UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA

RICARDO NUNHEZ DA SILVA

Modelagem numérica de ensaios de contato disco-disco para avaliação do campo elástico de tensões em cenários de rolamento.

São Paulo

2021

RICARDO NUNHEZ DA SILVA

**Modelagem numérica de ensaios de contato disco-disco para avaliação do campo elástico
de tensões em cenários de rolamento**

Versão Corrigida

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção do
título de Mestre em Ciências.

Área de concentração: Engenharia de
Estruturas.

Orientador: Prof. Dr. Alfredo Gay Neto.

São Paulo
2021

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, _____ de _____ de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

da Silva, Ricardo Nunhez

Modelagem numérica de ensaios de contato disco-disco para avaliação do campo elástico de tensões em cenários de rolamento / R. N. da Silva -- versão corr. -- São Paulo, 2021.

166 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia de Estruturas e Geotécnica.

1.Mecânica do contato 2.Modelos numéricos 3.Contato roda-trilho 4.Método dos elementos finitos I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia de Estruturas e Geotécnica II.t.

Agradecimentos

Eu sou grato ao professor Alfredo Gay Neto por me ter aceitado em seu grupo de pesquisa e me conduzido nesses anos de aprendizado. Sem a sua constante postura de educador e seu interesse sincero em auxiliar na minha formação, bem como na formação de meus colegas da pós-graduação, pouco proveito teria sido obtido nessa jornada. Não posso deixar de considerar também a influência que meus colegas do Laboratório de Mecânica Computacional – LMC, exerceram sobre minha formação. O convívio com eles partilhado representou no mínimo uma companhia.

Sou também grato pelo apoio financeiro concedido pela Vale S.A. por meio do projeto Cátedra Roda-Trilho.

Resumo

Estudos recentes vêm procurando investigar fenômenos de contato mecânico por meio de modelos computacionais. Muitas vezes, no contexto roda-trilho em aplicações de engenharia ferroviária, o contato roda-trilho e fenômenos relacionados são estudados por meio de ensaios físicos disco-disco. O cenário de rolamento promovido pelo ensaio, embora simplificado, fornece dados consistentes para o estudo dos fenômenos. Porém, ao mesmo tempo, o controle dos parâmetros de ensaio e seu viés físico-experimental tornam a análise detalhada dos campos de tensões e deformações envolvidos mais dificultada. Modelos analíticos e numéricos, dessa forma, podem ser vistos como complementares aos experimentos, uma vez que procuram prever campos de tensões e deformações nos materiais.

Nesse contexto, essa dissertação procura, em primeiro lugar, avaliar a condição de contato em ensaios disco-disco por meio de simulações computacionais de mecânica dos sólidos, utilizando-se do Método dos Elementos Finitos (MEF). Essa abordagem traz liberdade no processo de modelagem, dado o caráter geral do método, e é de grande valia, particularmente, para o estudo da fadiga e do desgaste, problemas muito frequentes no sistema ferroviário. Para se realizar simulações do cenário do ensaio existe a dificuldade de representar no modelo todos os aspectos inerentes ao sistema, em especial, a cinemática dos discos. A taxa de deslizamento relativo entre os discos, parâmetro cinemático chave no ensaio, representa uma etapa crucial na modelagem. É por meio dela que se estabelece a relação constitutiva do contato, manifestada na chamada curva de *creep*. Existem também programas específicos, como o CONTACT, onde as particularidades do contato com rolamento são facilmente manipuladas e são tomados como referências de comparação.

Os resultados numéricos aqui apresentados servem de embasamento conceitual para melhor interpretar resultados experimentais de um ensaio disco-disco. Além disso, o estudo numérico permite uma avaliação detalhada dos estados de tensão e de deformação do cenário dos discos. Isso auxiliará estudos que objetivam prever o local dos pontos candidatos a nucleação de trincas e das maiores taxas de desgaste. Esse trabalho, assim, representa uma ponte conceitual entre um cenário idealizado do contato roda-trilho representado em laboratório experimental e seu entendimento sob uma perspectiva de modelagem computacional.

Palavras-chave: mecânica do contato; modelos numéricos, ensaio disco-disco, curvas de *creep*.

Abstract

Recent studies have been aiming to evaluate mechanical contact phenomena through numerical simulations. Commonly, in the wheel-rail context for Railway Engineering applications, the wheel-rail contact and related phenomena has been addressed by the twin disc test approach. Although the rolling scenario present in the test is simplified, it offers reliable source for the study of the phenomena. Nevertheless, at the same time, the test control parameters and its physical-experimental nature turn out the stress-strain field analysis much more difficult. The numerical model, by this way, represents a complementary way for this study, since stress and strain fields are able to be addressed.

Present work seeks, in a first moment, to evaluate and understand the contact nature in twin- disc test with the aid of computational simulations using mainly Finite Element Methods. This approach brings a clear way in the modelling process due to its general features, especially for the study of wear and fatigue, which are common problems in railways. At the same time, the reproduction of all inherent characteristics of the test is a difficult task, specially the discs kinematics. The relative slip rate of the discs, a key kinematic parameter of the test, represents a crucial step of the modelling process. By means of this rate it is possible to reproduce the constitutive relation of the contact, translated into a curve called creep curve. There are also specific software, such as CONTACT, where the inherent characteristics of the rolling contact are easily manipulated, and can be used as reference for the sake of comparison.

The numerical results will be a conceptual base for better evaluation of the experimental results. Moreover, the numerical study will allow a detailed evaluation of the discs stress-strain states. It will help in studies where the prediction of the crack initiation candidate points and wear rate are sought. Therefore, this work represents a conceptual link between an idealized test environment and the understanding of a more realistic scenario, such as the wheel-rail contact.

Key-words: contact mechanics; numerical models; twin-disc test; creep curves

Glossário

BORDO ANTERIOR DA ÁREA DE CONTATO: Curva frontal da área de contato na qual o contato se inicia durante o rolamento.

BORDO POSTERIOR DA ÁREA DE CONTATO: Curva traseira da área de contato na qual o contato se finaliza durante o rolamento.

CREEP OU CREEPAGE: Grandeza cinemática vetorial que expressa o movimento relativo entre dois corpos rígidos em rolamento com deslizamento (deslizamento rígido), ocorrido por conta de solicitação tangencial na área de contato. As relações entre as solicitações tangenciais e a medida de *creep* são denominadas “curvas de creep”. No contexto roda-trilho, a negociação entre o rodeiro e os trilhos é resultado da dinâmica global do veículo e leva ao movimento relativo na interface roda-trilho, levando às forças de creep. Além disso a frenagem e aceleração induz ao creep.

COEFICIENTE DE TRAÇÃO: razão entre a força tangencial advinda da interação de fricção entre corpos em contato, e a força de compressão entre eles.

CURVA DE CREEP: relação entre o coeficiente de tração – COT, e a medida *creep*. Traduzem o comportamento constitutivo do contato na direção tangencial, inclusive embutindo de forma homogeneizada o efeito da flexibilidade local dos corpos em contato e a saturação da Lei de Coulomb de atrito, registrando regiões de micro deslizamento e/ou adesão na área de contato. As curvas, em geral, são traçadas experimentalmente por meio do ensaio disco-disco.

DANO: Ocorrência física que altera de alguma forma as propriedades ou características do objeto ou material em análise.

DEFEITO: Presença de anormalidades nos componentes ferroviários advindas dos processos de fabricação ou transporte. Os defeitos alteram substancialmente o desempenho em serviço dos componentes e contribuem para ocorrência de danos e processos de falha.

DESCARRILAMENTO: Evento durante operação que consiste no desencaxe entre rodéis e trilhos. Tal ocorrência se dá por diversos motivos. Dentre eles temos a subida do flange sobre o topo de boleto, e fratura de trilhos ou rodas.

ESMERILHAMENTO: Atividade de manutenção de trilhos na qual um carro ferroviário, munido de esmerilhadores na porção inferior próxima aos trilhos, caminha sobre a via e retira da superfície dos trilhos camadas danificadas de aço. Essa atividade é um importante meio de mitigação de falhas ocasionadas por desgaste e RCF.

FADIGA: Processo de danos sucessivos e cíclicos que podem levar à falha.

FALHA: Resultado de um processo acumulativo de dano, em geral tornando o objeto de análise não mais apto ao uso desejado ou com alterações indesejadas. Falhas específicas, no contexto de contato-trilho, possuem nomenclaturas como *shelling*, *spalling*, desgaste excessivo e outras.

INCLUSÃO: Concentração de elementos de liga na forma de óxidos ou outras naturezas configurando fontes de concentração de tensão. Normalmente são indesejados.

IMPUREZAS: partículas de materiais imprevistos na composição do material que se formam ou se misturam durante o processo de fabricação.

PRESSÃO DE CONTATO: Componente normal das tensões na interface de contato.

RATCHETTING: acúmulo incremental de deformações permanentes decorrente de altas tensões cisalhantes cíclicas. Atribui-se ao *ratchetting* um dos principais mecanismos formadores de RCF.

RCF (ROLLING CONTACT FATIGUE): Fadiga de contato de rolamento. Processo de fadiga no qual os ciclos de solicitações são ocasionados por rolamento entre corpos, levando ao acúmulo de dano.

SHAKEDOWN: estado do campo de tensões de um sólido no qual as componentes críticas das tensões de um ponto material experimentam um ciclo fechado no diagrama tensão vs.

deformação durante o carregamento (não há acúmulo de deformação permanente após o ciclo). As tensões, no ciclo fechado, podem perpassar por estados plásticos e retornarem ao estado elástico, caracterizando *shakedown* plástico. Ou, o ciclo pode ser composto apenas por estados elásticos, fato que caracteriza *shakedown* elástico.

SHIFT: Condição cinemática dos corpos em contato na qual a velocidade da área de contato sobre a superfície de um deles é zero ou muito próxima de zero, e no outro é igual à velocidade de translação. Tal cenário, no contexto roda-trilho, é comum quando ocorre travamento de rodas.

TRINCAS E FISSURAS: referem-se a danos localizados tanto na superfície quanto no material adentro das rodas e dos trilhos. Os danos consistem na ruptura local do material, assumindo diversos padrões geométricos.

Lista de figuras

Figura 1 Trecho tangente e posições de contato entre roda e trilho em (a) e (b); curvas e posições de contato em curvas em (c) e (d).....	23
Figura 2: Discos equivalentes para o contato entre os dentes de uma engrenagem do tipo esporão. Na figura, O é o ponto de contato (considerando uma área de interação muito pequena) entre as engrenagens, e ω_1 e ω_2 são as taxas instantâneas de rotação dos discos equivalentes, que para cada instante simulam a componente de rolamento da interação cinemática entre pontos materiais das engrenagens.....	28
Figura 3 –Em a) tem-se um par de discos com marcações para ensaio de microdureza. Em b) é mostrado um aparato para ensaio disco-disco presente no Laboratório de Tribologia da Unicamp.....	29
Figura 4 – Diferença observada em σ_{11} residual dentro dos corpos para dois tipos diferentes de carregamentos cíclicos. A imagem em a) ilustra o tipo de contato do modelo numérico adotado: hertziano bidimensional. A imagem b) ilustra um comparativo entre o campo residual de σ_{11} após 100 ciclos de compressões simples (linha pontilhada), e após 10 passagens de um sólido sobre o outro (linhas com círculos). O modelo de material adotado foi elastoplástico perfeito. (k é a resistência máxima ao cisalhamento do material, obtida de um ensaio de cisalhamento simples.).....	30
Figura 5 Amostras de discos extraídas de trilhos e rodas.....	31
Figura 6 – Ensaio disco-disco conduzido para avaliar a influência de lubrificantes na disponibilidade de atrito da interface de contato. A mancha escura abaixo dos discos é uma mistura de debris e lubrificante.....	33
Figura 7 Cenário de rolamento sem atrito com as componentes de tensão atuando sobre um ponto material. O elementos infinitesimais A, B, C, D e E retratam o estado de deformação que o sólido perpassa quando submetido a um ciclo de rolamento....	35
Figura 8 Possíveis ciclos de tensão vs. deformação que pontos materiais no plano de τ_{zx} podem experimentar, a depender da intensidade das cargas nos ciclos subsequentes e dos estados de tensão e deformação deixados pelos ciclos prévios. O modelo de material desses exemplos considera encruamento na fase plástica. Isso traz efeitos benéficos para o processo <i>shakedown</i>	36
Figura 9 – Diagrama que retrata o equilíbrio entre propagação de trincas e remoção superficial de material, contabilizado como desgaste.	39

