	Vida à Fadiga (Ciclos - N_f)	Plano Crítico $\theta \phi$ [°]	$\frac{\Delta\varepsilon_{max}}{2}$	$\sigma_{n,max}$ [MPa]
1	■	$6,0546 \cdot 10^3$	15 90	0,0062	754,57
1000	■	$1,2154 \cdot 10^5$	170 90	0,0038	543,83
2000	■	$2,9663 \cdot 10^5$	10 90	0,0036	477,47
5000	■	$1,0622 \cdot 10^6$	10 90	0,0034	399,04

Analisando os valores fornecidos pelas Tabs. 21 e 22, percebe-se que à medida que o corpo perde material por meio do desgaste, a nova configuração superficial fornece maiores valores de vida à fadiga para ambos os corpos. Uma grande mudança já é observada logo após os primeiros mil ciclos, onde o número de ciclos até a falha chega a aumentar em até vinte vezes. Na análise realizada na *Seção 6.4* viu-se que o aumento do número de ciclos em corpos que estejam sofrendo desgaste faz com que os valores observados nos campos de tensões diminuam. Com menores tensões, menores valores da máxima amplitude de deformação e da máxima tensão normal em um plano crítico são observados, o que acaba refletindo na vida à fadiga do corpo.

Uma interessante observação pode ser feita por meio da análise da alteração da posição dos elementos críticos com o passar dos ciclos. Por meio da Fig. 104 verifica-se que os elementos críticos estão sempre nas bordas das superfícies em contato. Nesses locais são verificadas as maiores amplitudes de deformação, geradas pelas mudanças de direção no deslocamento imposto ao corpo superior. As tensões observadas nesses elementos também são elevadas, o que os torna mais susceptíveis a falhas por fadiga. De ambos os corpos os elementos superficiais que apresentaram os menores valores de vida à fadiga foram os elementos do plano. Acredita-se que isso ocorra, pois os elementos do cilindro são continuamente pressionados contra o plano e acabam não sofrendo com amplitudes de tensões tão altas quanto os elementos do plano, que em certos momentos estão sendo comprimidos e cisalhados e em outros não.

Os resultados para os demais carregamentos do caso CP são apresentados da Tab. 23 a Tab. 26.

Tabela 23 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro da configuração CP sobre a aplicação de uma carga normal de -9 kN/mm e de um deslocamento de $600 \mu\text{m}$

Ciclos	Vida à Fadiga (Ciclos - N_f)	Plano Crítico $\theta \phi$ [°]	$\frac{\Delta\varepsilon_{max}}{2}$	$\sigma_{n,max}$ [MPa]
1	$5,8209 \cdot 10^4$	10 90	0,0043	566,36
1000	$1,9860 \cdot 10^6$	15 90	0,0030	392,64
2000	$4,2091 \cdot 10^6$	165 90	0,0027	387,34
5000	$1,3582 \cdot 10^7$	160 90	0,0023	359,94

Tabela 24 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Plano da configuração CP sobre a aplicação de uma carga normal de -9 kN/mm e de um deslocamento de $600 \mu\text{m}$

Ciclos	Vida à Fadiga (Ciclos - N_f)	Plano Crítico $\theta \phi$ [°]	$\frac{\Delta\varepsilon_{max}}{2}$	$\sigma_{n,max}$ [MPa]
1	$1,723 \cdot 10^4$	20 90	0,0057	589,73
1000	$1,2978 \cdot 10^6$	170 90	0,0032	399,91
2000	$2,1770 \cdot 10^6$	10 90	0,0030	393,50
5000	$1,2144 \cdot 10^7$	10 90	0,0026	328,83

Tabela 25 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro da configuração CP sobre a aplicação de uma carga normal de -6 kN/mm e de um deslocamento de $600 \mu\text{m}$

Ciclos	Vida à Fadiga (Ciclos - N_f)	Plano Crítico $\theta \phi$ [°]	$\frac{\Delta\varepsilon_{max}}{2}$	$\sigma_{n,max}$ [MPa]
1	$2,5858 \cdot 10^6$	10 90	0,0027	413,40
1000	$3,1418 \cdot 10^7$	15 90	0,0023	309,86
2000	$8,5589 \cdot 10^7$	165 90	0,0020	296,07
5000	$1,4977 \cdot 10^8$	165 90	0,0019	278,59

Tabela 26 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Plano da configuração CP sobre a aplicação de uma carga normal de -6 kN/mm e de um deslocamento de $600 \mu\text{m}$

Ciclos	Vida à Fadiga (Ciclos - N_f)	Plano Crítico $\theta \phi$ [°]	$\frac{\Delta\varepsilon_{max}}{2}$	$\sigma_{n,max}$ [MPa]
1	$3,2270 \cdot 10^5$	25 90	0,0045	374,50
1000	$1,7986 \cdot 10^7$	170 90	0,0024	327,10
2000	$6,8257 \cdot 10^7$	10 90	0,0021	294,22
5000	$1,5277 \cdot 10^8$	10 90	0,0021	260,00

O mesmo comportamento visto no caso CP de -12 kN/mm e $600 \mu\text{m}$ é também observado na aplicação de diferentes cargas. À medida que um maior volume de material é retirado das superfícies por meio do desgaste, a vida à fadiga observada em um determinado ciclo aumenta. Novamente os elementos mais susceptíveis a falhas encontram-se na superfície do corpo e nas bordas dos arcos de contato. Como os carregamentos aplicados possuem uma menor magnitude do que o apresentado inicialmente, as tensões e conseqüentemente as deformações observadas são menores, levando a uma maior quantidade de ciclos até a falha. As vidas à fadiga de todos os casos são sumarizadas na Fig. 105 para melhor visualização.

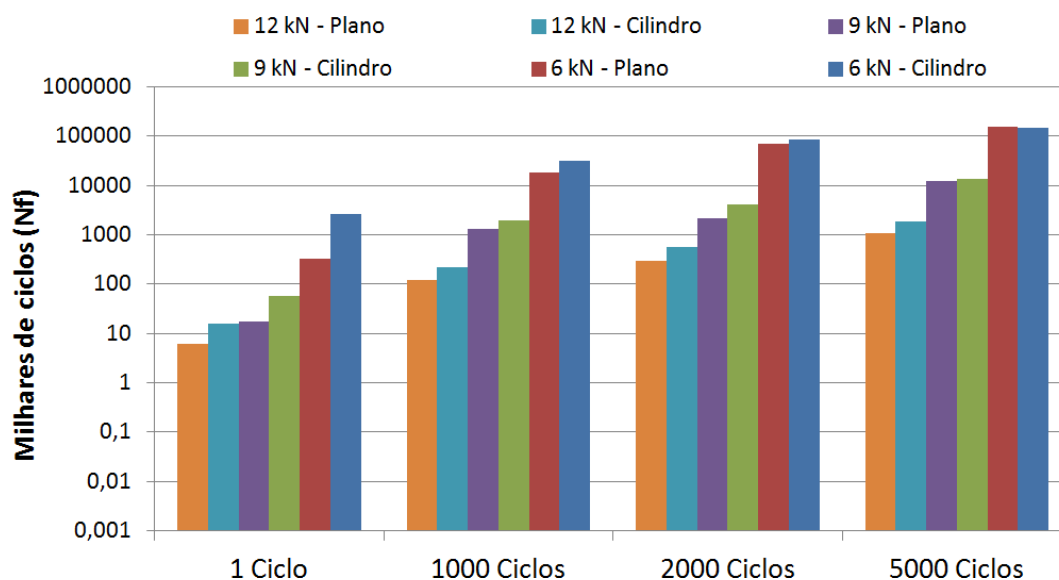


Figura 105 - Vida à fadiga dos casos da configuração CP no regime de deslizamento total

Os resultados da configuração CC para o regime de deslizamento total são apresentados da Tab. 27 a Tab. 32. Dessa vez, a disposição dos elementos críticos, apresentada na Fig. 106, é verificada após a aplicação de ciclos de deslocamentos angulares de $0,38^\circ$ em conjunto com a aplicação de uma carga normal de -6 kN/mm .

Tabela 27 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro Superior da configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm e de um deslocamento de $600 \mu\text{m}$

Ciclos	Vida à Fadiga (Ciclos - N_f)	Plano Crítico $\theta \phi$ [$^\circ$]	$\frac{\Delta\varepsilon_{max}}{2}$	$\sigma_{n,max}$ [MPa]
1	$1,1968.10^5$	15 90	0,0043	484,79
1000	$2,9385.10^6$	25 90	0,0028	388,15
2000	$9,9772.10^6$	30 90	0,0026	343,58
5000	$3,0452.10^7$	145 90	0,0024	304,46

Tabela 28 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro Inferior da configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm e de um deslocamento de $600 \mu\text{m}$

Ciclos	Vida à Fadiga (Ciclos - N_f)	Plano Crítico $\theta \phi$ [$^\circ$]	$\frac{\Delta\varepsilon_{max}}{2}$	$\sigma_{n,max}$ [MPa]
1	$3,8651.10^4$	5 90	0,0040	682,07
1000	$1,5890.10^6$	0 90	0,0026	469,40
2000	$7,6069.10^6$	0 90	0,0024	390,19
5000	$3,6063.10^7$	5 90	0,0020	341,15





Tabela 29 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro Superior da configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -9 kN/mm e de um deslocamento de $600 \mu\text{m}$

Ciclos	Vida à Fadiga (Ciclos - N_f)	Plano Crítico $\theta \phi$ [$^\circ$]	$\frac{\Delta\varepsilon_{max}}{2}$	$\sigma_{n,max}$ [MPa]
1	$8,9547.10^5$	15 90	0,0036	379,63
1000	$4,8292.10^7$	15 90	0,0020	323,39
2000	$1,6414.10^8$	160 90	0,0018	290,79
5000	$4,0220.10^8$	160 90	0,0017	267,78

Tabela 30 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro Inferior da configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -9 kN/mm e de um deslocamento de $600 \mu\text{m}$

Ciclos	Vida à Fadiga (Ciclos - N_f)	Plano Crítico $\theta \phi$ [$^\circ$]	$\frac{\Delta\varepsilon_{max}}{2}$	$\sigma_{n,max}$ [MPa]
1	$2,0536.10^5$	5 90	0,0034	551,74
1000	$1,0375.10^7$	5 90	0,0024	359,57
2000	$5,5502.10^7$	0 90	0,0021	313,82
5000	$1,7552.10^8$	0 90	0,0017	304,56

Tabela 31 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro Superior da configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -6 kN/mm e de um deslocamento de $600 \mu\text{m}$