Figura 10 – Micrografia óptica da vizinhança superficial do disco. O ensaio foi feito com 1% de <i>creep</i>	40
Figura 11 – a) Perfil de deformações obtidos do modelo em elementos finitos. b) Micrografia óptica da vizinhança superficial do trilho com linhas de deformação. O ensaio foi feito com 1% de <i>creep</i>	40
Figura 12 – Modelos em elementos finitos dos discos (imagem em a)) e do contato roda trilho (imagem em b)).	41
Figura 13 – Tensão S_{22} dentro do volume dos materiais na vizinhança do contato. Em a) tem-se a representação do modelo roda-trilho. O pequeno traço amarelo indica o comprimento da trinca. Em b) está representado o modelo disco-disco. O traço amarelo indica a trinca cujo comprimento não é susceptível à presença da rugosidade ou a possibilidade de ser removida por desgaste.	43
Figura 14–Modelo numérico de escala 1:1 utilizado para recriar condição de estacionariedade no campo de tensões.	43
Figura 15 –. Curva de <i>creep</i> para diversas condições de lubrificação	45
Figura 16 – Ensaio de rolamento 3D	47
Figura 17 Na ilustração a), tem-se a representação de um cenário de rolamento. Tal cenário se configura pois no lugar geométrico da interação dos corpos, a velocidade relativa dos pontos materiais da esfera (representação circunferencial) e do plano é nula. Em b), tal velocidade relativa não é nula; há uma componente de deslizamento, fato que caracteriza o rolamento com deslizamento.....	50
Figura 18 Partícula p do sólido S no instante tr . Vetores posição $\mathbf{p}$ e $\mathbf{x}_p$ de p para os sistemas $o'xyz$ e $oijk$ respectivamente.	52
Figura 19 Configuração de S no instante tr e para um instante $t > tr$	53
Figura 20 Decomposição vetorial de $\boldsymbol{\omega}$ na base $\mathbf{bnt}$ para um instante $t > tr$	55
Figura 21. Vizinhança de pontos materiais que, para um dado instante t , se encontram em contato.	58
Figura 22– Anéis de Newton para lentes de vidro em contato.	63
Figura 23 – Superfícies idealizadas por Hertz em sua formulação. Paraboloides.....	65
Figura 24– Configuração deformada dos corpos após o contato. As linhas pontilhadas representam as superfícies dos corpos caso não houvesse contato, simulando assim, uma sobreposição.	66
Figura 25 – Contato normal entre pista roda e topo do boleto de um trilho.....	68

Figura 26 – Tensões normais e cisalhamento avaliadas ao longo da profundidade a partir do ponto central da elipse de contato. Os valores de tensão estão normalizados por p_{max} . A área de contato reside sobre o plano $x - y$, e o volume interno dos materiais está referenciado pelo eixo z normalizado por a , o raio da circunferência equivalente de mesma área da elipse de contato. ($a = 8.31\text{ mm}$).....	69
Figura 27. Cenário de <i>shift</i> antes do deslizamento total. A variável c é o semi-comprimento da região de adesão, que é distribuída simetricamente na área de contato e vale $2c$	72
Figura 28 Analogia com corpo fissurado. O modo de propagação induzido é Modo II.	75
Figura 29 Campos de tensões e de deslocamentos para o Disco 2. As curvas A e B representam as equações (57) e (64) respectivamente.	77
Figura 30 Em a) temos os campos q' , q'' bem como as grandezas d e V mencionadas no desenvolvimento. A função com traços em cadeia (ponto e traço) representa a relação (57); Ela representa o limite de q para quando μ tende ao infinito. Em b) temos os campos de deslocamento e as deformações.....	80
Figura 31. a) Desenho técnico do disco superior do ensaio de contato não-conforme.; b) Desenho técnico do disco inferior do ensaio de contato não-conforme	82
Figura 32. a) Desenho técnico do disco superior do ensaio de contato conforme.; b) Desenho técnico do disco inferior do ensaio de contato conforme	82
Figura 33. a) Disposição de $D5$ e $D8$ para simulação; b) Região <i>surface-to-surface</i> $D5$; c) Região <i>surface-to-surface</i> $D8$; d) Região <i>surface-to-surface</i> $D4$;	85
Figura 34: Geometria para o par de contato 2D. As partições foram feitas em cortes de circunferência para melhor adaptação da transição da malha de porções mais refinadas para porções com tamanho característico dos elementos maior. A escolha das dimensões das partições foi pautada no desenvolvimento das tensões, de modo a captar melhor os resultados sem tornar o modelo demasiadamente custoso computacionalmente. O destaque em vermelho na porção inferior da imagem representa o local onde a formulação <i>surface-to-surface</i> foi aplicada.	86
Figura 35. a) Entrada de dados na planilha; b) Gráfico Tensões vs profundidade material adentro.	87
Figura 36. Disco bidimensional. Na imagem b) o elemento escolhido foi CPS6 – 6 node <i>continuum plane stress triangle</i>	88
Figura 37: Detalhes das partições e malha feitas nos disco.....	89
Figura 38: Passos na simulação de $D5$ e $D8$. A simulação para os pares $D4$ são idênticas.....	90

Figura 39. Curvas de <i>Shift</i> . a) contato não conforme; b) contato conforme.....	93
Figura 40: Dois cilindros em contato longitudinal para a reprodução do contato conforme no CONTACT	94
Figura 41. Distribuição da pressão de contato após a aplicação da carga compressiva	96
Figura 42: a) Pressão de contato sobre o eixo Y (perpendicular à direção do rolamento) para modelo ABAQUS-3D e programa CONTACT; b) Pressão de contato sobre eixo X (direção do rolamento) para ABAQUS 2D e 3D, CONTACT. Modelos de contato CONFORME e NÃO CONFORME	97
Figura 43: Tensão σ_{xz} na superfície de contato para o cenário <i>shift</i>	99
Figura 44: Convergência para a condição estacionária.	101
Figura 45: Campo elástico de tensões σ_{xz} (sobre o eixo $y = 0$) observado no par disco-disco em regime estacionário.	102
Figura 46: Tensão σ_{xz} na superfície de contato para o cenário <i>creep</i>	103
Figura 47: Curvas de <i>Creep</i>	104
Figura 48: Tensão máxima de cisalhamento ao longo do eixo z no disco D8	106
Figura 49: Campo elástico de tensões observado no par disco-disco bidimensional em regime estacionário. As setas de cor preta indicam o sentido dos nós. Valores de tensão em MPa.....	107
Figura 50: Tensão máxima principal para o modelo 2D. As setas de cor preta indicam o sentido dos nós.	108
Figura 51: Direção da máxima tensão principal para o modelo 2D. As setas de cor preta indicam o sentido dos nós.....	109
Figura 52: Região onde o campo de tensões foi analisado no par de contato não conforme.	111
Figura 53: Tensão máxima principal para 0% de <i>creep</i> As setas de cor preta indicam o sentido dos nós, e as de cor vermelha indicam faces que fazem contato. Valores de tensão em MPa.....	112
Figura 54: Campo elástico das máximas tensões principais observado no par de contato não conforme. As setas de cor preta indicam o sentido dos nós, e as de cor vermelha indicam faces que fazem contato. Valores de tensão em MPa.	114
Figura 55: Campo elástico da direção das máximas tensões principais e tensão de Von Mises observado no par de contato não conforme. As setas de cor preta indicam o sentido dos nós, e as de cor vermelha indicam faces que fazem contato. Valores de tensão em MPa.....	115

- Figura 56: Campo elástico da tensão σ_{xz} observado no par de contato não conforme. As setas de cor preta indicam o sentido dos nós, e as de cor vermelha indicam faces que fazem contato. Valores de tensão em MPa..... 116
- Figura 57: Representação de uma distribuição padrão da magnitude da tensão cisalhante na interface de contato para cenários de rolamento bidimensionais. O sentido indicado das tensões revela que os pontos materiais do Disco 1 estão em deslizamento relativo para a esquerda em relação aos pontos materiais do Disco 2. Isso acarreta uma distribuição de tensões cisalhantes com sentido para direita..... 117

Considerações sobre símbolos

- i) Tensores de ordem 1 são denotados por letras minúsculas e em negrito, e os de ordem dois ou mais em maiúsculas e também em negrito. As componentes são grandezas escalares. A ordem de um tensor será especificada no decorrer do texto.
- ii) Campos e grandezas escalares são denotados por letras sem negrito
- iii) Forças são denotadas por letras maiúsculas e em negrito
- iv) Alguns campos vetoriais (tensores de ordem 1) possuem uma única componente, podendo ser representados, assim, por um campo escalar quando o sentido do vetor estiver indicado no texto.
- v) Subscritos indicam componentes de vetores, caracterizando grandezas escalares. No texto, as letras x, y e z referem-se aos eixos do espaço afim Euclidiano. Para particularizar uma determinada equação para um sólido específico, foram usados os números 1, e 2, ou genericamente para um corpo qualquer empregou-se a letra a . Quando houver expoentes, o termo será escrito em parênteses

Exemplos:

$$\mathbf{u}_1 = \begin{bmatrix} u_{1x}(x, y, z) \\ u_{1y}(x, y, z) \\ u_{1z}(x, y, z) \end{bmatrix}: \text{campo de deslocamentos do corpo 1}$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} Q \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = Q: \text{força } \mathbf{Q} \text{ atuando na direção } x.$$

$$z_a = (x_a)^2 A + B(y_a)^2: \text{superfície quadrática de um corpo qualquer.}$$

Lista de símbolos

σ_{11}	Magnitude da tensão normal na direção 1
k	resistência máxima ao cisalhamento do material
σ_z	Magnitude da tensão normal na direção z
σ_x	Magnitude da tensão normal na direção x
a	Semieixo maior da elipse de contato
b	Semieixo menor da elipse de contato
P	Carga de compressão entre corpos em contato
R	Raio de curvatura do sólido ou sua dimensão significativa
τ_{zx}	Tensão de cisalhamento na direção x sobre o plano cuja normal se dá em z
$(\sigma_x)_r$	Tensão normal residual na direção x
V	Volume de material perdido durante processo de desgaste
l	Distância de deslizamento relativo entre as superfícies
H	Dureza do material
C	Coefficiente de desgaste
R'_1	Raio máximo de curvatura do corpo 1
R''_1	Raio mínimo de curvatura do corpo 1
z_1	Campo escalar que descreve localmente a superfície do corpo 1 na vizinhança de contato
α	Ângulo entre os eixos do plano local das superfícies sobre as quais se apoiam as projeções de uma das curvaturas principais
δ	Aproximação entre os corpos após a aplicação da carga compressiva
p	Pressão de contato
p_0	Valor máximo da pressão de contato
$\bar{u}_z$	Deslocamento na direção z na superfície do corpo
h	Distância entre pontos materiais das superfícies dos corpos antes da aplicação da carga compressiva
E	Módulo de Young
ν	Coefficiente de Poisson
V	Magnitude da velocidade de rolamento
$\mathbf{q}(\mathbf{x})$	Tensão tangencial na superfície de contato

S	Sólido tridimensional
$o'xyz$	Sistema de referência inercial em relação à S
$oijk$	Sistema de referência não inercial em relação à S
p	Ponto material em um sólido
$\mathbf{p}$	Vetor posição de p em relação a $o'xyz$
t_r	Instante de referência do movimento
o	Origem do sistema $oijk$
o'	Origem do Sistema $o'xyz$
$\mathbf{x}_o$	Vetor posição da origem o
$\mathbf{x}_p$	Vetor posição de p em relação a $oijk$
ψ	Operador de evolução temporal de pontos materiais
R	Tensor rotação do sistema $oijk$
$\mathbf{v}_p$	Velocidade linear do ponto material p
$\mathbf{v}_o$	Velocidade linear da origem o
W	Tensor antissimétrico taxa instantânea de rotação
$\boldsymbol{\omega}$	Vetor taxa instantânea de rotação
$\mathbf{n}_a$	Normal externa da superfície do corpo S_a
∇	Operador nabla
π	Plano tangente às superfícies dos corpos antes da aplicação de P
$\boldsymbol{\tau}$	Versor tangente a π
ω_n	Valor da componente em n de $\boldsymbol{\omega}$
ω_τ	Valor da componente em τ de $\boldsymbol{\omega}$
$\mathbf{b}$	Versor que completa a base ortonormal no plano π
m_{p1}	Ponto material p_1
m_{p2}	Ponto material p_2
$\mathbf{v}$	Velocidade relativa entre p_1 e p_2
ξ	Deslizamento rígido longitudinal
η	Deslizamento rígido lateral
$\mathbf{u}_a$	Deslocamento do ponto material $\mathbf{x}_a$
$\mathbf{x}$	Ponto médio entre os vetores posição dos pontos materiais $\mathbf{x}_1$ e $\mathbf{x}_2$
$\mathbf{y}_a$	Vetor posição do ponto material p_a após a deformação
$\mathbf{I}$	Tensor identidade