Ciclos	Elemento crítico	Vida à Fadiga (Ciclos - N_f)	Plano Crítico $\theta \phi$ [°]	$\frac{\Delta\varepsilon_{max}}{2}$	$\sigma_{n,max}$ [MPa]
1		$2,2471 \cdot 10^7$	15 90	0,0028	275,75
1000		$7,3045 \cdot 10^8$	25 90	0,0017	232,63
2000		$3,0923 \cdot 10^9$	160 90	0,0014	219,72
5000		$3,2320 \cdot 10^9$	30 90	0,0016	199,04

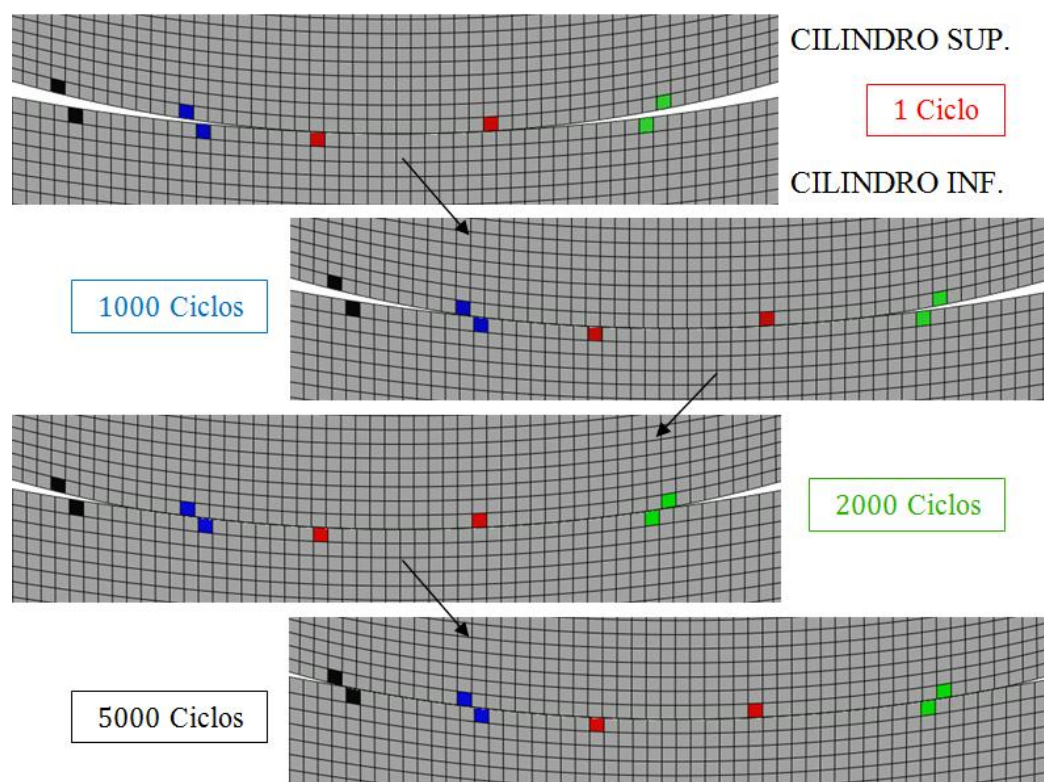






Figura 106 – Elementos críticos que apresentaram a menor vida à fadiga para um carregamento de -6 kN/mm e deslocamento de $0,38^\circ$

Tabela 32 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro Inferior da configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -6 kN/mm e de um deslocamento de $600 \mu\text{m}$

Ciclos	Elemento crítico	Vida à Fadiga (Ciclos - N_f)	Plano Crítico $\theta \phi$ [°]	$\frac{\Delta\varepsilon_{max}}{2}$	$\sigma_{n,max}$ [MPa]
1		$4,9830 \cdot 10^6$	10 90	0,0026	390,43
1000		$3,5447 \cdot 10^8$	175 90	0,0016	283,28
2000		$1,2960 \cdot 10^9$	0 90	0,0014	266,52
5000		$5,5451 \cdot 10^9$	0 90	0,0014	199,46

Assim como foi visto na configuração CP, o comportamento do aumento da vida à fadiga à medida que se remove material da superfície continua sendo observado. Ao longo do capítulo de análise de resultados viu-se que os valores das tensões presentes nas configurações CC são menores

por conta de sua geometria, que permite que a carga aplicada seja distribuída sobre um maior comprimento de arco de contato. Devido a essa particularidade, a vida à fadiga prevista para os corpos da configuração CC são maiores do que os obtidos na configuração CP. Como esperado, maiores vidas são obtidas para os casos onde a carga normal aplicada é menor. Por meio da Fig. 106 é possível observar novamente que nos diferentes ciclos analisados os elementos críticos encontram-se nas bordas das superfícies em contato. Os resultados da vida à fadiga para os casos da configuração CC são sumarizados na Fig. 107.

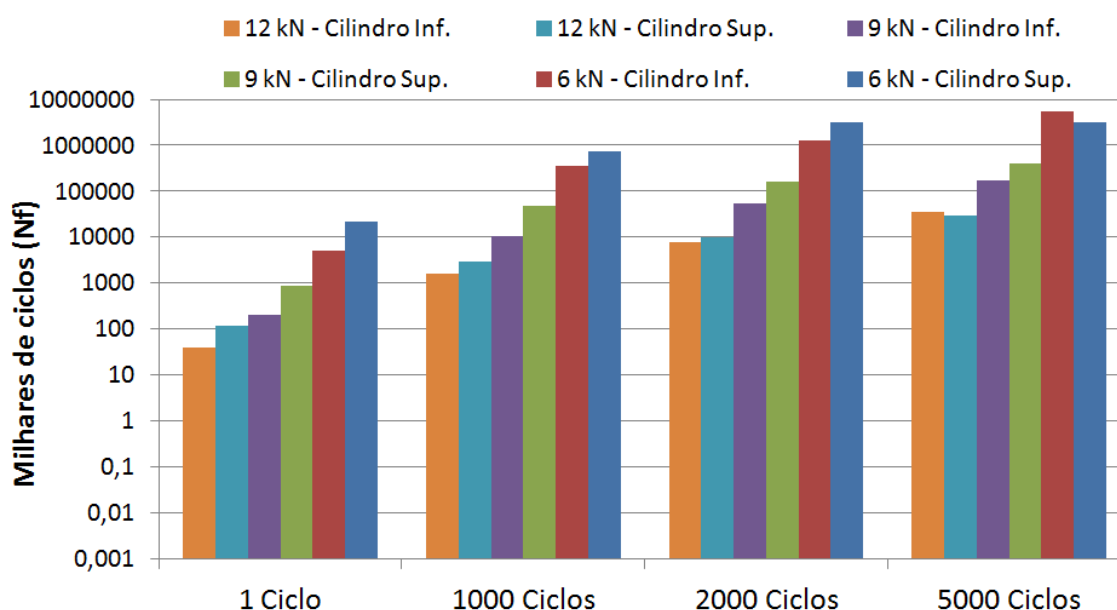






Figura 107 - Vida à fadiga dos casos da configuração CC no regime de deslizamento total

A análise dos resultados para o regime de deslizamento parcial também é realizada primeiramente para a configuração CP. Nas Tabelas 33 e 34 são apresentados os resultados obtidos por meio do modelo de SWT. Neste caso se aplica uma carga normal de -12 kN/mm e um deslocamento tangencial de $600 \mu\text{m}$.

Tabela 33 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro da configuração CP sobre a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm e de um deslocamento de $60 \mu\text{m}$

Ciclos	Elemento crítico	Vida à Fadiga (Ciclos - N_f)	Plano Crítico $\theta \phi$ [°]	$\frac{\Delta\varepsilon_{max}}{2}$	$\sigma_{n,max}$ [MPa]
1		$1,3603 \cdot 10^7$	10 90	0,0025	332,83
1000		$1,5109 \cdot 10^7$	170 90	0,0025	329,62
2000		$1,6179 \cdot 10^7$	170 90	0,0031	258,44
5000		$1,8500 \cdot 10^7$	170 90	0,0029	267,77

Tabela 34 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Plano da configuração CP sobre a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm e de um deslocamento de $60 \mu\text{m}$

Ciclos	Elemento crítico	Vida à Fadiga (Ciclos - N_f)	Plano Crítico $\theta \phi$ [°]	$\frac{\Delta\varepsilon_{max}}{2}$	$\sigma_{n,max}$ [MPa]
1		$2,7572 \cdot 10^6$	10 90	0,0033	335,49
1000		$3,1781 \cdot 10^6$	170 90	0,0033	332,03
2000		$3,6578 \cdot 10^6$	170 90	0,0032	329,59
5000		$4,5202 \cdot 10^6$	170 90	0,0030	336,54

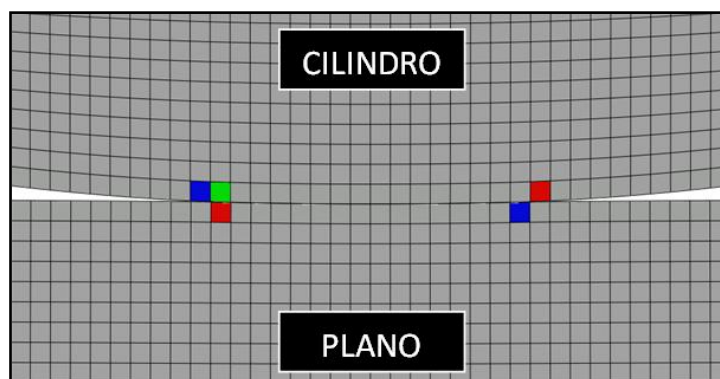


Figura 108 - Elementos que possuem a menor vida à fadiga para um carregamento de -12 kN/mm e deslocamento de $60 \mu\text{m}$

Ao contrário do que foi observado nos casos de regime de deslizamento total, no regime de deslizamento parcial a posição dos elementos críticos pouco se altera ou permanece inalterada ao longo dos ciclos de deslocamento impostos, como exibe a Fig. 108. Isso ocorre, pois o comprimento do arco de contato não se altera ao longo da simulação, como foi visto na *Seção 6.4*, e como o elemento crítico continua sendo observado nas bordas dos arcos de contato, o seu posicionamento não muda. As vidas observadas nas Tabs. 33 e 34 são bem maiores do que as observadas no regime de deslizamento total, mostrando que a leve concentração de tensão gerada na transição da zona de adesão para a zona de escorregamento não influenciou significativamente na vida à fadiga dos corpos. O plano apresentou as menores vidas à fadiga em comparação com o cilindro ao longo de toda a simulação. Por não haver grandes mudanças no campo de tensões com o desgaste, a variação observada na vida à fadiga à medida que mais ciclos de deslocamento são empregados não é modificada com a mesma intensidade observada no regime de deslizamento total.

Esse comportamento observado na configuração CP é verificado também para na configuração CC, onde uma carga normal de -12 kN/mm e um deslocamento angular de $0,038^\circ$ são aplicados ao cilindro superior. Os elementos críticos continuam sendo observados nas superfícies e bordas do arco de contato, como mostra a Fig. 109. As Tabs. 35 e 36 apresentam os resultados obtidos por meio do modelo de SWT.

Tabela 35 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro Superior da configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm e de um deslocamento de $60 \mu\text{m}$









Ciclos	Elemento crítico	Vida à Fadiga (Ciclos - N_f)	Plano Crítico $\theta \phi$ [°]	$\frac{\Delta\varepsilon_{max}}{2}$	$\sigma_{n,max}$ [MPa]
1		$1,2656 \cdot 10^7$	15 90	0,0026	324,55
1000		$1,8659 \cdot 10^7$	15 90	0,0025	308,95
2000		$2,4879 \cdot 10^7$	15 90	0,0025	300,22
5000		$5,1913 \cdot 10^7$	170 90	0,0022	299,24

Tabela 36 - Resultados do modelo de SWT no cálculo da vida à fadiga para o Cilindro Inferior da configuração CC sobre a aplicação de uma carga normal de -12 kN/mm e de um deslocamento de $60 \mu\text{m}$

Ciclos	Elemento crítico	Vida à Fadiga (Ciclos - N_f)	Plano Crítico $\theta \phi$ [°]	$\frac{\Delta\varepsilon_{max}}{2}$	$\sigma_{n,max}$ [MPa]
1		$2,9723 \cdot 10^6$	5 90	0,0024	452,18
1000		$3,9213 \cdot 10^6$	175 90	0,0024	439,41
2000		$4,8787 \cdot 10^6$	175 90	0,0023	432,87
5000		$1,6579 \cdot 10^7$	5 90	0,0021	380,50

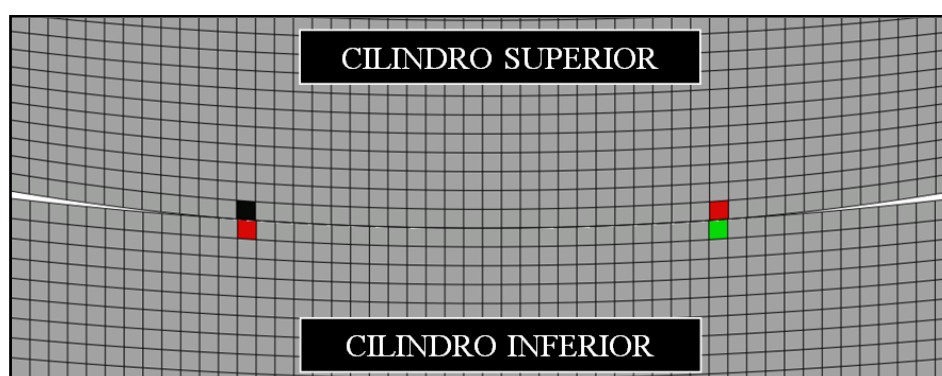


Figura 109 - Elementos que possuem a menor vida à fadiga para um carregamento de -12 kN/mm e deslocamento de $0,038^\circ$

Os resultados da vida à fadiga das configurações CP e CC são sumarizados na Fig. 110.

Como não é realizada uma análise de acumulo de dano no elemento ao longo dos ciclos, não é possível determinar o real elemento crítico que tenha a menor previsão de vida à fadiga ao final dos 5000 ciclos. Apesar disso, fica claro que o desgaste influencia positivamente na vida à fadiga dos componentes, pelo menos nos ciclos iniciais de deslocamento. Para todos os casos de ambas as configurações a vida à fadiga sempre sofreu um aumento à medida que os corpos eram desgastados. Embora o desgaste tenha influenciado positivamente nesse primeiro momento, não é possível extrapolar os resultados e afirmar que independentemente do desgaste observado a vida à fadiga irá aumentar. É possível que ao se simular mais ciclos de desgaste, comecem a ser observados problemas com a diminuição da seção transversal dos corpos.

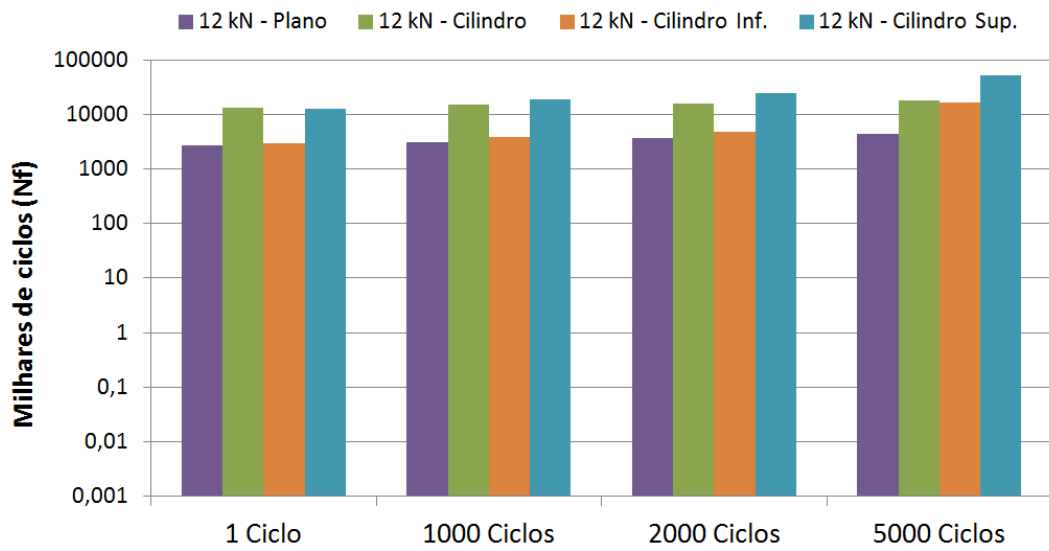


Figura 110 - Vida à fadiga para os casos de ambas as configurações no regime de deslizamento parcial

7 CONCLUSÕES

Ao longo deste trabalho buscou-se por meio das análises realizadas, verificar o efeito do desgaste na vida à fadiga de conectores e elos.

Nas duas primeiras análises iniciou-se essa investigação avaliando como que as configurações CP e CC se comportam sobre a ação de uma carga normal dentro dos regimes elástico e elasto-plástico. A primeira conclusão retirada dessas análises foi que por conta da geometria da configuração CC, a carga normal aplicada é distribuída ao longo de um maior arco de contato, gerando tensões de menores magnitudes quando comparadas as tensões observadas na configuração CP. Dessa forma, verificou-se que a configuração CP atinge o regime plástico mais rapidamente, apresentando níveis de deformações plásticas equivalentes mais elevados. Viu-se também que quando um corpo é simulado no regime elasto-plástico, características relevantes para a estimativa do desgaste como a pressão normal de contato e o comprimento do semi-arco de contato são alteradas significativamente, onde a máxima pressão de contato não evolui mais a uma taxa linear com a aplicação da carga normal.

Ao se analisar o comportamento dos corpos para a aplicação de um deslocamento recíproco sobre a ação de uma carga normal, notou-se que o momento mais crítico e onde a maior quantidade de deformação plástica é gerada é no momento que antecede o deslizamento relativo das superfícies. Nesse instante as tensões e deformações máximas se transferem da região logo acima do contato para a superfície dos corpos. Verificou-se que isso ocorre pela elevada força de atrito presente na interface do contato, gerando altas tensões cisalhantes nos elementos da superfície.

A segunda análise também apresenta estimativas para o volume de desgaste retirado por meio da consideração de uma abordagem global baseada nos modelos de Archard e da Energia Dissipada. Nesta análise pode-se perceber a influência da aplicação da carga normal no volume de desgaste estimado, onde à medida que uma maior carga normal é aplicada, observa-se um aumento no volume de material retirado das superfícies. Verificou-se também que esse aumento não é linear, pois com o aumento da carga normal a distância de deslizamento relativo entre as faces diminui, sendo esse também um fator principal na estimativa do volume de desgaste. Por meio dos resultados obtidos verifica-se que o volume de desgaste estimado pelo modelo de Archard forneceu valores até 40% maiores do que para o modelo da Energia Dissipada. Isso ocorre por conta do coeficiente de atrito que é considerado apenas pelo modelo da Energia Dissipada, influenciando diretamente no volume de material retirado. Por ser verificada uma maior distância relativa, a configuração CC apresentou maiores volumes de desgaste quando comparada a configuração CP. Apesar dessa modelagem fornecer resultados importantes, algumas considerações feitas podem subestimar o volume de desgaste estimado, pois se considera que a distância relativa para todo corpo é igual a do ponto superficial central dos corpos. Mas sabe-se que em cada ponto o deslizamento relativo é singular, sendo menor no ponto central.

Buscando uma análise mais realística, decidiu-se realizar uma análise local da estimativa do desgaste em cada nó. Para que isso fosse possível, implementou-se a subrotina UMESHMOTION dentro do programa de análise de elementos finitos, Abaqus. Na terceira análise deste trabalho, verifica-se apenas que a implementação dessa subrotina foi realizada com sucesso, apresentando valores semelhantes aos encontrados pelos autores Ding et al. (2008).

Na quarta análise realizou-se uma avaliação dos efeitos do desgaste local em resultados como a pressão normal de contato, distribuição do campo de tensões de von Mises e no volume de material retirado. Para esta análise utilizou-se apenas o modelo modificado de Archard. No regime de deslizamento total foi possível observar em ambas as configurações que as pressões normais de contato e as tensões nos corpos diminuem à medida que mais ciclos de desgaste são computados. Já para o regime de deslizamento parcial, um volume de desgaste insignificante foi removido das zonas de escorregamento. Essa remoção de material produziu mudanças irrelevantes nas distribuições da pressão normal de contato e dos campos de tensão. Em ambos os regimes de deslizamento verificou-se um comportamento linear para volume de desgaste obtido ao longo dos ciclos de deslocamento. Mais uma vez os maiores volumes de desgaste foram observados nas configurações CC, por apresentarem maiores distâncias de deslizamento. Comparando-se os resultados obtidos com os apresentados na análise elasto-plástica da *Seção 6.2* verificou-se que a estimativa do volume de desgaste local para um ciclo foi cerca de duas vezes maior do que a encontrada para a análise elasto-plástica, justamente pelas considerações antes comentadas.