$\mathbf{s}$	Deslizamento relativo entre partículas
s_{ax}	Componente em x do deslizamento da partícula a
$q(x)$	Valor absoluto de $\mathbf{q}(\mathbf{x})$ para contato bidimensional
$q(x)_s$	Parte de $q(x)$ sobre a região de deslizamento relativo
$q(x)_{adh}$	Parte de $q(x)$ sobre a região de adesão
c	Semi-comprimento da porção de adesão pra contato bidimensional
θ	Inclinação do plano de queda de um disco
J	Momento de inércia de um disco
F_{at}	Força de atrito sob o disco em queda no plano inclinado
μ	Coeficiente de atrito
a_t	Aceleração a_t do ponto de contato do disco sobre plano inclinado (paralela ao plano) promovida pela força resultante no centro de gravidade do disco
a_r	Aceleração do ponto de contato do disco sobre plano inclinado (paralela ao plano) promovida pelo torque gerado pela força de atrito
m	Massa do disco em queda sobre plano inclinado
ρ	Massa específica do disco
g	Magnitude da aceleração da gravidade
e	Espessura de disco em queda sobre plano inclinado
M_y	Momento atuando no centro de gravidade de um disco

Sumário

1	Introdução.....	21
1.1	<i>Objetivos.....</i>	25
1.2	<i>Estrutura da dissertação</i>	25
2	Revisão Bibliográfica	27
2.1	<i>Considerações sobre o conteúdo do texto.....</i>	27
2.2	<i>Introdução: o ensaio disco-disco</i>	27
2.3	<i>Descrição do ensaio disco-disco.....</i>	31
2.3.1	Materiais das amostras.....	31
2.3.2	Pressão de contato	31
2.3.3	Taxa de deslizamento (creepage)	32
2.3.4	Condições de lubrificação e umidade	33
2.3.5	Duração do ensaio	34
2.4	<i>Conceitos básicos de fadiga de contato e desgaste em cenários de rolamento.....</i>	34
2.4.1	Fadiga de contato rolante: Shakedown de materiais em cenários de rolamento ..	34
2.4.2	Desgaste	37
2.5	<i>Algumas aplicações presentes na literatura.</i>	38
2.5.1	O processo de desgaste e RCF, e modelos numéricos.....	38
2.5.2	Ensaio disco-disco para confecção de curvas de creep.....	44
2.6	<i>Cenários de rolamento mais complexos.....</i>	46
2.6.1	Modelos tridimensionais	46
2.6.2	Modelos completos em escala 1:1	47
3.	Desenvolvimento vetorial da cinemática de sólidos deformáveis em rolamento.....	49
3.1	<i>Uma breve conceituação do rolamento, deslizamento e “creep” entre corpos deformáveis</i>	49
3.2	<i>A cinemática do rolamento, deslizamento, stick, slip e creep.....</i>	51
4.	Modelos analíticos para contato normal e contato tangencial	61
4.1	<i>O contato normal</i>	62
4.2	<i>Contato tangencial.....</i>	70
4.2.1	Cenário de shift em contato hertziano bidimensional	70

4.2.2	Cenário de rolamento com tração em contato hertziano bidimensional.....	78
5.	Modelo tridimensional elástico linear em elementos finitos para o cenário dos discos	81
5.1	<i>Considerações</i>	81
5.2	<i>Informações preliminares: geometria, material e formulações de contato</i>	81
5.3	<i>Detalhes sobre a malha</i>	86
5.4	<i>Passos de modelagem</i>	90
5.5	<i>Verificação dos resultados: Programa CONTACT</i>	93
5.6	<i>Resultados e discussões</i>	94
5.6.1	Passo Carga compressiva: tensões na superfície	94
5.6.2	Passo Indução de shift: tensões na superfície	98
5.6.3	Passo indução de Creep: tensões na superfície.....	100
5.6.4	Resultados para o campo de tensões no volume	105
6.	Conclusões e sugestões de continuação do trabalho	119
A.	Falhas em rodas e trilhos decorrentes do RCF e do desgaste	121
A.1	<i>Geometria dos perfis de roda e trilho</i>	121
A.2	<i>A Fadiga de Contato de Rolamento</i>	122
A.2.1	Trincas superficiais: tread-checks e head-checks (rodas e trilhos)	123
A.2.2	Shelling (rodas e trilhos)	126
A.2.1.3	Spalling (rodas e trilhos)	129
A.2.1.4	Shattered Rim (rodas)	132
A.2.1.5	Vertical Split rim (rodas)	132
A.2.1.6	Fraturas transversas em trilhos.....	133
A.2.1.7	Squats (Trilhos).....	134
A.2.1.8	Trilhos com boletos esmagados - rail crushed head (trilhos).....	135
A.3	<i>O desgaste</i>	136
A.3.1	Rodas cavas – hollow wheel com possibilidade de falsa flange (rodas)	137
A.3.2	Desgaste de flange (rodas).....	137
A.3.3	Desgaste no canto de bitola (trilhos)	138
B.	Relatório visita Unicamp 29/08/2019	139
B.1	<i>Roteiro para ensaio de disco</i>	139

B.1.2 Os discos	139
B.1.3 Ensaio de micro dureza	141
B.1.4 Medição de diâmetro	141
B.1.5 Lavagem com sabão e escova.	142
B.1.6 Lavagem ultrassônica	142
B.1.7 Pesagem	143
B.1.8 Medição da rugosidade com rugosímetro de bancada	144
B.1.9 Perfilometria óptica 3D	144
B.1.10 O Ensaio	144
C Modelo numérico de desgaste para o cenário disco-disco.....	147
<i>C.1 Introdução</i>	147
<i>C.2 Descrição do modelo</i>	148
C.2.1 Índice de desgaste	148
C.2.2. Regimes de desgaste	150
C.2.3. Função de desgaste.....	154
C.2.4. Procedimento para cálculo do WI local	155
<i>C.3. Resultados</i>	157
C.3.1 Abordagem global: contato C e NC	157
C.3.2 Abordagem local: contato C e NC	159
<i>C.4 Discussão</i>	160
Referências bibliográficas	162

1 Introdução

O movimento de um comboio ferroviário é de alta complexidade cinemática. A geometria da via influencia globalmente na disposição dos vagões, truques e dos rodeiros sobre o trilho. Neste processo, oscilações laterais e rotações caracterizam a interação rodeiro-trilhos desde a descrição do movimento em direção tangente até a negociação de uma entrada e saída de curva. Dessa interação, diversos modos de ataque do rodeiro aos trilhos são observados. O fator-base que promove essa gama de possibilidades de movimento é, além do projeto da via, a geometria aproximadamente cônica da pista de rolamento das rodas. Disso, há sempre um movimento oscilatório característico. Essa concepção provê características únicas para lidar com imperfeições na via ou variações provenientes de diversas intercorrências, e leva à busca natural do sistema por uma condição ideal de rolamento, seja em tangente ou em curva, por meio da indução de diferença de raios de rolamento entre a roda interna e externa. Assim, apesar de um complicador cinemático, a concepção utilizada na geometria de rodas e trilhos leva a uma desejável dirigibilidade do rodeiro e um desejável mecanismo de auto ajuste, quando da ocorrência de desgaste irregular e imperfeições geométricas dentro de uma faixa estabelecida.

A breve explicação da interação cinemática roda-trilho anteriormente apresentada torna intuitiva a ideia de que os diferentes cenários promovidos pelas disposições geométricas da via levam a eventos recorrentes e únicos na negociação rodeiro-trilho. Para cada cenário, não somente a área de contato pode variar de forma significativa, como também a condição de deslizamento relativo entre os corpos na região de contato (*creep* ou *creepage*). Apesar da geometria favorável do perfil de roda para acomodação do sistema sobre o trilho, há, mesmo assim, impedimentos geométricos impostos pela via e pelo posicionamento momentâneo do rodeiro, que acabam por induzir deslizamento relativo entre roda e trilho. Pode ocorrer que a força de atrito atuante na interface entre as superfícies em contato atinja seu limite físico, levando ao deslizamento em toda a região de contato. As diversas condições de contato, conjugadas com as altas solicitações das cargas, comuns em sistemas *Heavy-Haul* (transporte ferroviário de carga pesada), levam a diferentes possibilidades de falhas. Destacam-se, nesse caso, o desgaste e a fadiga de contato de rolamento, também conhecida como RCF: *Rolling Contact Fatigue*.

Observação: Neste texto, o termo *desgaste* se limita apenas ao conceito de *desgaste por deslizamento* (*sliding wear*) que, segundo (HUTCHINGS 1992) consiste na remoção de material que se observa entre duas superfícies em contato e deslizando. No contato roda-trilho, diversos tipos de desgaste estão presentes. Dentre eles: desgaste abrasivo e desgaste por adesão. Definições mais claras de cada tipo podem ser obtidas na referência mencionada.

Em alguns cenários de rolamento, é comum que certas partes da roda deslizem total ou parcialmente sobre a superfície de contato do trilho. Por exemplo, em direção tangente é esperado que a maior parte do contato ocorra na pista das rodas e no topo dos boletos dos trilhos. Ver Figura 1 a) e b). Isso, em geral, leva a uma condição de desgaste moderada pois o deslizamento induzido é pequeno. No entanto, situações de curva podem induzir um contato quase conforme no trilho superior, ou ao contato envolvendo dois pontos, sendo um deles o flange da roda. Ilustração na Figura 1 c) e d). Essa disposição pode levar a altas taxas de *creep* entre a roda e o trilho (localmente), e pode desencadear um regime de desgaste completamente diferente daquele observado em tangente.

O RCF induz falhas nos materiais rodantes que, *a priori*, parecem não ter uma origem similar, mas que, em geral, se iniciam por meio dos mesmos mecanismos formadores: nucleação e propagação de trincas. Os diversos meios pelos quais o RCF manifesta suas falhas finais tornam o processo investigativo muito mais complexo. Não apenas variáveis cinemáticas e geométricas da via e do rodeiro são determinantes no fenômeno, algumas das quais já mencionadas anteriormente, como também a composição do aço utilizado, o tempo de uso dos componentes, a condição de lubrificação da via e uso de modificadores de atrito, e a operação de frenagem e aceleração do comboio acabam por pluralizar as variáveis atuantes. O resultado disso é um fenômeno complexo, que se manifesta por diversos meios e, em geral, leva a

Figura 1 Trecho tangente e posições de contato entre roda e trilho em (a) e (b); curvas e posições de contato em curvas em (c) e (d).

Fonte: adaptado de (IHHA 2015)

situações mais preocupantes do ponto de vista de manutenção, conforto e segurança da via.

As duas naturezas de falha de componentes ferroviários descritas, desgaste e RCF, compõem um importante foco de pesquisa acadêmica ao redor do mundo (relativas ao mundo ferroviário) e de preocupação de gerenciadores de estradas de ferro, cientistas e engenheiros. Os impactos que tais fenômenos desencadeiam no sistema ferroviário como um todo são incisivos nos aspectos econômicos e de segurança da via. O RCF, em particular, em muitos

casos evolui de forma pouco evidente, com fissuras internas de difícil detecção. Algumas delas induzem à quebra frágil e repentina do trilho, o que pode ser extremamente perigoso. O descarrilamento nesses eventos é iminente.

Nas abordagens da academia para o processo investigativo desses dois temas, a representatividade dos fenômenos observados em campo e os custos atrelados à reprodução e aquisição de dados experimentais se mostram conflituosos. Para o caso de ensaios físicos, por exemplo, busca-se a criação de um cenário de rolamento simplificado, pouco custoso, com alta reprodutibilidade e controle dos parâmetros em questão. Mas há sempre problemas atrelados aos efeitos de escala do ensaio, que podem ser admissíveis caso seja possível uma correlação de resultados entre o cenário de campo e o de laboratório. Os ensaios de disco, nesse contexto, são comuns justamente por possuírem um bom custo/benefício, oferecendo a possibilidade de estudos de RCF e desgaste com relativa facilidade (IHHA 2015).

Abordagens mais fiéis à aplicação de engenharia de interesse, como ensaios de escala 1:1, também são presentes nesse campo de pesquisa. As vantagens inerentes a esses modelos trazem, concomitantemente, a necessidade de maior rigor no controle das variáveis, uma vez que os fenômenos observados em campo, nos experimentos, ficam mais evidentes, como efeitos térmicos, efeitos dinâmicos, irregularidades de amostras e etc. Além disso, os custos atrelados aos experimentos fazem dessas abordagens pouco comuns.

Os ensaios numéricos trazem a problemática do custo computacional. O método dos elementos finitos - MEF, por exemplo, é uma abordagem amplamente empregada, principalmente nos estudos de RCF, por conta da sua generalidade e facilidade nos estudos dos campos de tensão, mas que, ao mesmo tempo, requer cuidado na escolha dos elementos e configuração de malha sob pena de se criar um modelo extremamente custoso computacionalmente.

Os itens subsequentes deste trabalho elucidam mais precisamente o escopo e objetivos da pesquisa, que foi idealizada em um ambiente de compartilhamento e discussão de resultados de grupos de pesquisas no universo ferroviário. Um dos grupos realiza experimentos físicos de ensaios disco-disco para estudos de RCF e desgaste. O outro se encarrega da concepção de modelos computacionais de contato. Há, assim, uma relação horizontal de compartilhamento de conceitos. Uma das contribuições deste trabalho, nesse meio, é oferecer respaldo teórico aos experimentalistas sob o viés da mecânica computacional, configurando, assim, um caminho de duas frentes nos estudos de RCF e desgaste.