A quinta e última análise exibe os resultados do objetivo principal deste trabalho, a influência que o desgaste tem no cálculo da vida à fadiga dos corpos. Para todos os casos, sem exceção, verificou-se uma vida à fadiga maior quando se analisou o número de ciclos até a falha nas configurações desgastadas. Para os casos dentro do regime de deslizamento total, grandes saltos foram observados nas vidas estimadas após um determinado número de ciclos. Isso ocorreu, pois à medida que o volume de desgaste aumenta (i.e. aumento da área de contato) as tensões e deformações presentes nos corpos diminuem, influenciando diretamente no número de ciclos previstos até que a nucleação de uma trinca ocorra. Outro importante fator observado foi que o elemento crítico, ou seja, o que possui a menor vida à fadiga, sempre está posicionado nas superfícies e nas bordas dos arcos de contato. Essas regiões são as que apresentam as maiores amplitudes de deformações devido as constantes mudanças na direção do deslocamento imposto. Esse comportamento também foi observado nos regimes de deslizamento parcial, onde apenas uma pequena variação no número de ciclos é observada à medida que o volume de material removido aumenta. Em quase todos os casos a vida à fadiga observada foi menor nos corpos inferiores.

Apesar dos resultados obtidos terem sido satisfatórios e de grande auxílio para o entendimento da ocorrência do fenômeno de desgaste, as últimas duas análises foram realizadas apenas dentro do regime elástico. Não se realizou as simulações dentro do regime elasto-plástico, pois o elemento disponível para a utilização com a ferramenta de malha adaptativa ALE e com a subrotina

UMESHMOTION, não era capaz de suportar diversos ciclos de carregamento sofrendo com problemas como o travamento volumétrico e cisalhante (*Volumetric and Shear Locking*). Como foi visto na *Seção 6.2* sabe-se que essa consideração pode afetar de maneira significativa os resultados encontrados.

Mesmo com essas ressalvas foi possível compreender um pouco mais da influência do desgaste na vida à fadiga de conectores e elos de linhas de ancoragem de plataformas petrolíferas. Viu-se que para esses primeiros 5000 ciclos a influência do desgaste foi positiva para os componentes. Entretanto, como o número de ciclos simulados foi baixo, apenas 5000 ciclos, acredita-se que seja precipitado informar que o desgaste sempre irá favorecer a vida desses componentes. Acredita-se ainda que para um número mais elevado de ciclos a diminuição da seção transversal possa ter influência determinante na vida à fadiga desses corpos.

Como se pode perceber ainda há muito campo para o desenvolvimento da modelagem deste problema. Espera-se que por meio do desenvolvimento deste trabalho, tenha sido iniciada uma análise mais realística do desgaste em componentes de linhas de ancoragem.

8 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Esta seção dedica-se a apresentar sugestões para trabalhos futuros, onde se identificam possibilidades de avanço e desenvolvimento no âmbito da pesquisa acadêmica.

- Realizar testes experimentais em elos de amarras e conectores para poder obter propriedades materiais e de desgaste, como coeficiente de atrito, coeficiente de desgaste, curva tensão-deformação e parâmetros de fadiga.
- Avaliar a influência do desgaste em elos e conectores por meio da realização de ensaios de ruptura em elos e conectores com diferentes níveis de desgaste.
- Utilizar a fotogrametria 3D para escanear elos e conectores desgastados para poder simular suas geometrias posteriormente em programas que utilizam o método dos elementos finitos, assim como Fontaine et al. (2012) fez em elos corroídos.
- Realizar simulações numéricas 3D de elos e conectores com a presença de desgaste, utilizando métodos para reduzir o custo computacional, como a redução do número de elementos em uma malha por meio da utilização das restrições *Tie*, utilizada por Bastid e Smith (2013) em seu trabalho, e MPC (Multi-Point Constraint) utilizada por McColl et al. (2004). Uma descrição mais detalhada sobre esses métodos pode ser encontrada no manual do Abaqus (2014).
- Desenvolver um novo elemento finito por meio da subrotina UEL, que seja capaz de reduzir ao máximo os efeitos de travamento volumétrico e de cisalhamento (*Volumetric* e *Shear Locking*) e *Hourglassing*, podendo assim reproduzir com sucesso problemas não lineares envolvendo plasticidade e contato. Também é desejável que esse elemento possa ser utilizado em conjunto com a subrotina UMESHMOTION.
- Realizar cálculo da vida à fadiga juntamente com o critério de acúmulo de dano de Palmgren-Miner para verificar o elemento real elemento crítico dos corpos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abaqus 6.14, **Abaqus Documentation**, Dassault Systèmes, 2014
- API-RP-2I, **In-service inspection of mooring hardware for floating structures**, American Petroleum Institute, Abril, 2008.
- API-RP-2SK, **Recommended practice for design and analysis of stationkeeping systems for floating structures**, American Petroleum Institute, 3ª edição, 2005.
- Archard, J.F., **Contact and rubbing of flat surfaces**, Appl. Phys. 24 981–988, 1953.
- Bannantine, J.A., Comer, J.J., Handrock, J.L.. **Fundamentals of metal fatigue analysis**. Prentice Hall, New Jersey, 1989
- Bastid, P., Smith, S.D., **Numerical analysis of contact stresses between mooring chain links and potential consequences for fatigue damage**, ASME 55331, Volume 2B, OMAE 2013-11360, 2013.
- Berg, A., Taraldsen, A., **Long-term mooring and anchoring of large structure and drilling units**, (Reliability and safety of anchor chain systems), OTC Proceedings 179-194, 1980.
- Bhattacharya, S.. **Predictive finite element modeling of artificial cervical discs in a ligamentous functional spinal unit**. Tese de Doutorado, The University of Toledo, 237p., Maio, 2011.
- Bhushan, B.. **Modern Tribology Handbook**. Vol I, Ohio, USA, 2001.
- Bjornsen, E.. **Chains in mooring systems**. Dissertação de Mestrado, NTNU – Norwegian University of Science and Technology, Faculty of Engineering Science and Technology, Department of Structural Engineering, Junho, 2014.
- Boardman, B., Deere Company, Technical Center, **Fatigue resistance steels**, ASM Handbook Volume I: Properties and Selection: Irons, Steels, and High Performance Alloys, p 673-688, 1990.
- Bortoleto, E.M., Rovani, A.C., Seriacopi, V., Profito, F.J., Zachariadis, D.C., Machado, I.F., Sinatora, A., Souza, R.M., **Experimental and numerical analysis of dry contact in the pin on disc test**, Wear 301 19-26, 2013.
- Brown, M.G., Noble Denton Europe Ltd.; T.D. Hall, Welaptega Marine Ltd.; D.G. Marr, Balmoral Marine Ltd.; M. English, U.K. Health & Safety; and R.O. Snell, BP Exploration, **Floating production mooring integrity JIP – Key findings**, OTC 17499, 2005
- Brown, M.G., Comley, A.P., Morten Eriksen, GL Noble Denton, Ian Williams, Wood Group Engineering (North Sea) Ltd, Philip Smedley, BP Exploration Operation Company Limited, Subir Bhattacharjee, ExxonMobil Production Engineering, **Phase 2 mooring integrity JIP – Summary of findings**, OTC 20613, 2010.
- Bureau Veritas (BV), **Classification of mooring systems for permanent offshore units**, Rule Note NR 493 DT R02 E, 2005.
- Chakrabarti, S.K., **Handbook of offshore engineering**, Offshore structure analysis, Inc. Plainfield, Illinois, USA, Vol. I e II, 2005.
- Cotta, P. - **O petróleo é nosso?** - Guavira Editores - 1975 - Rio de Janeiro - pg. 174.
- Cruzado A., Urchegui, M.A., Gómez, X., **Finite element modeling and experimental validation of fretting wear scars in thin steel wires**, Wear 289:26–38, 2012.
- Cruzado A., Leen, S.B., Urchegui, M.A., Gómez, X., **Finite element simulation of fretting wear and fatigue in thin steel wires**, Elsevier, International Journal of Fatigue 55, 7-21, 2013.
- Dahlin, P.. **Growth of fatigue cracks subjected to non-proportional mode I and II**; Tese de Doutorado no. 61, KTH Engineering Sciences, Estocolmo, Suécia, Dezembro, 2005.
- De Pauw, J., De Baets, P., Delgado, Y.P., Sukumaran, J., Ost, W., **A full scale test rig for assessment of abrasive wear of shackle chains**, Wear 302 1017-1025, 2013b.

- De Pauw, J., Sukumaran, J., Delgado, Y.P., Rodriguez, V., De Baets, P., **Effect of hardness in shackles chain wear under harsh environmentally conditions**, *Wear* 306 131-1337, 2013a.
- Ding, J., Leen, S.B., Williams, E.J., Shipway, P.H., **Finite element simulation of fretting wear-fatigue interaction in spline couplings**. *Tribology*, Maio, 2008.
- Ding, J., Leen, S.B., McColl, I.R., **The effect of slip regime on fretting wear-induced stress evolution**. Elsevier, *International Journal of Fatigue* 26, 521-531, 2004.
- DNVGL-OS-E301, **Position mooring**, Offshore Standard, Det Norske Veritas, 2013.
- DNVGL-OS-E302, **Offshore Mooring Chain**, Offshore Standard, Det Norske Veritas, 2015.
- Doca, T., Zegatti, M., Araújo, J.A., **Numerical analysis of mooring connectors under fretting effects**, ISFF8, Brasília-DF, 2016.
- Dowdy, M.J., Graham, D. J., **A method for evaluating and extending the useful life of in-service anchor chain**, OTC 5719, Maio, 1988.
- Dowling, N. E., **Mechanical behavior of materials: Engineering methods for deformation, fracture and fatigue**, 3^a ed., Prentice Hall, New Jersey, 2007.
- Fontaine, E., Kilner, A., Carra, C., Whashington, D., AMOG Consulting, Ma, K.T., Chevron ETC, Phadke, A., Laskowski, D., ConocoPhillips, Kuniski G., DeepStar, **Industry survey of past failures, pre-emptive replacements and reported degradations for mooring systems of floating production units**, OTC-25273-MS5-8, Maio, 2014.
- Fontaine, E., Potts, A., AMOG Consulting, Ma, K., Chevron Energy Technology Company, Arredondo, A., Cadenas, V., Melchers, R.E., The University of Newcastle, Australia, **SCORCH JIP: Examination and testing of severely-corroded mooring chains from west Africa**, OTC 23012, Maio, 2012.
- Fouvry, S., Liskiewicz, T., Paulin, C., **A global-local wear approach to quantify the contact endurance under reciprocating-fretting sliding conditions**, *Wear* 263 518–531, 2007.
- Fouvry, S., Liskiewicz, T., Kapsa, Ph., Hannel, S., Sauger, E., **An energy description of wear mechanisms and its applications to oscillating sliding contacts**, *Wear* 255 287-298, 2003.
- Fouvry, S., Kapsa, Ph., Vincent, L., **Quantification of fretting damage**, *Wear* 200 186-205, 1996.
- Garcin, S., Fouvry, S., Heredia, S., **A FEM fretting map modeling: Effect of surface wear on crack nucleation**, Elsevier, *Wear* 330-331, 145-159, 2015.
- Gordon, R.B., Brown, M.G., Allen, E.M., DNV GL, **Mooring integrity management: A state-of-the-art review**, OTC-25134-MS, Maio, 2014.
- Hegadekotte V., Huber, N., Kraft, O., **Finite element based simulation of dry sliding wear**. *Modelling Simul. Sci Eng.*, Vol. 13:57–75, 2005.
- Hegadekotte, V., Kurzenhäuser, S., Huber, N., Kraft, O., **A predictive modeling scheme for wear in tribometers**, *Tribology International* 41 1020–1031, 2008.
- Hertz, H., 1882. **Über die Berührung fester elastischer Körper**. *Jnl Reine und angewandte Mathematik*, 92, pp. 156-171.
- Hills, D. A., Nowell, D., Sackfield, A.. **Mechanics of Elastic Contacts**. Butterworth-Heinemann, Oxford, 1993.
- Hills, D.A., Nowell, D., **Mechanics of Fretting Fatigue**, *Solid Mechanics and its Applications*. Kluwer Academic Publishers, Oxford, Reino Unido, 1994.
- Holm, R.. **Electrical Contacts**. Springer-Verlag, New York, 1946.
- ISO 1704:2008(E), **Ships and marine technology – Stud-link anchor chains**, International standard, 3^a edição, 2008.
- ISO 19901-7, **Stationkeeping systems for floating offshore structures and mobile offshore units**, Part 7 of Petroleum and natural gas industries – Specific requirements for offshore structures, 2013.

- Johansson, L., **Numerical simulation of contact pressure evolution in fretting**, J. Tribol. 116 247–254, 1994.
- Johnson, k.L.. **Contact Mechanics**. Cambridge University Press, Cambridge, 1985.
- Kanavalli, B.. **Application of user defined subroutine UMESHMOTION in ABAQUS to simulate dry rolling/sliding wear**. Dissertação de Mestrado. Stockholm, Suécia: Royal Institute of Technology (KTH), 2006.
- Kvitrud, A., **Failures in anchor lines and methods for improving the safety level**, Normoor meeting, DNV, Hovik, Novembro, 2013.
- Lin, H.. **Simulation of wear in turbocharger wastegates**. Dissertação de Mestrado, Faculty of Aerospace Engineering, Delft University of Technology, 154p., 2016.
- Louizou, A.. **Modelling and simulation of thermo-mechanical phenomena at the friction interface of a disc brake: An empirically-based finite element model for the fundamental investigation of factors that influence the interface thermal resistance at the friction interface of a high energy sliding pair in a disc brake**. Tese de Doutorado, School of Engineering, Design & Technology, University of Bradford, 212p., 2012.
- Loureiro, R.R.. **Análise numérico-experimental de anomalia de sistema de ancoragem em catenária devido a falha de manilhas de linhas de poliéster**. Rio de Janeiro, RJ, 171p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Oceânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE/UFRJ, 2007.
- Ma, K.T., Chevron ETC, Arun Duggal, SOFEC Inc, Philip Smedley, BP Exploration Operation Company Limited, Didier L’Hostis, TOTAL SA, Hongbo Shu, Shell International E&P Inc, **A historical review on integrity issues of permanent mooring systems**, OTC, Maio, 2013.
- Madge, J.J. et al., **Contact-evolution based prediction of fretting fatigue life: effect of slip amplitude**, Wear 262 1159–1170, 2007.
- Madge, J.J.. **Numerical modeling of the effect of fretting wear on fretting fatigue**. Tese de Doutorado, University of Nottingham, UK, 197p., 2009.
- Majhi, S., D’Souza, R., **Application of lessons learned from field experience to design, installation and maintenance of FPS moorings**, OTC 24181, 2013.
- Martínez, F.J., Jiménez, M.A., Martínez, M.A., **Application of wear modeling methodology to the design of a lift car installation by means of finite element simulation**. Meccanica 49:393-411, 2014.
- McColl, I.R., Leen, S.B., McCool, I.R., Shipway, P.H., **Finite element simulation and experimental validation of Fretting wear**. Wear 256 1114–1127, 2004.
- Mohd Tobi, A.L., Ding, J., Bandak, G., Leen, S.B., Shipway, P.H., **A study on the interaction between fretting wear and cyclic plasticity for Ti-6Al-4V**. Wear 267 270-282, 2009.
- Morais, J. M.. **Petróleo em águas profundas: uma história tecnológica da Petrobras na exploração e produção offshore**. Brasília, DF, 2013: 424p. Ipea: Petrobras – ISBN: 978-85-7811-159-5.
- Muskhelishvili, N. I., 1953. **Some basic problems of mathematical theory of elasticity**. Noordhoff, Groningen, 36, pp. 99-107.
- Noble Denton Europe Limited (NDEL), **Floating production system – JIP FPS mooring integrity**, UK HSE Research Report 444, 2006.
- Offshore magazine, **2014 deepwater solutions & records for concept selection**, Maio, 2014.
- Offshore magazine, **Mooring systems for offshore floating installations – Trends and technology**, Poster, Outubro, 2013a.
- Offshore magazine, **Worldwide survey of floating production, storage and offloading (FPSO) units**, Agosto, 2013b.

- Pinheiro, P.A.B.. **Análise crítica de modelos de fadiga de plano crítico e proposta de uma nova medida de amplitude de tensão cisalhante**. Brasília, DF, 86p. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Publicação ENM.DM-70A/04, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, UnB, 2012.
- Popov, V.L.. **Contact Mechanics and Friction: Physical Principles and Applications**. Springer, 362p., 2010.
- Qiu, X., Plesha, M.E., **A theory for dry wear based on energy**, Trans. ASME, J. Tribol. 111 442-451, 1991.
- Rabinowicz, E., **Friction and wear materials**, Wiley, New York, 1965.
- Ramalho, A., Miranda, J.C., **The relation between wear and dissipated energy in sliding systems**, Wear, 260, 361-367, 2006.
- Rodkiewicz, C.M., Wang, Y., **A dry wear model based on energy considerations**, Tribol. Int. 27, Issue 3 145-151, 1994.
- ROSA, E.. **Análise de resistência mecânica: Mecânica da fratura e fadiga**. Grupo de Análise, Agosto, 2002.
- Schijve, J.. **Fatigue of structures and materials**. 2ª ed. , Springer, 2008.
- Shoup, G.J., Mueller R.A., **Failure analysis of a calm buoy anchor chain system**, OTC, 1984.
- Socie, D.F. e Marquis, G.B.. **Multiaxial fatigue**. SAE International, 2000.
- Stachowiak, G.W., Batchelor, A.W.. **Engineering Tribology**. 4ª edição, Butterworth-Heinemann, Elsevier Science & Technology Books, Oxford, UK, 2014.
- Steenkiste, D.V., Plasschaert, S., De Baets, P., De Pauw, J., Delgado, Y.P., Sukumaran, J., **Abrasive wear of link chains**, Sustainable construction and design, 2011.
- Stephens, R.I., Fatemi, A., Stephens, R.R., Fuchs, H.O.. **Metal fatigue in engineering**. Segunda edição. Wiley Interscience, 472p, 2001.
- Takahashi, B.X.. **Metodologia moderna para análise de fadiga baseada em elementos finitos de componentes sujeitos a fadiga uni e multiaxial**. São Paulo, SP, 338p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, POLI-USP, 2014.
- Vingsbo, O., Soderberg, S., **On fretting maps**, Wear 126 131–147, 1938.
- Wriggers, P.. **Computational Contact Mechanics**. 2ª edição, Springer, 518p., 2006.
- Yaghin, A.L. e Melchers, R.E.. **Long-term inter-link wear of model mooring chains**, Elsevier, Marine Structures 44, 61-84, 2015.
- Zegatti, M., Doca, T., **2D Fretting wear analysis of mooring connectors under plastic strain**, XXXVII Iberian Latin American congress on computational methods in engineering, Revista interdisciplinar de pesquisa em engenharia, CILAMCE, Brasília – DF, 2016b.
- Zegatti, M., Doca, T., **Estudo numérico e analítico de problemas de contato hertziano**, XII Simpósio de mecânica computacional, 516-523, 2016a.
- Zhang, T., Harrison, N.M., McDonnell, P.F., McHugh, P.E., Leen, S.B., **A finite element methodology for wear-fatigue analysis for modular hip implants**, Tribology International 65 113-127, 2013.