1.1 Objetivos

Os objetivos deste trabalho são:

a) reunir da literatura uma base conceitual teórica de suporte ao entendimento do ensaio disco-disco sob o viés da mecânica do contato de rolamento. Obras como *Contact Mechanics* de K. L. Johnson, e *Three dimensional elastic bodies in rolling contact* de J.J. Kalker, bem como outras referências sobre cinemática dos sólidos rígidos, compõem as fontes das quais resultaram dois capítulos de fundamentos teóricos. Modelos analíticos e analítico-numéricos para o estudo do campo de tensões de sólidos elásticos em contato e em rolamento foram discutidos e expostos. A ênfase foi dada nas tensões que se formam na interface de contato em diversos cenários cinemáticos: (i) compressão pura entre dois sólidos elásticos de mesmo material, (ii) *shift* (quando um corpo é arrastado sobre o outro resultando ou não em deslizamento relativo global), e finalmente (iii) rolamento com deslizamento.

b) reproduzir o ensaio disco-disco com o método dos elementos finitos para o estudo detalhado do campo de tensões em regime elástico linear. Parâmetros como geometria do par de contato, taxa de deslizamento relativo, carga compressiva e modelo de material podem ser arranjados de forma a reproduzir o ensaio com o grau de detalhamento desejado. Com o campo de tensões em regime elástico (assumido) em mãos, é possível conjecturar sobre pontos materiais dos sólidos candidatos à intensa plastificação, desgaste e nucleação de trincas.

Esse trabalho procura prover uma base conceitual sólida para o cenário do ensaio disco-disco nos estudos de RCF e desgaste. Esse simples cenário de rolamento permitirá, futuramente, um estudo mais maduro e direcionado para um caso real de contato de rolamento, como o contato roda-trilho.

1.2 Estrutura da dissertação

A presente dissertação de mestrado contempla:

i) uma revisão bibliográfica sobre como têm sido as abordagens da academia para compreender os fenômenos de desgaste e RCF, e exposição de algumas respostas e soluções até agora desenvolvidas. A revisão se subdivide em:

a) explicação dos principais parâmetros envolvidos no ensaio disco-disco;

b) breve conceituação de alguns dos modelos matemáticos disponíveis na literatura relativos aos fenômenos de *shakedown* e desgaste;

c) algumas abordagens utilizadas pela academia que visam a modelagem de RCF e desgaste via ensaio disco-disco e abordagens numéricas.

ii) exposição dos modelos matemáticos que descrevem quantitativamente alguns dos fenômenos apresentados. Os modelos compreendem abordagens analíticas e numéricas, e se subdividem em bidimensionais e tridimensionais. O intuito desse conteúdo, descrito nos capítulos 3 e 4 do texto, é abordar o problema de contato de forma completa e simples, evitando carências conceituais e excesso de especificidade de fenômenos.

iii) apresentação dos modelos numéricos conduzidos pelo autor como forma de elucidação dos conceitos envolvidos no tema. Isso está exposto no capítulo 5. Aqui, apresenta-se uma metodologia numérica para o estabelecimento das chamadas curvas de *creep*, explicada no item 2.5.2 na sua aplicação experimental, e 4.2.2 com caráter teórico analítico.

iv) Apêndices contemplando:

- a) Revisão bibliográfica das principais patologias que acometem roda e trilho em sistemas de carga pesada –*Heavy Haul* e algumas discussões sobre suas possíveis causas e mitigações adotadas no meio operacional.
- b) Relatório de visita do autor no Laboratório de Tribologia da Unicamp para acompanhamento da condução de um ensaio disco-disco. Aqui há uma descrição mais detalhada dos procedimentos adotados pelos experimentalistas para a condução do ensaio
- c) Descrição de um modelo de desgaste em elementos finitos proposto para o cenário dos discos modelados no capítulo 5. Aqui, deseja-se estudar qualitativamente as diferenças entre as taxas de desgaste observadas nos discos para as diferentes geometrias de contato. As taxas de desgaste calculadas valem para as condições iniciais do ensaio, pois o remodelamento dos perfis desgastados não é feito.

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Considerações sobre o conteúdo do texto

Este capítulo tem por objetivo familiarizar o leitor com alguns dos empregos de ensaios de rolamento para avaliação de fenômenos de desgaste e fadiga. Há muitos tipos de aparatos para se simular o rolamento, e graus diferentes de complexidade e representatividade são atingidos com eles. Na literatura, existem diversos trabalhos com reproduções físicas desses ensaios de rolamento frequentemente acompanhadas por alguma simulação numérica. Tal abordagem, em geral, visa estudar a capacidade de modelos numéricos em representar fenômenos. Nesta revisão, a ênfase foi dada ao modelo disco-disco, embora breves descrições de abordagens mais complexa também tenham sido feitas. Com essa base conceitual, será possível situar o escopo deste trabalho no estado da arte da modelagem de desgaste e fadiga de contato de rolamento por meio do ensaio disco-disco.

2.2 Introdução: o ensaio disco-disco

É sabido que o rolamento é um processo cinemático muito eficiente no transporte de matéria. A geometria de revolução dos sólidos rolantes faz com que a força de atrito atue favoravelmente ao movimento, seja como força resultante na direção do rolamento, seja como torque promovendo a rotação. No contexto ferroviário, a geometria cônica das rodas e curva dos trilhos garante um processo diferenciado de interação, que promove uma acomodação geométrica na negociação rodeiro/trilho por meio da mudança de raios de rolamento, fato que preserva as vantagens do rolamento como processo cinemático em muitos trechos da via.

O contato mecânico também se faz em outros sistemas mecânicos presentes na indústria. Em um sistema de engrenagens, por exemplo, dentes com geometrias curvas fazem com que a área de interação entre as peças seja pequena e que o processo cinemático no contato se assemelhe ao rolamento. Além do fator geométrico, a alta rigidez do material comumente empregado nesses sistemas, o aço, faz com que as trocas energéticas sejam ainda mais eficientes. Os dois sistemas mecânicos mencionados usufruem dos mesmos fatores benéficos que o rolamento, como processo cinemático, e o aço podem oferecer.

Porém, ao mesmo tempo que pequenas áreas de contato trazem características benéficas ao processo, sistemas que transmitem altas cargas acabam induzindo altas tensões na interface de contato, e processos de dano como desgaste e fadiga acabam por paulatinamente deteriorar os componentes.¹

É natural, portanto, o interesse em estimar a vida útil dos componentes desses sistemas quando operados em condições exigentes. Em 1935, H.E. Merrit deduziu geometricamente qual seria a geometria dos pares de disco em contato que representasse momentaneamente a componente de rolamento da interação entre engrenagens com dentes retos de perfil curvo. (Johnson 1985) Ver Figura 2. Tal dedução resultou na concepção de um aparato experimental amplamente empregado para simular cenários de rolamento, conhecido como ensaio disco-disco. A Figura 3 mostra um par de discos e um exemplo de aparato para condução do ensaio.

Figura 2: Discos equivalentes para o contato entre os dentes de uma engrenagem do tipo esporão. Na figura, O é o centro da área de contato (considerando uma área de interação muito pequena) entre as engrenagens, e ω_1 e ω_2 são as taxas instantâneas de rotação dos discos equivalentes, que para cada instante simulam a componente de rolamento da interação cinemática entre pontos materiais das engrenagens.

Fonte: adaptado de (Johnson 1985)

¹ Nos apêndices deste trabalho, há uma descrição detalhada de algumas das patologias que acometem roda e trilho em sistemas de carga pesada- *heavy haul*. O estudo é direcionado para problemas decorrentes de RCF e desgaste, os processos de dano que mais deterioram os componentes rodantes ferroviários nesse sistema.

Figura 3 –Em a) tem-se um par de discos com marcações para ensaio de microdureza. Em b) é mostrado um aparato para ensaio disco-disco presente no Laboratório de Tribologia da Unicamp

Fonte: do autor

O estado de tensão sob o qual pontos materiais – situados na vizinhança do contato- de dois sólidos em rolamento estão submetidos, difere significativamente do estado ocasionado, por exemplo, apenas pela compressão desses sólidos. Isso pode ser verificado na Figura 4. Nesse estudo (Dang Van and M. H. 2003), os autores compararam o desenvolvimento da tensão residual σ_{11} material adentro em um modelo numérico e bidimensional sob duas condições: compressões sucessivas, e deslizamentos sucessivos de um sólido sobre o outro simulando a condição de rolamento sem tensões tangenciais na superfície. A condição que simula rolamento induz a um valor de tensão residual significativamente maior do que a de compressão simples. Isso ilustra a importância de se recriar cenários de rolamento, ainda que simplificados, para modelagem de contato onde há tal condição cinemática.

Figura 4 – Diferença observada em σ_{11} residual dentro dos corpos para dois tipos diferentes de carregamentos cíclicos. A imagem em a) ilustra o tipo de contato do modelo numérico adotado: hertziano bidimensional. A imagem b) ilustra um comparativo entre o campo residual de σ_{11} após 100 ciclos de compressões simples (linha pontilhada), e após 10 passagens de um sólido sobre o outro (linhas com círculos). O modelo de material adotado foi elastoplástico perfeito. (k é a resistência máxima ao cisalhamento do material, obtida de um ensaio de cisalhamento simples.)

Fonte: adaptado de (Dang Van and M. H. 2003)

No tópico 2.3, uma breve descrição do ensaio disco-disco será feita a fim de familiarizar o leitor com seu *modus-operandi*. Nos apêndices deste trabalho -B Relatório visita da Unicamp 29/08/2019- há um relatório da visita que o autor fez no Laboratório de Tribologia da Unicamp onde ensaios disco-disco foram conduzidos para se avaliar a influência de lubrificantes na disponibilidade de atrito da interface dos discos. Nesse relatório, há descrições mais detalhadas sobre as diversas etapas adotadas no estudo em questão.

Comentário: Ao redor do mundo, diversos laboratórios conduzem ensaios disco-disco e contribuem para avanços na área. Em *Sheffield*, Reino Unido, o Laboratório de Engenharia Mecânica (*Department of Mechanical Engineering*) da Universidade de Sheffield (*University of Sheffield*) estuda a microestrutura de aços empregados em sistemas ferroviários há décadas, e conduz ensaios disco-disco para avaliar a influência da composição dos aços em cenários de rolamento. Em Medellín, Colômbia, o Instituto Tecnológico Metropolitano e a Universidade Nacional da Colômbia (*Universidad Nacional de Colombia*) conduzem o ensaio para avaliar efeitos sobre a superfície dos discos na presença de modificadores de atrito. Em Chengdu, China, a Universidade Sudoeste de Jiaotong (*Southwest Jiaotong University*) também realiza o ensaio no Laboratório de Força de Tração (*State Key Laboratory of Traction Power*).

2.3 Descrição do ensaio disco-disco

Na realização do ensaio, os seguintes parâmetros são levados em conta: (IHHA 2015).

2.3.1 Materiais das amostras

Normalmente as amostras são extraídas de rodas e trilhos reais, para garantir que as características tribológicas da interação entre as partes bem como os materiais dos elementos rodantes sejam similares². Informações sobre os elementos de liga do aço da amostra são sempre fornecidas pois desempenham papel importante no comportamento constitutivo do aço sob contato mecânico. Há decorrências negativas de escala na representatividade do ensaio para o sistema real. Isso será discutido adiante, ainda neste capítulo de revisão bibliográfica.

Figura 5 Amostras de discos extraídas de trilhos e rodas.

Fonte: (Gallardo-Hernandez and Lewis 2008)

2.3.2 Pressão de contato

É controlada por meio da carga vertical, da geometria, e das propriedades mecânicas do material das amostras. Este parâmetro é o ponto chave de controle de condições iniciais do

² Ainda que as amostras sejam extraídas de elementos ferroviários reais, as camadas superficiais das rodas frequentemente recebem tratamentos térmicos e mecânicos que modificam propriedades do material ao longo de seu volume, como dureza e natureza de microestrutura, fato que reforça o questionamento sobre similaridade entre os cenários dos discos e o real.

teste, pois é a principal conexão entre o sistema mecânico do laboratório e o de campo. O realizador do ensaio busca atingir uma determinada pressão máxima de contato na interface. Esse cálculo é feito por meio da teoria de Hertz, brevemente apresentada na seção 4.1 do capítulo.

2.3.3 Taxa de deslizamento (*creepage*)

Nos sistemas de campo, a força de tração da locomotiva depende diretamente da disponibilidade de atrito na área de contato. Como os corpos deformam sob rolamento com tração, há deslizamentos locais entre as partes, suscitados pelos diferentes estados de tensão que pontos materiais pareados –trilho/roda, experimentam ao longo da área de contato durante o rolamento. A área de contato, assim, comporta, duas regiões: uma onde roda e trilho estão deslizando, e outra onde não há deslizamento. Em casos extremos pode haver deslizamento total entre roda e trilho, caracterizando a saturação do atrito. Maiores detalhes sobre esse mecanismo se encontram na seção 4.2 do capítulo 4 deste trabalho.