ANEXOS

		Pag.
ANEXO I	CONTATO HERTZIANO	115
ANEXO II	FADIGA MULTIAXIAL	118
ANEXO III	SUBROTINA UMESHMOTION	122

ANEXO I – CONTATO HERTZIANO

```
%=====
% Mestrando: Matheus Zegatti e Silva
% Orientador: Thiago Doca
% Mestrado em Ciências Mecânicas - UnB
% Brasília - DF
%=====

% Código de comparação entre resultados analíticos e numéricos para o
% contato de corpos elásticos (2D)

%-----
clc
clear all
close all

% Distribuição da pressão normal de contato na superfície de contato entre
% cilindros

% Características do Cilindro 1

R1=60;           % Raio [mm]
E1=210*10^3;    % Módulo de elasticidade [MPa]
v1=0.3;        % Coeficiente de Poisson

% Características do Cilindro 2

R2=Inf;         % Raio infinito (Plano) ou raio negativo (cilindro
inferior)
E2=E1;
v2=v1;

% Parâmetros da formulação de Hertz

c=((1-v1^2)/E1)+((1-v2^2)/E2); % Lado direito da equação do módulo de
elasticidade equivalente [1/MPa]
Eeq=1/c;        % Módulo de elasticidade equivalente [MPa]
g=((1/R1)+(1/R2)); % Lado direito da equação do raio
equivalente [1/mm]
Req=1/g;       % Raio equivalente [mm]

F=[1000.0];    % Força normal aplicada no corpo [N/mm]

l=length(F);

for j=1:l

    a=sqrt((Req*F(j)*4)/(pi*Eeq)); % Comprimento do semi-arco de contato
[mm]
    Po=(2*F(j))/(pi*a);          % Máxima pressão de contato [MPa]

    i=a/100;                     % Incremento [mm]

    xi=-a:i:a;                   % Pontos onde a pressão será avaliada
[mm]
    P=Po*((1-(xi.^2/a^2)).^(1/2)); % Pressão de contato a uma distância x
[MPa]
```

```

end

% Dados obtidos da simulação realizada no programa Abaqus -----

Abq=importdata('CPRESS_CP.txt');    % Importando o arquivo com os
resultados numericos

% Tratamento do dados
Abq=[(Abq(:,1)-Abq(1,1)) Abq(:,2)];
Abqc=Abq(:,1)-max(Abq(:,1))/2;
Abq=[Abqc Abq(:,2)];
%-
% Plotagem dos gráficos comparativos
figure
plot(xi,P,'b','LineWidth',2.5)
title ('Distribuição da Pressão de contato ao longo de x')
xlabel('x [mm]')
ylabel('P(x) [MPa]')
hold on
plot(Abq(:,1),Abq(:,2),'rs','LineWidth',0.5,'MarkerEdgeColor','k','MarkerFaceColor','r','MarkerSize',5)
xlim([min(Abq(:,1)) max(Abq(:,1))])
legend('Solução Analítica','Solução Numérica (Abaqus)')
%

aana=a                % Resultado analítico do comprimento do semi-arco de
contato
aabq=max(Abq(:,1))    % Resultado numérico do comprimento do semi-arco de
contato

Poana=Po              % Resultado analítico da máxima pressão de contato
Poabq=max(Abq(:,2))   % Resultado numérico da máxima pressão de contato

%----- Tensões obtidas pelo potencial de Muskhelishvili -----
% Esta parte do programa foi adaptada do código desenvolvido por Italo
(2012)

% "Malha" utilizada para gerar os resultados analíticos
nx=100;              % Intervalos em x
ny=100;              % Intervalos em y
%

f=0;                  % Coeficiente de atrito
v=v1;                 % Coeficiente de Poisson

x_a=linspace(-a,a,nx); % Extensão da distribuição das tensões no eixo x
y_a=linspace(0,2*a,ny); % Extensão da distribuição das tensões no eixo y

% Cálculo das tensões para cada "nó" da "malha" analítica
for j=1:ny
for i=1:nx

    x=x_a(i);
    y=y_a(j);

if y==0
    y=10^(-10);
end

if x==0
    x=10^(-10);

```

```

end

% Cálculo das tensões

z = x+li*y;
phi1n = -(Po/(2*a))*(1i+f)*(z-sign(x)*sqrt(z^2-a^2));
phi2n = -(Po/(2*a))*(1i+f)*(1-sign(x)*z/sqrt(z^2-a^2));
phi3n = -(Po/(2*a))*(-1i+f)*(z-sign(x)*sqrt(z^2-a^2));
phi4n = -(Po/(2*a))*(-1i+f)*(conj(z)-sign(x)*sqrt(conj(z)^2-a^2));
An = (conj(z)-z)*phi2n-phi3n+phi4n;
syyn(j,i) = real(An);
txyn(j,i) = imag(An);
sxxn(j,i) = 2*(phi1n+phi4n)-real(An);

sxx(j,i)=sxxn(j,i);
syy(j,i)=syyn(j,i);
txy(j,i)=txyn(j,i);
szz(j,i)=v*(sxx(j,i)+syy(j,i));
svm(j,i)=sqrt(((sxx(j,i)-syy(j,i))^2+(syy(j,i)-szz(j,i))^2+(szz(j,i)-sxx(j,i))^2+6*txy(j,i)^2)/2);
end
end

S=importdata('Tensao_CP.txt'); % Importando resultados das tensões
numéricas

% Tratamento dos dados numéricos
S11=[S(:,1) S(:,2)];
S12=[S(:,1) S(:,3)];
S22=[S(:,1) S(:,4)];
S33=[S(:,1) S(:,5)];

% Plotagem da comparação entre as tensões analíticas e numérica
figure
plot(sxx(:,nx/2),y_a,syy(:,nx/2),y_a,txy(:,nx/2),y_a,szz(:,nx/2),y_a)
hold on
plot(S11(:,2),S11(:,1),S12(:,2),S12(:,1),S22(:,2),S22(:,1),S33(:,2),S33(:,1)
))
grid on;
xlabel('Tensao')
ylabel('y/a')
legend('\sigma_{xx}','\sigma_{yy}','\tau_{xy}','\sigma_{zz}')
title('Tensoes em x/a=0')

% Plotagem da distribuição do campo analítico de tensões equivalentes de
von Mises
figure
[X,Y] = meshgrid(x_a,y_a);
contourf(X,Y,svm,linspace(max(svm(:)),min(svm(:)),14))
colorbar
Texto=num2str(max(svm(:)),4);
text(-0.12,0.59,[Texto ' MPa'])
xlabel('x [mm]')
ylabel('y [mm]')
%grid on;
title('Distribuição do Campo de Tensões de Von Mises')

max(svm(:)) % Máxima tensão equivalente de von Mises

```

ANEXO II – FADIGA MULTIAXIAL (SWT)

```
% ----- Fadiga Multiaxial -----  
  
% Aluno: Matheus Zegatti e Silva  
  
% --- Modelo de Fadiga Multiaxial baseados na abordagem deformação-vida ---  
  
clc  
clear all  
  
% Dados de entrada  
  
E=200000;      % Módulo de Elasticidade  
  
Sig_fl=1898;   % Coeficiente de resistência à fadiga  
b=-0.09;      % Expoente de resistência à fadiga  
Efl=0.67;     % Coeficiente de ductilidade à fadiga  
c=-0.64;     % Expoente de ductilidade à fadiga  
  
grau=5;       % Discretização do grau [graus]  
e=0.000001;  % Tolerância desejada no método da bisseção  
  
%----- Histórico de Tensões e Deformações -----  
  
Sx=importdata('S11_CI.txt');  
Sy=importdata('S22_CI.txt');  
Sz=importdata('S33_CI.txt');  
  
[L,C]=size(Sx);  
  
Txy=importdata('S12_CI.txt');  
Txz=zeros(L,C);  
Tyz=zeros(L,C);  
  
Ex=importdata('E11_CI.txt');  
Ey=importdata('E22_CI.txt');  
Ez=zeros(L,C);  
  
Yxy=importdata('E12_CI.txt');  
Yxy2=Yxy/2;  
Yxz=zeros(L,C);  
Yxz2=Yxz/2;  
Yyz=zeros(L,C);  
Yyz2=Yyz/2;  
  
%----- Modelo de Smith-Watson-Topper (SWT) -----  
  
Vida=zeros(L/21,C);      % Matriz de vida à fadiga  
Emx=zeros(L/21,C);  
Smx=zeros(L/21,C);  
Theta=zeros(L/21,C);  
Phi=zeros(L/21,C);  
K=1;
```



```

for m=1:L/21
    m
    for n=1:C
        n

        Enmax=zeros(180/grau);           % Pré-alocação da matriz Enmax
        Snma=zeros(180/grau);           % Pré-alocação da matriz Snma
        Enmin=zeros(180/grau);         % Pré-alocação da matriz Enmin

        for t=K:K+20

            i=1;
            j=1;

            En=zeros(180/grau);         % Pré-alocação da matriz En
            Sn=zeros(180/grau);         % Pré-alocação da matriz Sn

            for fi=0:grau:180-grau
                for teta=0:grau:180-grau

                    a11=cosd(teta)*sind(fi);
                    a12=sind(teta)*sind(fi);
                    a13=cosd(fi);

                    A=[a11^2 a12^2 a13^2 2*a11*a12 2*a11*a13 2*a13*a12];

                Ta=[Sx(t,n);Sy(t,n);Sz(t,n);Txy(t,n);Txz(t,n);Tyz(t,n)];

                Ea=[Ex(t,n);Ey(t,n);Ez(t,n);Yxy2(t,n);Yxz2(t,n);Yyz2(t,n)];

                % Cálculo da tensão normal, e deformações normal para o plano observado

                Sn(i,j)=A*Ta;
                En(i,j)=A*Ea;

                % Alocação das matrizes de Máximos e Mínimos de Sn e En cada plano

                if En(i,j)>=Enmax(i,j);
                    Enmax(i,j)=En(i,j);
                end
                if En(i,j)<=Enmin(i,j);
                    Enmin(i,j)=En(i,j);
                end
                if Sn(i,j)>=Snma(i,j);
                    Snma(i,j)=Sn(i,j);
                end
                i=i+1;
            end
            j=j+1;
            i=1;
        end
    end

    Ena=(Enmax-Enmin)/2;           % Amplitudes da deformação normal
    Enamax=max(max(Ena));         % Amplitude da deformação normal máxima

    [Teta Fi]=find(Ena==Enamax); % Plano onde a amplitude de deformação
é máxima
    [Li,Co]=size(Teta);

```

```

% Encontrando a tensão normal máxima para o plano de máxima
amplitude de
% deformação normal

for i=1:Li
    Snmax(i)=Snma(Teta(i),Fi(i));
end

Snmaxx=max(Snmax);

if Snmaxx==0
    Tetamaxx=(Teta(1)-1)*grau;
    Fimaxx=(Fi(1)-1)*grau;
else
    [Tetamax Fimax]=find(Snma==Snmaxx);

    Tetamaxx=(Tetamax-1)*grau;      % Correção do valor de Teta
    Fimaxx=(Fimax-1)*grau;          % Correção do valor de Fi
end

% Início do método da Bisseção

Na=1;                                % Menor valor inicial do intervalo
[a,b]
Nb=10^12;                             % Maior valor inicial do intervalo
[a,b]

N=(Na+Nb)/2;                          % Valor inicial de Nf

Le=Enamax*Snmaxx;
Ld=(( (Sig_fl^2)*((2*N).^ (2*b)))/E)+(Sig_fl*Efl*((2*N).^ (b+c)));
g=Le-Ld;                                % Valor da função em Nf=N

I=0;

% Método da Bisseção utilizado para encontrar Nf

while e<abs(g)

    N=(Na+Nb)/2;                        % Valor inicial de Nf

    Le=Enamax*Snmaxx;
    Ld=(( (Sig_fl^2)*((2*N).^ (2*b)))/E)+(Sig_fl*Efl*((2*N).^ (b+c)));
    g=Le-Ld;                                % Valor da função em Nf=N

    if g<0
        Na=N;
        Nb=Nb;
    else
        Na=Na;
        Nb=N;
    end

    I=I+1;

    if I>30|Le==0
        break
    end

end

end

```

```

        %SWT={'Enamax','Snmax
(MPa) ','Teta(°) ','Fi(°) ','Nf(ciclos) ','Iterações';
        %      Enamax,Snmaxx,Tetamaxx,Fimaxx,N,I}
        Emx(m,n)=Enamax;
        Smx(m,n)=Snmaxx;
        Theta(m,n)=Tetamaxx;
        Phi(m,n)=Fimaxx;
        Vida(m,n)=N;
    end
    K=K+21;
end

Ini=min(Vida(1,:));
Mil1=min(Vida(2,:));
Mil2=min(Vida(3,:));
Mil5=min(Vida(4,:));

%SWT={'Inicial','1000 Ciclos','2000 Ciclos','5000 Ciclos';
%      Ini,Mil1,Mil2,Mil5}

[A B]=find(Vida(:,')==Ini)
Ini
Emx(A,B)
Smx(A,B)
Theta(A,B)
Phi(A,B)

[A B]=find(Vida(:,')==Mil1)
Mil1
Emx(A,B)
Smx(A,B)
Theta(A,B)
Phi(A,B)

[A B]=find(Vida(:,')==Mil2)
Mil2
Emx(A,B)
Smx(A,B)
Theta(A,B)
Phi(A,B)

[A B]=find(Vida(:,')==Mil5)
Mil5
Emx(A,B)
Smx(A,B)
Theta(A,B)
Phi(A,B)

```

ANEXO III – SUBROTINA UMESHMOTION

! Subrotina, que atrelada ao abaqus, realiza a atualizacao da posicao nodal (normal a superficie) de acordo com o sistema de coordenada local dos nohs da malha adaptativa, por meio do modelo de desgaste de Archard

! Essa simulacao visa validar a subrotina de acordo com os resultados apresentados em Ding_2008

```
SUBROUTINE UMESHMOTION (UREF, ULOCAL, NODE, NNDOF, LNODETYPE, ALOCAL,
&      NDIM, TIME, DTIME, PNEWDT, KSTEP, KINC, KMESHSWEEP, JMATYP,
&      JGVBLOCK, LSMOOTH)

! UREF - ?
! ULOCAL - Variavel que define, por meio do sistema de coordenada
local (ALOCAL), qual sera o deslocamento ou a velocidade do noh da malha
adaptativa
!      | (1) - Componente x ou (2) - Componente y|
! NODE - Fornece o numero global do noh
! NNDOF - Numero de graus de liberdade do noh
! LNODETYPE - Indica o tipo de noh
!      | 1 - noh que que esta no interior da malha adaptativa
!      | 2 - noh que possui uma "tied constraint"
!      | 3 - Noh que esta no canto do contorno da malha adaptativa
!      | 4 - Noh que esta na borda da malha adaptativa
!      | 5 - Noh que representa uma superficie da regio da malha
adaptativa
!      | 6 - Noh que participa de uma restricao (com excecao da
"tied constraint") como um noh "master"
!      | 7 - Noh que participa de uma restricao (com excecao da
"tied constraint") como um noh "slave"
!      | 10 -Noh que possui uma carga concentrada aplicada|
! ALOCAL - Sistema de coordenadas local de cada noh
! NDIM - Numero de dimensoes da coordenada
! TIME - | (1) - Tempo do step ou (2) - Tempo total da simulacao|
! DTIME - Tamanho do incremento de tempo
! PNEWDT - Razao entre o novo incremento de tempo sugerido e o
incremento de tempo utilizado atualmente
! KSTEP - Numero do step da simulacao
! KINC - Numero do incremento dentro do step
! KMESHSWEEP - Numero do "mesh sweep"
! JMATYP - Variavel necessaria para acessar resultados locais nos
nohs atraves da subrotina GETVRMAVGATNODE
! JGVBLOCK -Variavel necessaria para acessar resultados locais nos
nohs atraves das subrotinas GETVRN, GETNODETOELEMCONN e GETVRMAVGATNODE
! LSMOOTH - Determinacao da suavizacao ("smoothing") da malha apos
aplicacao da restricao (1) - Ativar

INCLUDE 'aba_param_dp.inc' ! Este comando define a precisao dupla
das variaveis que não são declaradas

! Definindo o tamanho das matrizes (variaveis) do UMESHMOTION
PARAMETER (MAXNELEMS=100000)
DIMENSION ULOCAL (NDIM) , JELEMLIST (MAXNELEMS) , JELEMTYPE (MAXNELEMS)
DIMENSION ALOCAL (NDIM,MAXNELEMS) , TIME (2)
DIMENSION JMATYP (MAXNELEMS) , JGVBLOCK (MAXNELEMS)
```

```

!----- Definindo variaveis a serem utilizadas
na subrotina -----

! Variavel utilizada para realizar o comando de loop
INTEGER::cnt

! Variavel para designar a superficie em que o no encontra |(0) -
"slave" ou (1) - "master"|
INTEGER::Sup

! Variaveis de contato, coordenadas e deslizamento do incremento
atual do noh "slave" (Obtidas do Abaqus)
REAL::CPRESS,CSHEAR,CSLIP,COPEN,XCOORD,YCOORD

! Variaveis utilizadas para a interpolacao dos valores dos nohs
"master"
REAL::CPRESS_D,CPRESS_E,delta_s_D,delta_s_E,grad_pr,grad_sl
&Xdist_D,Xdist_E,Xslave_D,Xslave_E
INTEGER::Slave_D,Slave_E

! Matriz para reter as variaveis fornecidas pelo Abaqus
DIMENSION ARRAY (15)

! Distancia normal gerada pelo desgaste calculada localmente para
cada noh, desgaste critico e o coeficiente de desgaste especifico
REAL::delta_h,delta_h_crit,k

! Distancia de deslizamento entre as superficies entre o incremento
i-1 e o incremento i e o COF
REAL::delta_s

! Acelerador de desgaste
INTEGER::delta_n

! Variavel necessaria para a Subrotina GETPARTINFO
CHARACTER(len=2)::CPNAME

common/wear/ ! Variaveis de armazenamento, onde a precisao eh
determinada pelo arquivo 'aba_param_dp.inc'
& isclock, ! Conta quantos nohs "slave" foram armazenados
& imclock, ! Conta quantos nohs "master" foram armazenados
& isclock2, ! Conta quantos nohs "slave" foram armazenados
& imclock2, ! Conta quantos nohs "master" foram armazenados

! A dimensao dessas matrizes deve ser maior do que o numero de nohs
em contato
& snodes(2000), ! Registro do numero de todos os nohs "slave"
& imnodes(2000), ! Registro do numero de todos os nohs "master"
& oldslipm(2000), ! Registro do deslizamento do ultimo incremento
(i-1) de cada noh "master"
& oldslips(2000), ! Registro do deslizamento do ultimo incremento
(i-1) de cada noh "slave"
& tempslip(2000), ! Registro dos deslizamentos do incremento atual
(i) (atualizado constantemente)
& spress(2000), ! Registro das pressoes de contato para todos os
nohs "slave"
& sxcrd(2000), ! Registro das coordenadas x para todos os nohs
"slave"
& sycrd(2000), ! Registro das coordenadas y para todos os nohs
"slave"

! Atua como uma tabela de pesquisa entre os numeros dos nohs globais
e as matrizes acima,

```

```

! por isso o tamanho precisa ser maior do que o numero de nohs do
modelo.
& slaverreg(100000),
& imasterreg(100000)

!----- Inicializacao de variaveis -----
cnt=1          ! Variavel de loop

k=7.36E-8      ! Valor do coeficiente de desgaste

delta_n=100    ! Acelerador de desgaste (Numero de ciclos a
serem considerados em um unico ciclo de simulacao)

NELEMS=MAXNELEMS ! Numero maximo de elementos esperados na malha
adaptativa

!----- SUBROTINAS NECESSARIAS PARA OBTER DADOS DOS
ELEMENTOS E NOHS DA MALHA ADAPTATIVA -----

! JTYP - Indica se o INTNUM selecionado eh um |(0) - Noh ou (1) -
Elemento|
JTYP=0

!----- Subrotina utilizada para obter o nome de cada "part
instance" e o numero original do noh ou elemento -----

!CALL GETPARTINFO(INTUM, JTYP, CPNAME, LOCNUM, JRCD) - Original
CALL GETPARTINFO (NODE, JTYP, CPNAME, LOCNUM, JRCD) ! Modificado
(INTUM=NODE) para obter dados do noh

! INTNUM - Numero do noh ou elemento global a ser observado
! CPNAME - Indica o nome da "part instance"
! LOCNUM - Numero do noh ou elemento local da "part instance"

!----- Subrotina utilizada para capturar uma lista de elementos
conectadas a um noh especifico -----
CALL GETNODETOELEMCONN (NODE, NELEMS, JELEMLIST,
& JELEMTYPE, JRCD, JGVBLOCK)

! NELEMS - Ver linha 96 do c□o
! JELEMLIST - Matriz do numero de elementos conectados ao NODE
! JELEMTYPE - Indica o tipo de elemento |(1) - Elemento solido ou (2)
- Elemento de contato|
! JRCD - Indica se tem erro na subrotina |(0) - Nenhum erro ou (1) -
Erro|
! JGVBLOCK - Variavel necessaria para a subrotina GETNODETOELEMCONN

!----- Subrotinas utilizadas para que possa ser calculada uma media
dos valores de cada elemento para os nohs -----

! JTYP - Variavel que define como a media do valor no noh eh feita
! |(0) - Extrapola os resultados utilizando funcoes de forma do
elemento ou (1) - Faz uma media ponderada dos resultados|
JTYP=0

! Subrotina utilizada para capturar as pressoes de contato nos nohs
CALL GETVRMAVGATNODE (NODE, JTYP, 'CSTRESS', ARRAY, JRCD,
& JELEMLIST, NELEMS, JMATYP, JGVBLOCK)

! CSTRESS - Variavel que informa |(1) - CPRESS ou (2) - CSHEAR|
! ARRAY - Ver linha 58
! JMATYP - Variavel necessaria para rodar a subrotina GETVRMAVGATNODE