No ensaio, induz-se uma taxa de deslizamento relativo ente os discos por meio da prescrição angular diferente dos eixos rotativos. Tal parâmetro é a componente longitudinal do deslizamento rígido entre elementos rolantes, e é conhecido como *creep* ou *creepage*.³ A equação (1) é utilizada para o cálculo do *creepage* longitudinal. R é o raio do disco indicado, e ω é a velocidade angular. A indicação *roda* ou *trilho* existe pois é comum haver um disco representando cada elemento rotativo, conforme explicado no item 2.3.

$$creep \% = 200 \left(\frac{R_{trilho} \omega_{trilho} - R_{roda} \omega_{roda}}{R_{trilho} \omega_{trilho} + R_{roda} \omega_{roda}} \right) \quad (1)$$

Para uma taxa de *creep* de 0%, o rolamento é caracterizado como puro; as velocidades lineares das bordas dos discos são iguais, e, portanto, não há deslizamento relativo. Essa condição é a indicada para se estudar RCF, segundo a AAR-*association of american railroads*.

³ Embora o *creepage* longitudinal represente a principal componente do deslizamento rígido que é simulada nesse ensaio, há experimentos com aparatos de rolamento onde o *creepage* lateral é induzido para a avaliação de ruído em rodas ferroviárias. (Xiaogang and Meehan 2013)

Valores de *creep* diferentes de zero caracterizam um rolamento com tração (*tractive rolling*). Sob essa condição, estudos de desgaste e lubrificação podem ser realizados.

2.3.4 Condições de lubrificação e umidade

Quando se faz ensaios sob diversas condições de lubrificação entre os dois discos, estuda-se a disponibilidade de atrito presente na área de contato. Em momentos de frenagem ou aceleração de uma locomotiva, as rodas se ancoram justamente no atrito disponível no trecho. A presença de lubrificantes, umidade e até mesmo folhagens de árvores ou outros corpos como partículas de carga transportada interfere diretamente no sistema (Gallardo-Hernandez and Lewis 2008). O indicador global da disponibilidade de atrito é chamado coeficiente de tração/adesão (*coefficient of traction/adhesion*) e é dado pela razão entre a força longitudinal captada dos discos sob rolamento com tração e a força normal de ensaio. A Figura 6 mostra a condução de um ensaio disco-disco para a avaliação da influência de lubrificantes na disponibilidade de atrito na interface.

Figura 6 – Ensaio disco-disco conduzido para avaliar a influência de lubrificantes na disponibilidade de atrito da interface de contato. A mancha escura abaixo dos discos é uma mistura de debris e lubrificante.

Fonte: do autor

2.3.5 *Duração do ensaio*

O ensaio perdura conforme o fenômeno em estudo. Se a preocupação é a taxa de desgaste, de tempos em tempos o aparelho é desligado e as amostras pesadas, até que uma massa pré-estabelecida seja atingida. Quando é a fadiga (RCF) o objetivo do estudo, o ensaio finaliza ao se identificar uma certa frequência de vibração suscitada pela falha.

2.4 **Conceitos básicos de fadiga de contato e desgaste em cenários de rolamento**

Os próximos dois itens trazem uma breve conceituação teórica dos fenômenos de desgaste e fadiga de rolamento. O objetivo é introduzir elementos básicos conceituais de alguns modelos matemáticos presentes na literatura a respeito desses fenômenos de forma a tornar o entendimento de resultados facilitado, porém, sem adentrar em pormenores conceituais, uma vez que tal detalhamento desviaria do escopo deste trabalho. Para maior profundidade teórica nesses conceitos, as referências citadas ao longo do texto podem ser consultadas.

2.4.1 *Fadiga de contato rolante: Shakedown de materiais em cenários de rolamento*

Quando corpos deformáveis estão em contato e em um cenário de rolamento, é natural que em ao menos um deles haja ciclos de carga e descarga gerando ciclos de tensões. Se a magnitude das solicitações for suficiente de modo a gerar tensões que atinjam o limite de escoamento do material, deformações plásticas se estabelecerão, e tensões residuais podem se formar ao final do ciclo. Essa condição não é totalmente indesejada. As tensões residuais que se estabelecem quando o limite de escoamento do material é atingido podem atuar positivamente nos ciclos de carga subsequentes, evitando que as porções do material que se plastificaram anteriormente experimentem novamente tal condição. É possível que se

estabeleça uma condição estacionária cíclica no campo de tensões correspondente a um regime elástico. Nesse momento, diz-se que o material sofreu o chamado *shakedown* elástico.

No livro *Contact Mechanics* do autor K.L Johnson, é desenvolvida uma discussão incipiente e conceitual do fenômeno por meio de um modelo bidimensional, mostrado na Figura 7. O desenho retrata o rolamento puro (ausência de tensões tangenciais) de um disco de raio R , com indicação do sentido do rolamento, bem como o sentido de aplicação da carga compressiva, a distribuição da pressão de contato e as componentes de tensão para um elemento infinitesimal dentro do volume dos corpos.

Johnson mostra que as tensões residuais possíveis de se estabelecerem após se atingir o limite elástico do material possuem componentes $(\sigma_x)_r$ e $(\sigma_y)_r$, apenas. (o subscrito r indica a parcela residual da tensão). É mostrado também que a componente crítica do campo de tensões é τ_{zx} . O emprego do termo “crítico” caracteriza o fato de tal componente não ser “resguardada” pelas tensões residuais, isto é, a cada ciclo de carga no qual as tensões ultrapassam o limite elástico, ocorre deformações plásticas no plano zx , que podem ser revertidas no mesmo ciclo por conta da inversão do sentido das tensões (Essa inversão é uma propriedade do estado de tensão que ocorre durante um ciclo de rolamento, ocorrendo ou não plastificação. Veja a representação na Figura 7). As deformações no plano zx podem ainda, a cada ciclo com plastificação, aumentar gradualmente sem completar um ciclo fechado durante o rolamento. Essa condição caracteriza o estado de *ratchetting* do material. O aumento incremental das deformações leva o material ao limite último de deformações a partir do qual trincas nucleiam dentro do material ou na superfície, a depender da presença de atrito na interface.

Figura 7 Cenário de rolamento sem atrito com as componentes de tensão atuando sobre um ponto material. O elementos infinitesimais A, B, C, D e E retratam o estado de deformação que o sólido perpassa quando submetido a um ciclo de rolamento.

Fonte: do autor

Figura 8 Possíveis ciclos de tensão vs. deformação que pontos materiais no plano de τ_{zx} podem experimentar, a depender da intensidade das cargas nos ciclos subsequentes e dos estados de tensão e deformação deixados pelos ciclos prévios. O modelo de material desses exemplos considera encruamento na fase plástica. Isso traz efeitos benéficos para o processo *shakedown*.

a)

b)

c)

d)

Fonte: adaptado de (Kapoor and Williams 1993)

A Figura 8 traz quatro possíveis condições que pontos materiais dos sólidos podem experimentar em um ciclo de rolamento traduzidas em diagramas de tensão vs. deformação para a componente crítica das tensões τ_{zx} . Na imagem **a)**, o ciclo de tensões não levou ao escoamento do material no plano zx . A tensão, assim, se mantém em regime elástico. A plastificação seguida de ciclos onde τ_{zx} se mantém em regime elástico é retratada na imagem **b)**. Tal condição caracteriza o chamado *shakedown* elástico. O *shakedown* plástico ocorre quando a cada ciclo é observada deformação plástica, porém não há acúmulo incremental de deformação. Isso é retratado na imagem **c)**. O *ratchetting*, caracterizado por esse acúmulo é retratado na imagem **d)**. Nesta condição, a nucleação de trincas é iminente.

2.4.2 Desgaste

Desgaste pode ser definido como uma perda de massa localizada, transferência de material da superfície de um corpo para outro, ou movimento de material restrito a uma única superfície. (IHHA 2015). Em 1953, Archard concebeu um modelo matemático de desgaste que é amplamente utilizado em modelos numéricos e físicos. O desgaste, resultado da fricção entre superfícies em contato, pode ser modelado pela relação (Archard 1957):

$$V = C \frac{Pl}{H} \quad (2)$$

onde V é volume de material perdido, P a carga compressiva entre as superfícies, l é a distância de deslizamento relativo entre as superfícies, H a menor dureza entre os materiais envolvidos, e c é o chamado coeficiente de desgaste, grandeza adimensional e proporcional ao coeficiente de atrito (IHHA 2015). O coeficiente c traduz a severidade do desgaste. Tal fator é de extrema importância na modelagem pois permite validar para uma mesma equação, o desgaste severo observado no contato entre flange e canto de bitola em situações de curva, e desgastes mais amenos, observados entre a pista de rolamento e topo do boleto em trechos retos.

O processo de desgaste possui relação direta com o fenômeno de fricção. A começar, a chamada área de contato entre superfícies, é, em verdade, uma região de porções menores de contato, distribuídas dentro dessa região nominal. Os materiais de cada corpo localmente se fundem devido a uma intensa relação interatômica. Durante um deslizamento, as porções fundidas se quebram e outras fusões ocorrem adiante. Para quebrar essas microfusões, uma força é necessária, conhecida como força de atrito. Naturalmente, durante o processo, pequenos pedaços de materiais são desprendidos, resultando em debris. Esse é o principal mecanismo de desgaste na interação de contato, caracterizando o desgaste por deslizamento (J. J. Kalker 1990). Mais adiante, ainda nesta revisão bibliográfica, será discutido outro mecanismo para o desgaste que foi apresentado em algumas referências.

Os estudos desenvolvidos para a compreensão e mitigação do desgaste, sobretudo no sistema roda-trilho, geraram soluções aceitas pela comunidade ferroviária. A aplicação de lubrificantes ou modificadores de atrito sobre as superfícies dos componentes, o esmerilhamento de trilhos, e o gerenciamento de perfis de roda e trilho são algumas das atividades comuns na operação ferroviária como forma de mitigação desse problema. (IHHA 2015) Tais atividades são efetivas no seu propósito.

Interessante é ressaltar que uma vez controlado, o desgaste deixa de ser o principal processo formador de falhas nos sistemas ferroviários. Nesse momento, as falhas decorrentes do RCF começam a emergir, uma vez que tal processo é, muitas vezes, mais lento e pouco evidente nas suas etapas iniciais, e acaba por ser encoberto pelos problemas decorrentes do desgaste. No meio técnico, é comum o termo “taxa mágica de desgaste” (em língua inglesa “*magic wear rate*”), que consiste em uma taxa de desgaste desejável e gerenciável que induz a remoção de material por meio do desgaste de modo a, concomitantemente, controlar a nucleação e propagação de trincas geradas pelo RCF (IHHA 2015).

2.5 Algumas aplicações presentes na literatura

Este tópico trará algumas aplicações de ensaios físicos e numéricos disponíveis na literatura. Embora o foco deste trabalho seja fornecer um estudo do campo elástico de tensões que se forma em pares de disco sob rolamento a seco com tração, os complexos fenômenos que emergem nos ensaios físicos das diversas aplicações que em breve serão descritas encontram respaldo teórico nos resultados deste trabalho. Será visto, por exemplo, que regiões candidatas à nucleação de trincas ou intensa plastificação expostas nos artigos visitados, podem ser preditas pela análise do estado de tensão em regime linear desenvolvida pelo autor. Além disso, resultados intrigantes de ensaios físicos disco-disco a seco a respeito do estado final das superfícies desgastadas, puderam ser interpretados com análise de sinal e magnitude de tensões cisalhantes no volume interno dos discos ensaiados numericamente pelo autor.

2.5.1 O processo de desgaste e RCF, e modelos numéricos

Os estudos de desgaste e fadiga de rolamento por meio do ensaio disco-disco frequentemente ocorrem sob diretrizes diferentes (Fletcher and Beynon 2000). O desgaste pressupõe a ocorrência de deslizamento relativo entre as superfícies dos discos, de modo que paulatinamente volume de material é removido dos corpos. O grau de deslizamento é controlado por meio do parâmetro *creep*. A investigação da fadiga de rolamento é conduzida sob o princípio do fenômeno ser essencialmente de propagação de trincas, ocasionado pelas tensões de contato em um cenário de rolamento puro, com taxa de *creep* idealmente nula.

Uma investigação mais detalhada dos mecanismos de formação do desgaste em ensaios disco-disco a seco foi feita nos trabalhos de (Fletcher and Beynon 2000) realizados em Sheffield. Os resultados revelam que a remoção do material (contabilizada pela perda de massa dos discos) ocorre sob um equilíbrio entre propagação de trincas e destacamento de lascas superficiais do material resultantes de fusões de trincas propagadas em camadas consideravelmente rasas. O processo de formação das trincas segue o mesmo mecanismo observado na formação do RCF, com deformações plásticas intensas na superfície ultrapassando o limite de *shakedown* plástico. O fenômeno de *ratchetting* portanto, é observado. Tal processo ocorre em uma dimensão menor do que a costumeiramente observada em estudos de RCF (Fletcher and Beynon 2000).

A Figura 9 ilustra o equilíbrio durante o ensaio entre o avanço da ponta da trinca e a sua remoção na forma de lascas. O equilíbrio mencionado se constata pelo comprimento atual da trinca, indicado no diagrama, que se mostra constante a partir de um certo número de revoluções do disco.

Figura 9 – Diagrama que retrata o equilíbrio entre propagação de trincas e remoção superficial de material, contabilizado como desgaste.

Fonte: adaptado de (Fletcher and Beynon 2000)

As imagens Figura 10-a) e Figura 10-b) foram obtidas de um corte transversal do disco após 500 e 40.000 revoluções, respectivamente. É notório o desenvolvimento de deformações plásticas na superfície após o final do ensaio.

Figura 10 – Micrografia óptica da vizinhança superficial do disco. O ensaio foi feito com 1% de *creep*.

Fonte: (Fletcher and Beynon 2000)

Figura 11 – a) Perfil de deformações obtidos do modelo em elementos finitos. b) Micrografia óptica da vizinhança superficial do trilho com linhas de deformação. O ensaio foi feito com 1% de *creep*.

Fonte: adaptado de (Daves, et al. 2015)

No trabalho de (Daves, et al. 2015), investigação semelhante foi conduzida por meio de um modelo numérico bidimensional em Elementos Finitos e material elasto-plástico. O objetivo do trabalho foi reproduzir numericamente o perfil de deformações observado em uma metalografia óptica de um trilho deformado. As rugosidades das superfícies da roda e do trilho foram modeladas pelos autores por meio de elementos protuberantes sobre uma malha lisa

O modelo numérico proposto pelos autores, embora bidimensional, trouxe resultados consistentes na modelagem do *ratchetting*. A deformação plástica na vizinhança das superfícies

rugosas está relacionadas com a nucleação de trincas e desgaste. O ângulo de deformação das linhas (mostradas na Figura 11-b) é parâmetro importante no direcionamento de uma trinca. As linhas de cor preta traduzem o deslocamento calculado a partir dos resultados numéricos do modelo bidimensional, e foram sobrepostas na metalografia óptica. A linha de cor branca é uma extrapolação dos resultados caso 200 ciclos fossem realizados. As trincas podem tanto se propagar paralelamente à superfície rolante, para posteriormente se fundirem com outras trincas e induzir à remoção de lascas de aço na forma de desgaste, quanto nuclearem em porções mais profundas e configurarem o comportamento típico de RCF. Não são todas as trincas nucleadas que se propagam e induzem RCF ou desgaste. Seu comportamento depende da vizinhança de trincas e estado de deformação (Daves, et al. 2015).

No trabalho de (Kráčalík, Trummer and Daves 2016), um modelo, também em elementos finitos e bidimensional, foi desenvolvido para se avaliar a representatividade dos ensaios disco-disco como modelos físicos de propagação de trincas no contato roda-trilho. Para isso, dois modelos em estado plano de deformação foram concebidos; um para o ensaio e outro para rodas e trilhos reais. A Figura 12, extraída do artigo, ilustra as duas concepções.

A área de contato da representação roda-trilho, para uma mesma pressão máxima de contato, foi aproximadamente 30 vezes maior do que a do modelo numérico disco-disco. As trincas iniciais (propositalmente criadas no início da simulação), portanto, devem seguir tal fator de escala. Para cada modelo, três simulações foram realizadas com diferentes comprimentos iniciais de trincas, as quais foram submetidas a dez ciclos cada. Os autores, entretanto, encontraram dificuldades para reproduzir a trinca no modelo real disco-disco.

Figura 12 – Modelos em elementos finitos dos discos (imagem em **a**) e do contato roda trilho (imagem em **b**)).

Fonte: adaptado de (Kráčalík, Trummer and Daves 2016)

A ordem de grandeza da trinca é semelhante à da rugosidade das superfícies dos discos, que, embora possa ser bastante atenuada pelo processo de manufatura, acaba se formando após alguns ciclos de rolamento com tração. Uma trinca dessa magnitude, além disso, é muito suscetível ao desgaste, inevitável em rolamento a seco com tração.

Diante dessas dificuldades, o estudo de propagação de trincas via ensaio disco-disco não se mostrou adequado. O comprimento de trinca viável de ser pré-formado (sobre a superfície) no ensaio físico disco-disco é muito superior ao que o fator de escala entre os modelos sugere. Ver (Kráčalík, Trummer and Daves 2016). Proporcionalmente, as trincas nos discos são muito superiores às trincas no par roda-trilho. Observe na Figura 13 que o nível de tensão observado na ponta da trinca para o modelo roda-trilho norteia o valor de 2000 MPa, ao passo que no caso disco-disco, as tensões norteiam 500MPa. A simulação numérica, neste caso, foi uma forte ferramenta de avaliação de resultados experimentais.

Ainda na investigação de RCF por meio de modelos numéricos, é comum a simulação de cenários de rolamento para obtenção dos campos de tensões, de deformações, e micro deslizamentos que se configuram no contato roda-trilho e que propiciam a nucleação de trincas e o processo desgaste de nas superfície da roda e do trilho. No trabalho de (TANGTRAGULWONG 2010), um modelo em MEF de contato entre uma roda ferroviária e um trilho de escala 1:1 foi simulado para obtenção do campo de tensões residuais. Ver Figura 14. Seis ciclos de carga em cenário de rolamento foram realizados para que a estacionariedade do campo de tensões fosse atingida. O modelo de material empregado foi de encruamento cinemático isotrópico. Os resultados dessa etapa do trabalho serviram como dados de entrada para a aplicação de dois critérios de resistência empregados pelo autor. O objetivo do trabalho foi avaliar os benefícios da operação de esmerilhamento de trilhos como forma de aumentar a vida útil do componente mitigando os efeitos do RCF.

Figura 13 – Tensão S_{22} dentro do volume dos materiais na vizinhança do contato. Em a) está representado o modelo disco-disco. O traço amarelo indica a trinca cujo comprimento não é susceptível à presença da rugosidade ou a possibilidade de ser removida por desgaste. Em b) tem-se a representação do modelo roda-trilho. O pequeno traço amarelo indica o comprimento da trinca.

Figura 14–Modelo numérico de escala 1:1 utilizado para recriar condição de estacionariedade no campo de tensões.

Fonte: adaptado de (TANGTRAGULWONG 2010)

Outro trabalho no qual cenários de rolamento foram extrapolados numericamente foi de (Pletz, et al. 2014). Resultados dos campos de tensões de um modelo numérico de escala 1:1 de uma roda e um trilho, também em MEF, serviram como parâmetros de entrada para um modelo bidimensional em MEF que avalia a propagação de uma trinca induzida. O emprego de um modelo numérico tridimensional com dimensões realistas e modelo de material com encruamento cinemático, nesse caso, foi essencial para se obter campos de tensão e deformação que simulem as condições de operação em campo.

2.5.2 Ensaio disco-disco para confecção de curvas de *creep*.

A disponibilidade de atrito na interface de contato é fator de extrema importância na segurança e desempenho de locomotivas em ferrovias. As rodas da locomotiva se ancoram na área de contato em momentos de tração ou frenagem na busca por fricção. (Gallardo-Hernandez and Lewis 2008). A força de atrito é extremamente importante na dinâmica de corpos em rolamento, seja na direção da translação (compondo total ou parcialmente a contribuição de esforços que promovem modificações no movimento de translação de um corpo em rolamento) e, seja promovendo o torque necessário para a rotação. As implicações operacionais de trechos de via férrea com baixa disponibilidade de atrito são atrasos de comboios ou incapacidade de tracionar altas cargas. Além disso, rodas que “patinam” durante o movimento do comboio apresentam em toda área de contato pontos materiais com deslizamento em relação aos pontos materiais do trilho. Tal condição cinemática é fator determinante para a intensificação do desgaste (IHHA 2015).

Os ensaios disco-disco permitem o estudo da disponibilidade de atrito na interface de contato relacionando o *creep* com o coeficiente de tração, parâmetros brevemente explicados nos itens 2.3.3 e 2.3.4, respectivamente. A relação entre esses dois parâmetros resulta na chamada curva de *creep*. Por relacionar uma grandeza cinemática com uma grandeza mecânica, a curva de *creep* traduz uma relação constitutiva da interface de contato. A rigidez do contato pode ser obtida da inclinação da curva. Elementos externos do ambiente, como água, graxas, areia e até mesmo folhagens interferem significativamente nessa rigidez, em geral diminuindo-a.

A Figura 15 traz exemplos de curvas de *creep* para muitas condições de lubrificação na interface entre os discos. Constata-se que a presença de outros materiais sobre as superfícies acarreta em perdas significativas da disponibilidade de atrito na interface. Esses resultados demonstram os efeitos práticos negativos que acometem locomotivas, como frenagem ou aceleração insuficientes, incapacidade de tracionar altas cargas em trechos críticos, e atrasos (Gallardo-Hernandez and Lewis 2008).

Figura 15 —. Curva de *creep* para diversas condições de lubrificação

Fonte: (Gallardo-Hernandez and Lewis 2008)

Observação: No tópico 4.2.2 está exposto um desenvolvimento analítico para obtenção da curva de *creep* para um modelo Hertziano bidimensional. Parte-se da condição inicial de um rolamento em estado estacionário com transmissão de força tangencial. No final, denomina-se *creep* a parcela do deslizamento relativo total que representa a componente rígida do deslizamento. Por meio de tal desenvolvimento, é possível compreender o significado físico dessa curva e intuir sobre sua implicação prática, uma vez que relaciona uma grandeza cinemática global com uma grandeza de esforço mecânico tangencial global.

Segundo a referência (IHHA 2015), o ensaio disco-disco é classificado como bidimensional. As primeiras amostras confeccionadas não possuíam abaulamento, mas sim superfície cilíndrica, configurando contato longitudinal entre dois cilindros. Nessa situação, o cálculo da pressão máxima de contato considera que sua distribuição é bidimensional, se estendendo por toda a área de interação. As extremidades, entretanto, apresentam singularidade de tensão. Nessas porções, a pressão de contato é muito superior às tensões na porção central, levando à plastificação local. Esse efeito está mais bem explicado nos capítulos 4 e 5.

Como a pressão de contato é parâmetro muito importante nas condições iniciais do ensaio, conforme explicado no item 2.3.2, era comum a aplicação de cargas excessivamente altas para se atingir a magnitude desejada. Somado a isso, havia a dissimilaridade nos raios de curvatura dos discos, uma vez que o *creep* não era induzido por rotações diferentes dos eixos, mas sim pelos raios de curvatura diferentes das amostras cilíndricas. Isso acarretava em maiores porções plastificadas nas extremidades, fato que prejudicava o controle inicial do ensaio (IHHA 2015).

Com o aprimoramento das máquinas e das técnicas de usinagem, o abaulamento na superfície dos discos se tornou factível e a pressão de contato passou a ser calculada pela teoria tridimensional de Hertz. A plastificação por singularidade de tensão, assim, deixou de existir. Além disso, a taxa de deslizamento se tornou controlável pela rotação diferencial dos eixos rotativos.

2.6 Cenários de rolamento mais complexos

A modelagem do contato mecânico entre roda e trilho pode envolver tanto pequenas extrações dos aços presentes na roda e no trilho para confeccionar amostras e conduzir ensaios mais simples, como o disco-disco, quanto elementos ferroviários reais, onde inclusive a dinâmica dos vagões é considerada. Os custos de execução desses ensaios mais complexos são maiores em relação aos do ensaio disco-disco, e, além disso, a reprodutibilidade e grau de controle dos parâmetros são menores. Evidentemente tal abordagem traz a vantagem de ser mais representativa do objeto de estudo final, o contato entre a roda e o trilho. Os itens 2.6.1, e 2.6.2 trarão uma breve explicação de modelos físicos mais complexos.

2.6.1 Modelos tridimensionais

Em um ensaio de rolamento, os fatores que regem representatividade dos fenômenos inerentes ao contato entre roda e trilho relacionam-se entre si. O coeficiente de atrito na interface de contato, por exemplo, embora traduzido em muitos modelos a um fator constante e global durante a interação, é uma propriedade de cada ponto da área de contato e varia segundo complexas interações tribológicas nas quais temperatura, pressão de contato e velocidade relativa entre pontos materiais são parâmetros que o modificam. Outra variável muito importante em ensaios físicos de cenários de rolamento é a taxa de deslizamento relativo entre as superfícies dos elementos rolantes, conhecida como *creep*, mencionada no tópico 2.3.3. Nos ensaios disco-disco, tal variável possui, em geral, apenas a componente longitudinal. Além disso, há sempre uma preocupação em garantir bom alinhamento entre as amostras e evitar que interferências térmicas, *debris* e efeitos dinâmicos ocorram durante a condução do ensaio.