```

```

CPRESS = ARRAY(1)
CSHEAR = ARRAY(2)

! Subrotina utilizada para captar a distcia entre as superficies e os
deslocamentos tangencial relativo dos nohs na regio de contato
CALL GETVRMAVGATNODE (NODE,JTYP,'CDISP',ARRAY,JRCD,
&
JELEMLIST,NELEMS,JMATYP,JGVBLOCK)

! CDISP - Variavel que informa |(1) - COPEN ou (2) - CSLIP|

COPEN = ARRAY(1)
CSLIP = ARRAY(2)

!----- Subrotina utilizada para acesssar informacoes dos nohs -----
--

! LTRN - Tipo de sistema de coordenada em que o valor eh obtido |(0)
- Global ou (1) - Local transformado|
LTRN=0

! Subrotina utilizada para obter as coordenadas dos nohs
CALL GETVRN (NODE,'COORD',ARRAY,JRCD,JGVBLOCK,LTRN)

XCOORD=ARRAY(1)
YCOORD=ARRAY(2)

!----- Identificacao e armazenamento dos nohs das superficies
"master" e "slave" -----

Sup=0 ! Assumindo noh como da superficie "slave"
inicialmente
IF (CPNAME=='C4') THEN ! Parte C4 (Zona de
Contato -Inferior) onde eh definida a superficie "master"
Sup=1 ! Definindo noh como
da superficie "master"
imclock2=imclock2+1 ! Contador do numero
de vezes em que os nohs "master" sao consultados na iteracao
IF (imasterreg (NODE)==0) THEN ! Se a matriz estiver
vazia (Somente primeiro incremento)
imclock=imclock+1 ! Contador de nohs
"master"
imnodes (imclock)=NODE ! Guarda o numero dos
nohs "master" em ordem
imasterreg (NODE)=imclock ! Guarda na posicao
de acordo com o numero dos nohs "master"
END IF
ELSE IF (CPNAME=='C3') THEN ! Parte C3 (Zona de
Contato-Superior) onde eh definida a superficie "slave"
isclock2=isclock2+1 ! Contador do numero
de vezes em que os nohs "slave" sao consultados na iteracao
IF (slavereg (NODE)==0) THEN ! Se a matriz estiver
vazia (Somente primeiro incremento)
isclock=isclock+1 ! Contador de nohs
"slave"
snodes (isclock)=NODE ! Guarda o numero dos
nohs "slave" em ordem
slavereg (NODE)=isclock ! Guarda na posicao
de acordo com o numero dos nohs "slave"
END IF
spress (slavereg (NODE))=CPRESS ! Armazenamento da
pressao de contato para cada noh "slave"
sxcrd (slavereg (NODE))=XCOORD ! Armazenamento da
coordenada x de cada noh "slave"

```

```

        syncrd(slavereg(NODE))=YCOORD          ! Armazenamento da
coordenada y de cada noh "slave"
        tempslip(slavereg(NODE))=CSLIP        ! Armazenamento do
deslizamento relativo tangencial atual (i) de cada noh "slave"
        delta_s=CSLIP-oldslips(slavereg(NODE)) ! Calculo da
distancia de deslizamento
        oldslips(slavereg(NODE))=CSLIP      ! Variavel que evita
computar o desgaste do noh "slave" duas vezes
END IF

! ----- Interpolacao por meio dos dois nohs "slave" mais proximos
para gerar os valores do noh "master" -----

! Inicializacao de variaveis que serao utilizadas nesta secao
CPRESS_D=0.0          ! CPRESS do noh "slave" a direita do noh
"master"
CPRESS_E=0.0          ! CPRESS do noh "slave" a esquerda do noh
"master"
delta_s_D=0.0         ! Distancia de deslizamento do noh "slave" a
direita do noh "master"
delta_s_E=0.0         ! Distancia de deslizamento do noh "slave" a
esquerda do noh "master"
Xslave_D=0.0          ! Coordenada X do noh "slave" a direita do
noh "master"
Xslave_E=0.0          ! Coordenada X do noh "slave" a direita do
noh "master"

! Inicializando variaveis das distancias a esquerda e a direita do
noh "slave" (Inicialmente se define uma distancia de inicializacao grande)
Xdist_D=1.0           ! Distancia do noh "slave" a direita do noh
"master"
Xdist_E=1.0           ! Distancia do noh "slave" a esquerda do noh
"master"

! Inicializando variaveis de deteccao de nohs "slave" ao lado do noh
"master" atual
Slave_D=0             ! "Slave" localizado a direita do noh
"master" |(0) - Nao existe ou (1) - Existe|
Slave_E=0             ! "Slave" localizado a esquerda do noh
"master" |(0) - Nao existe ou (1) - Existe|

IF((Sup==1).AND.(imclock2<=imclock))THEN          ! Se for noh
da superficie "master" e for a primeira execucao da subrotina para a dada
iteracao
    DO cnt=1,isclock          ! Varredura
pelos nohs "slave" para achar os dois nohs mais proximos do noh "master"
        IF(sxcrd(cnt)>=XCOORD)THEN          ! Se o noh
"slave" estiver a direita do noh "master" atual
            IF(ABS(XCOORD-sxcrd(cnt))<Xdist_D)THEN ! Atualizacao
do noh "slave" a direita mais proximo
                CPRESS_D=spress(cnt)          ! Atualizacao
da pressao de contato do noh "slave" a direita
                delta_s_D=tempslip(cnt)-oldslipm(cnt) ! Atualizacao
da distancia de deslizamento do noh "slave" a direita
                Xslave_D=sxcrd(cnt)           ! Atualizacao
da coordenada X do noh "slave" a direita
                Xdist_D=ABS(XCOORD-sxcrd(cnt)) ! Atualizacao
da distancia entre o noh "slave" a direita e o noh "master"
                Slave_D=1                     ! Confirmacao
a existencia do noh "slave" a direita
            END IF
        ELSE

```



```

                IF (ABS (XCOORD-sxcrd (cnt)) < Xdist_E) THEN           ! Se o noh
"slave" estiver a esquerda do noh "master" atual
                CPRESS_E=spress (cnt)                               ! Atualizacao
do noh "slave" a esquerda mais proximo
                delta_s_E=tempslip (cnt)-oldslipm (cnt)           ! Atualizacao
da pressao de contato do noh "slave" a esquerda
                Xslave_E=sxcrd (cnt)                               ! Atualizacao
da coordenada X do noh "slave" a esquerda
                Xdist_E=ABS (XCOORD-sxcrd (cnt))                   ! Atualizacao
da distancia entre o noh "slave" a esquerda e o noh "master"
                Slave_E=1                                         ! Confirmacao
a existencia do noh "slave" a esquerda
                END IF
            END IF
        END DO
        IF (Slave_D==0.AND.Slave_E==1) THEN                       ! Se tiver noh "slave"
somente a esquerda
            CPRESS=CPRESS_E
            delta_s=delta_s_E
        END IF
        IF (Slave_D==1.AND.Slave_E==0) THEN                       ! Se tiver noh "slave"
somente a direita
            CPRESS=CPRESS_D
            delta_s=delta_s_D
        END IF
        IF (Slave_D==0.AND.Slave_E==0) THEN                       ! Se nao for observado
noh "slave" em nenhum dos lados do noh "master"
            CPRESS=0.0
            delta_s=0.0
        END IF
        IF (Slave_D==1.AND.Slave_E==1) THEN                       ! Se tiver noh "slave" de
ambos os lados (Interpolacao)
            grad_pr=(CPRESS_D-CPRESS_E)/(Xslave_D-Xslave_E)
            CPRESS=CPRESS_E+grad_pr*(XCOORD-Xslave_E)
            grad_sl=(delta_s_D-delta_s_E)/(Xslave_D-Xslave_E)
            delta_s=delta_s_E+grad_sl*(XCOORD-Xslave_E)
        END IF
    END IF

    ! Armazenamento dos deslizamentos tangenciais relativos para a
proxima iteracao
    IF (imclock2==isclock2) THEN
        DO cnt=1, isclock
            oldslipm (cnt)=tempslip (cnt)           ! Armazenamento
            imclock2=0                               ! Reset da variavel "master"
contadora
            isclock2=0                               ! Reset da variavel "slave"
contadora
        END DO
    END IF

    ! Calculo do desgaste
    delta_h=delta_n*k*CPRESS*ABS (delta_s)

    ! Implementacao do desgaste na malha - ULOCAL(2) = Deslocamento em y
    ULOCAL(2)=ULOCAL(2)-delta_h                    ! Posicionamento novo (i)

    ! ----- Criacao de pastas para extrair dados da rotina ----
    -----

    OPEN (unit=1, file='C:\Users\Petrogall1-a\Desktop\Zegatti\CP_G_6K\

```

```

&MASTER_CP.txt',status='unknown')

  OPEN(unit=2,file='C:\Users\Petrogall1-a\Desktop\Zegatti\CP_G_6K\
&SLAVE_CP.txt',status='unknown')

  !----- Extracao de dados -----

  IF(isclock2==1) THEN
    WRITE(2,*)
    WRITE(2,100) 'STEP',KSTEP,'INC',KINC,'CORPO',CPNAME,
& 'Tstep',TIME(1),'Tsim',TIME(2)
    WRITE(2,*)
    WRITE(2,300) 'CONT    NOH    --CPRESS--    --CSHEAR--    --COPEN-'
& ', '-    --CSLIP--    --XCOORD--    --YCOORD--    ----S----'
& ----H---- '
    ELSE IF(imclock2==1) THEN
      WRITE(1,*)
      WRITE(1,100) 'STEP',KSTEP,'INC',KINC,'CORPO',CPNAME,
& 'Tstep',TIME(1),'Tsim',TIME(2)
      WRITE(1,*)
      WRITE(1,300) 'CONT    NOH    --CPRESS--    --CSHEAR--    --COPEN-'
& ', '-    --CSLIP--    --XCOORD--    --YCOORD--    ----S----'
& ----H---- '
    END IF

    IF(Sup==1) THEN
      WRITE(1,200) imclock2,LOCNUM,CPRESS,CSHEAR,COPEN,CSLIP,XCOORD,
& YCOORD,delta_s,delta_h
    ELSE
      WRITE(2,200) isclock2,LOCNUM,CPRESS,CSHEAR,COPEN,CSLIP,XCOORD,
& YCOORD,delta_s,delta_h
    END IF

  !----- Formatacao do arquivo de saida -----
  -----

  FORMAT(a,1x,i2,2x,a,1x,i3,2x,a,1x,a,2x,a,1x,es9.2,2x,a,1x,es9.2)

  FORMAT(i4,3x,i4,2x,es11.4,2x,es11.4,2x,es11.4,2x,es11.4,2x,es11.4,
& 2x,es11.4,2x,es11.4,2x,es11.4,2x)

  FORMAT(a,1x,a)

  RETURN
  END SUBROUTINE

```