Modelos mais representativos são os de escalas maiores, algum deles com roda e trilho reais. São chamados de tridimensionais pela referência (IHHA 2015) pois não trazem a problemática da geometria do par de contato que no ensaio disco-disco, conforme discutido no tópico 2.5.2, foi presente durante o desenvolvimento do modelo físico. A Figura 16 traz a fotografia de um modelo tridimensional localizado na Universidade de Sheffield (IHHA 2015). Esse equipamento consiste em uma roda ferroviária e um segmento de trilho. A carga de compressão entre roda e trilho, o ângulo de ataque da roda, sua posição lateral sobre o trilho, e a velocidade de deslocamento dos componentes são controlados pela máquina por meio do eixo da roda. Ao final de um ciclo, a máquina eleva a roda e a retorna para o início do segmento. Isso é feito diversas vezes até sinais de fadiga e desgaste se configurarem. Nesse modelo, a fadiga e o desgaste são mais próximos dos observados em campo (IHHA 2015).

Figura 16 – Ensaio de rolamento 3D

Fonte: (IHHA 2015)

2.6.2 Modelos completos em escala 1:1

Por modelos completos em escala 1:1 entende-se aqueles em que não somente se busca recriar a interface de contato com geometria real, mas também carregamento, efeitos dinâmicos, efeitos de temperatura e intempéries. Poucos lugares no mundo investem massivamente em

pesquisa na área ferroviária cujos modelos seguem tal diretriz. Nos EUA, um imenso campo de pesquisa foi construído para o desenvolvimento de tecnologia no campo ferroviário. Foram montados 75 km de via exclusivamente para o estudo de desgaste, fadiga, lubrificação de via, estudo de sinalização, conforto de passageiros e condições de descarrilamento. Esse centro se chama *Transportation Technology Center, Inc. - TTCI* e se localiza em *Pueblo, Colorado EUA*; é uma subsidiária da *AAR-Association of American Railroads*. A validade desses modelos se estende por muitos dos fatores envolvidos nos fenômenos de contato, já que o ambiente de estudo é semelhante ao de campo e com equipamentos reais.

Os custos atrelados, evidentemente, são muito altos. Os ensaios de laboratório vieram justamente para tornar o estudo de fenômenos como desgaste e fadiga, em rodas e trilhos mais viáveis financeiramente, além de trazer maior controle a variáveis de ensaio.

3. Desenvolvimento vetorial da cinemática de sólidos deformáveis em rolamento

Neste capítulo, a descrição vetorial dos pontos materiais sobre a área de contato de sólidos deformáveis será desenvolvida. Tais desenvolvimentos foram baseados nos trabalhos (Pimenta 2008) e (J. J. Kalker 1990).

3.1 Uma breve conceituação do rolamento, deslizamento e “creep” entre corpos deformáveis

Seja uma esfera rígida rolando em linha reta, e sem nenhum deslizamento relativo sobre um plano rígido e com o vetor velocidade angular ω paralelo ao plano. A Figura 17 traz ilustrações do cenário em uma representação plana. O lugar geométrico de interação entre os corpos é um ponto por meio do qual partículas da esfera e do plano possuem velocidade relativa identicamente nula ($\mathbf{v}_1$ e $\mathbf{v}_2$ para partículas da esfera e do plano, respectivamente). Na ilustração da Figura 17-a, a origem o do sistema de referência $oxyz$ acompanha o ponto de contato entre a esfera e o plano. Os diagramas indicam o perfil de velocidades em relação a $oxyz$ para pontos materiais da esfera e do plano que instantaneamente residem sobre a linha pontilhada. Esse rolamento é classificado por (Johnson 1985) como “puro”. O rolamento (*rolling*) é a velocidade angular relativa entre esses corpos, com as componentes dos vetores taxa instantânea de rotação paralelas ao plano tangente na interface de contato.

O deslizamento entre corpos rígidos (*rigid slip*), por sua vez, é o estado cinemático entre corpos onde as partículas materiais no ponto da interface de contato possuem velocidade linear relativa não nula. Ver Figura 17-b. Quando o cenário é de rolamento com deslizamento, a razão entre a velocidade relativa entre as partículas em contato (cenário de *rigid slip*) e a magnitude da média das velocidades lineares das mesmas partículas é denominada *creep* ou *creepage*. Observe que rolamento e deslizamento podem coexistir.

Figura 17 Na ilustração a), tem-se a representação de um cenário de rolamento. Tal cenário se configura pois no lugar geométrico da interação dos corpos, a velocidade relativa dos pontos materiais da esfera (representação circunferencial) e do plano é nula. Em b), tal velocidade relativa não é nula; há uma componente de deslizamento, fato que caracteriza o rolamento com deslizamento.

Fonte: do autor

No universo dos corpos deformáveis, o conceito de deslizamento não é tão imediato. Seja agora uma esfera elástica que possa estar aparentemente sob rolamento puro sobre o plano, este podendo ainda ser tratado como rígido. O lugar geométrico de interação entre eles é uma área, e pode haver deslizamento relativo na interface de contato. A área de contato pode conter ao mesmo tempo uma região de adesão entre os corpos, chamada de *stick* (*adesão*), e outra de deslizamento relativo, chamada de *slip* (*micro deslizamento*). O *slip*, assim, pode ser encarado como um prenúncio do *sliding*, e ocorre em cenários onde há tendência de *deslizamento rígido* entre os corpos, ou dissimilaridade entre os materiais dos corpos. Essa característica da interface de contato entre corpos deformáveis possui decorrências extremamente importantes nos sistemas físicos que envolvem contato com rolamento.

O primeiro cientista a constatar o fenômeno de *creep* foi Osbourne Reynolds em 1875. Sobre uma superfície rígida, Reynolds observou o rolamento de um cilindro de madeira envolto por uma capa emborrachada. Após uma volta completa do cilindro, ele constatou que a distância percorrida foi diferente da circunferência do cilindro e considerou a possibilidade de coexistir na interface de contato uma região de deslizamento relativo e outra de adesão (Johnson 1985).

O *creep* é um fenômeno com participação considerável no desgaste entre materiais rolantes. Quando o rolamento é considerado trativo, (*tractive rolling* - (Johnson 1985))

caracterizando aceleração do componente que rola, mais intenso é o *creep* e maior é a região de deslizamento relativo dentro da área de contato. Mais intensa, também, é a força de atrito atuando sobre as superfícies. Mas esta, na realidade possui um limite físico. O modelo de atrito desenvolvido por Coulomb diz que a magnitude da tensão máxima de atrito (cisalhante) presente em um ponto $\mathbf{x}$ da área de contato entre corpos é dada por:

$$|\mathbf{q}(\mathbf{x})| \leq \mu p(\mathbf{x}) \quad (3)$$

onde μ é o coeficiente de atrito estático, e $p(\mathbf{x})$ a pressão de contato no ponto $\mathbf{x}$ da área analisada. Para os pontos materiais na interface de contato que estão sob deslizamento relativo, a inequação (3) se torna uma igualdade. A distribuição $\mathbf{q}(\mathbf{x})$ para os pontos que estão aderidos é obtida por outros meios, que levam em conta a continuidade das tensões cisalhantes na interface. Quando todos os pontos $\mathbf{x}$ se encontram no estado de deslizamento relativo, diz-se que $\mathbf{q}(\mathbf{x})$ atingiu o limite de saturação. A magnitude da força cisalhante, neste caso, é dada pela força de compressão multiplicada por μ . Nas seções adiante, esses conceitos serão melhor explorados e representados.

3.2A cinemática do rolamento, deslizamento, *stick*, *slip* e *creep*

Considere um sólido rígido e tridimensional S em movimento no espaço euclidiano $\mathbb{R}^3$. Externamente a S há um sistema de referência fixo $o'\mathbf{xyz}$. Internamente ao sólido, um sistema de referência $o\mathbf{ijk}$ é solidarizado. Para um dado instante t_r , é atribuído um vetor posição $\mathbf{x}_p$ a um ponto material qualquer p de S em relação ao sistema $o\mathbf{ijk}$. A variável t_r é chamada instante de referência do movimento. O vetor posição da origem o no instante t_r , em relação ao sistema $o'\mathbf{xyz}$, é $\mathbf{x}_o$, e o vetor posição de um ponto material p de S para esse mesmo instante e sistema é $\mathbf{p}$. Assim, temos:

$$\mathbf{p} = \mathbf{x}_o + \mathbf{x}_p \quad (4)$$

Essa relação está representada na Figura 18.

Figura 18 Partícula p do sólido S no instante t_r . Vetores posição $\mathbf{p}$ e $\mathbf{x}_p$ de p para os sistemas $o'xyz$ e $oijk$ respectivamente.

Fonte:do autor

Para instantes $t > t_r$ a relação (4) será

$$\Psi(\mathbf{x}_p; t) = \Psi(\mathbf{x}_o; t) + \mathbf{R} \mathbf{x}_p \quad (5)$$

Onde $\Psi: \mathbb{R}^4 \rightarrow \mathbb{R}^3$ é função do tempo e do vetor posição de uma partícula no instante t_r . O operador $\mathbf{R} = \mathbf{R}(t)$ é o tensor rotação do sistema $oijk$ e descreve o mapeamento do vetor posição de uma partícula entre o sistema de referência e o atual, quando o sistema sofre rotação de corpo rígido. A nova configuração pode ser visualizada na Figura 19.

Figura 19 Configuração de S no instante t_r e para um instante $t > t_r$.

Fonte:do autor

Por se tratar de um sólido rígido, pode-se afirmar que

$$\mathbf{x}_p^T \mathbf{x}_p = \mathbf{x}_p^T \mathbf{R}^T \mathbf{R} \mathbf{x}_p \quad (6)$$

Isto é, não há estiramento de fibras ao longo do movimento.

Assim, temos que

$$\mathbf{R} \mathbf{R}^T = \mathbf{I} \quad (7)$$

Onde $\mathbf{I}$ é o tensor identidade. Temos, assim, $\mathbf{R}^T = \mathbf{R}^{-1}$, fato que identifica $\mathbf{R}$ como um tensor ortogonal.

A derivada em relação ao tempo das relações (5) e (7) fornece, respectivamente:

$$\mathbf{v}_p = \mathbf{v}_o + \dot{\mathbf{R}} \mathbf{x}_p \quad (8)$$

e

$$\dot{\mathbf{R}} \mathbf{R}^T = -\mathbf{R} \dot{\mathbf{R}}^T \quad (9)$$

Com uma reordenação conveniente de (8) e adotando-se a notação $\dot{\mathbf{R}} \mathbf{R}^T = \mathbf{W}$ em (9), pode-se concluir que

$$\mathbf{W} = -\mathbf{W}^T \quad (10)$$

Fato que revela que $\mathbf{W}$ é um tensor antissimétrico e (8) se torna

$$\mathbf{v}_p = \mathbf{v}_o + \mathbf{W} (\Psi(\mathbf{x}_p; t) - \Psi(\mathbf{x}_o; t)) \quad (11)$$

Sabe-se da álgebra tensorial que associados a um tensor antissimétrico de segunda ordem há um tensor de primeira ordem (ou um vetor) e a operação produto vetorial. Desse modo, temos que (11) é equivalente à

$$\mathbf{v}_p = \mathbf{v}_o + \boldsymbol{\omega} \times (\Psi(\mathbf{x}_p; t) - \Psi(\mathbf{x}_o; t)) \quad (12)$$

Onde $\times$ é a operação produto vetorial no espaço euclidiano. $\mathbf{W}$ e $\boldsymbol{\omega}$ são respectivamente o tensor e vetor taxa instantânea de rotação.

Considere, agora, dois sólidos rígidos S_1 e S_2 em movimento no espaço. A partir de um dado instante t_r , S_1 e S_2 se tocam configurando um ponto de contato aqui denotado por O' . Neste momento, é conveniente definir as superfícies ∂S_1 e ∂S_2 como os conjuntos de pontos materiais de S_1 e S_2 , respectivamente, que podem experimentar contato. No lugar geométrico de interação de contato, ∂S_1 e ∂S_2 podem ser representadas pelas parametrizações $F_a(\mathbf{x}) = 0$.

Neste desenvolvimento, a natureza do contato é dita não conforme pois os corpos configuram um ponto de interação antes de deformarem. Sabe-se que nas vizinhanças de O' , as superfícies dos sólidos podem ser modeladas como lisas e da forma $F_a(\mathbf{x}) = 0$. Assim, em O' , um único plano, aqui denotado por π , é tangente às duas superfícies ao mesmo tempo. Temos:

$$\frac{\nabla F_1(\mathbf{x}_o)}{\|\nabla F_1(\mathbf{x}_o)\|} = \mathbf{n}_1 = -\frac{\nabla F_2(\mathbf{x}_o)}{\|\nabla F_2(\mathbf{x}_o)\|} = -\mathbf{n}_2 = \mathbf{n} \quad (13)$$

$\mathbf{n}_a$ é a normal externa da superfície do corpo S_a . O símbolo ∇ se trata do operador nabla. ($\nabla =$

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{\partial x} \\ \frac{1}{\partial y} \\ \frac{1}{\partial z} \end{bmatrix}$$

Os vetores velocidade angular dos corpos são $\boldsymbol{\omega}_1$ e $\boldsymbol{\omega}_2$. O vetor relativo, dado por $\boldsymbol{\omega} = \boldsymbol{\omega}_1 - \boldsymbol{\omega}_2$, pode ser escrito como a soma de duas componentes: uma na direção de $\mathbf{n}$ e a outra tangente a π . Assim, temos:

$$\boldsymbol{\omega} = \omega_\tau \boldsymbol{\tau} + \omega_n \mathbf{n} = \boldsymbol{\omega}_\tau + \boldsymbol{\omega}_n \quad (14)$$

Onde $\boldsymbol{\tau}$ é um versor e pertence a π . Ver Figura 20.

Figura 20 Decomposição vetorial de $\boldsymbol{\omega}$ na base $\mathbf{bn}\boldsymbol{\tau}$ para um instante $t > t_r$.

Fonte:do autor

As variáveis. ω_τ e ω_n em (14) são entidades escalares e podem ser obtidas como segue:

$$\begin{aligned} \omega_n &= \boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{n} , \\ \omega_\tau \boldsymbol{\tau} &= \boldsymbol{\omega} - \omega_n \mathbf{n} \\ \omega_\tau &= \| \boldsymbol{\omega} - \omega_n \mathbf{n} \| \end{aligned} \quad (15)$$

Aqui, considere

$$\mathbf{b} = \boldsymbol{\tau} \times \mathbf{n} \quad (16)$$

outro versor que completa a base ortonormal em π . Os pontos materiais m_{p1} e m_{p2} de S_1 e S_2 , respectivamente, compartilham a mesma posição que O' no instante t , e possuem velocidades lineares dadas por $\mathbf{v}_1$ e $\mathbf{v}_2$. A velocidade relativa desses dois pontos é dada por:

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}_1 - \mathbf{v}_2 \quad (17)$$

Pode-se escrever (17) como componentes do sistema de referência $O'\mathbf{b}\boldsymbol{\tau}\mathbf{n}$ notando que

$$\mathbf{v}_1 \cdot \mathbf{n} = \mathbf{v}_2 \cdot \mathbf{n} = 0, \quad (18)$$

A relação (18) é uma importante condição de contorno para o problema de contato. A partir dela, pode-se afirmar que no ponto de contato não há componente do vetor velocidade relativa $\mathbf{v}_a$ que adentra nos sólidos. Assim, podemos escrever $\mathbf{v}$ como

$$\mathbf{v} = \xi \mathbf{b} + \eta \boldsymbol{\tau} = \boldsymbol{\xi} + \boldsymbol{\eta} \quad (19)$$

onde

$$\begin{aligned} \xi &= \mathbf{v} \cdot \mathbf{b} \\ \eta \boldsymbol{\tau} &= \mathbf{v} - \boldsymbol{\xi} \\ \eta &= \|\mathbf{v} - \boldsymbol{\xi}\| \end{aligned} \quad (20)$$

As componentes $\boldsymbol{\eta}$ e $\boldsymbol{\xi}$ de $\mathbf{v}$ que tangenciam $\boldsymbol{\pi}$ serão denominadas respectivamente por deslizamento rígido lateral e longitudinal. Se $\boldsymbol{\omega}_{\boldsymbol{\tau}} = \mathbf{0}$ e $\boldsymbol{\omega}_{\mathbf{n}} \neq \mathbf{0}$ (apenas componente *spin*) temos que:

$$\mathbf{b} = \frac{\mathbf{v}}{\|\mathbf{v}\|} \quad (21)$$

O chamado *rolamento puro* ocorre quando $\mathbf{v} = \mathbf{0}$. Na condição de $\mathbf{v} \neq \mathbf{0}$, temos *rolamento com deslizamento*. Na situação $\mathbf{v} = \mathbf{v}_1$ ou $\mathbf{v} = \mathbf{v}_2$, tem-se o cenário *shift*. Os termos escalares $\frac{\xi}{\|\mathbf{v}_{média}\|}$ and $\frac{\eta}{\|\mathbf{v}_{média}\|}$ são usualmente denominados *creepages* longitudinal e lateral, respectivamente ($\mathbf{v}_{média} = \frac{\mathbf{v}_1 + \mathbf{v}_2}{2}$). Há também uma outra condição cinemática que induz creep, caracterizada pela velocidade angular relativa na direção normal de contato, dada por $\frac{\omega_n}{\|\mathbf{v}_{média}\|}$

(*spin creepage*). Note que todas essas definições se originam da cinemática e geometria dos corpos.

Os próximos desenvolvimentos foram baseados na obra de J.J. Kalker , *Three dimensional elastic bodies in rolling contact*. Considere, agora, que S_1 e S_2 são deformáveis. Os dois pontos materiais m_{p1} e m_{p2} estão em contato no instante t após a deformação dos corpos e ocupam a posição

$$\mathbf{y}_a = \mathbf{x}_a(t) + \mathbf{u}_a(\mathbf{x}_a, t) \quad (22)$$

Onde $\mathbf{u}_a(\mathbf{x}_a, t)$ é um campo deslocamentos suscitado pela deformação nas vizinhanças da área de contato. Esse campo é avaliado no próprio ponto material $\mathbf{x}_a = \Psi(\mathbf{x}_{m_{pa}}; t)$. Assim, temos a seguinte condição para descrever a coincidência das posições dos pontos materiais m_{p1} e m_{p2} :

$$\mathbf{x}_1(t) + \mathbf{u}_1(\mathbf{x}_1, t) = \mathbf{x}_2(t) + \mathbf{u}_2(\mathbf{x}_2, t) \quad (23)$$

O deslizamento relativo será não nulo quando ocorrer uma diferença entre as velocidades das partículas. Para avaliar isso, temos:

$$\mathbf{v}_a = \dot{\mathbf{x}}_a + \left(\frac{\partial \mathbf{u}_a}{\partial \mathbf{x}_a} \right) \dot{\mathbf{x}}_a + \frac{\partial \mathbf{u}_a}{\partial t} \quad (24)$$

e logo,

$$\mathbf{v}_1 - \mathbf{v}_2 = (\dot{\mathbf{x}}_1 - \dot{\mathbf{x}}_2) + \left(\frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial \mathbf{x}_1} \right) \dot{\mathbf{x}}_1 - \left(\frac{\partial \mathbf{u}_2}{\partial \mathbf{x}_2} \right) \dot{\mathbf{x}}_2 + \frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial t} - \frac{\partial \mathbf{u}_2}{\partial t} \quad (25)$$

A relação (25) pode ser simplificada quando se considera a pequenez do gradiente $\frac{\partial \mathbf{u}_a}{\partial \mathbf{x}_a}$ frente às outras grandezas apresentadas. Tal simplificação será justificada, a seguir, com a introdução da grandeza ponto médio

$$\mathbf{x} = \frac{\mathbf{x}_1 + \mathbf{x}_2}{2} \quad (26)$$

e com o auxílio da Figura 21.

Figura 21. Vizinhança de pontos materiais que, para um dado instante t , se encontram em contato.

Fonte: do autor

Vale recordar que no instante t , $\mathbf{x}_1$ e $\mathbf{x}_2$ distam $\mathbf{u} = \mathbf{u}_2 - \mathbf{u}_1$ (vide relação (23)). Pode-se reescrever a relação (25) de forma conveniente:

$$\mathbf{v}_1 - \mathbf{v}_2 = (\dot{\mathbf{x}}_1 - \dot{\mathbf{x}}_2) + \left(\frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial \mathbf{x}_1} + \frac{\partial \mathbf{u}_2}{\partial \mathbf{x}_2} \right) \frac{\dot{\mathbf{x}}_1 - \dot{\mathbf{x}}_2}{2} + \left(\frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial \mathbf{x}_1} - \frac{\partial \mathbf{u}_2}{\partial \mathbf{x}_2} \right) \frac{\dot{\mathbf{x}}_1 + \dot{\mathbf{x}}_2}{2} + \frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial t} - \frac{\partial \mathbf{u}_2}{\partial t} \quad (27)$$

Neste momento, é possível negligenciar o segundo termo do lado direito da relação (27) pois $\frac{\partial \mathbf{u}_a}{\partial \mathbf{x}_a} \ll \mathbf{I}$, na contração $[\mathbf{I} + \left(\frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial \mathbf{x}_1} + \frac{\partial \mathbf{u}_2}{\partial \mathbf{x}_2} \right) \frac{1}{2}](\dot{\mathbf{x}}_1 - \dot{\mathbf{x}}_2)$, onde $\mathbf{I}$ é a matriz identidade. Assim, a relação (27) se reduz à

$$\mathbf{v}_1 - \mathbf{v}_2 = (\dot{\mathbf{x}}_1 - \dot{\mathbf{x}}_2) + \left(\frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial \mathbf{x}_1} - \frac{\partial \mathbf{u}_2}{\partial \mathbf{x}_2} \right) \frac{\dot{\mathbf{x}}_1 + \dot{\mathbf{x}}_2}{2} + \frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial t} - \frac{\partial \mathbf{u}_2}{\partial t} \quad (28)$$

Agora, o termo $\frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial \mathbf{x}_1} - \frac{\partial \mathbf{u}_2}{\partial \mathbf{x}_2}$ pode ser aproximado por $\frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial \mathbf{x}} - \frac{\partial \mathbf{u}_2}{\partial \mathbf{x}}$ por meio das seguintes considerações:

Sabe-se que

$$\frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial \mathbf{x}} = \frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial \mathbf{x}_1} \frac{\partial \mathbf{x}_1}{\partial \mathbf{x}} \quad (29)$$

Mas,

$$\mathbf{x}_1 = \mathbf{x} - \frac{\mathbf{x}_2 - \mathbf{x}_1}{2} \quad (30)$$

e, além disso, o termo $\frac{\mathbf{x}_2 - \mathbf{x}_1}{2}$ possui a mesma ordem de grandeza de $\mathbf{u}$, logo $\frac{\mathbf{x}_2 - \mathbf{x}_1}{2} \approx O(\mathbf{u})$.

Assim, temos

$$\mathbf{x}_1 \approx \mathbf{x} - O(\mathbf{u}) \quad (31)$$

Desse modo, a relação (29) se transforma em

$$\frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial \mathbf{x}} = \frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial \mathbf{x}_1} \frac{\partial (\mathbf{x} - O(\mathbf{u}))}{\partial \mathbf{x}} = \frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial \mathbf{x}_1} (\mathbf{I} + O\left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial \mathbf{x}}\right)) \approx \frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial \mathbf{x}_1} \quad (32)$$

Isso permite que se reescreva a relação (28), obtendo

$$\mathbf{v}_1 - \mathbf{v}_2 = (\dot{\mathbf{x}}_1 - \dot{\mathbf{x}}_2) + \left(\frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial \mathbf{x}} - \frac{\partial \mathbf{u}_2}{\partial \mathbf{x}} \right) \frac{\dot{\mathbf{x}}_1 + \dot{\mathbf{x}}_2}{2} + \frac{\partial \mathbf{u}_1}{\partial t} - \frac{\partial \mathbf{u}_2}{\partial t} \quad (33)$$

Considera-se, agora, a seguinte nomenclatura:

$\mathbf{v}_1 - \mathbf{v}_2 = \mathbf{s}$: *slip* (ou micro deslizamento)

$\dot{\mathbf{x}}_1 - \dot{\mathbf{x}}_2 = \mathbf{c}$: deslizamento rígido

$\mathbf{u}_1 - \mathbf{u}_2 = \mathbf{u}$: diferença de deslocamento

$\dot{\mathbf{x}} = \frac{\dot{\mathbf{x}}_1 + \dot{\mathbf{x}}_2}{2} = -\mathbf{v}$: velocidade de rolamento

Teremos, assim:

$$\mathbf{s} = \mathbf{c} - \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial \mathbf{x}} \right) \mathbf{v} + \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} \quad (34)$$

Observação: A justificativa para a definição do sentido da velocidade de rolamento $\mathbf{v}$ ser oposta do sentido da média de velocidades dos pontos materiais se deve à característica física do sistema. Na área de contato do rolamento, partículas se encontram e caminham juntas em uma direção contrária à direção de translação dos corpos.

Por meio desse tratamento cinemático, é possível elucidar melhor os conceitos relativos ao rolamento entre os corpos deformáveis. O chamado *creep* é dado pela adimensionalização

do *deslizamento rígido* (*rigid slip*) pelo valor absoluto V da velocidade de rolamento $\mathbf{v}$, e traduz uma tendência de deslizamento entre os corpos em um contexto de corpos rígidos. Aqui, a grandeza *creep* será denotada por ξ . Essa tendência pode ser evitada quando as tensões superficiais na área de contato não forem suficientemente grandes de modo a atingir o limite de saturação do atrito, e ocasionar um *deslizamento relativo* entre m_{p1} e m_{p2} , por exemplo. Neste caso, teríamos pares de partículas experimentando *stick* e, logo, $\mathbf{s} = \mathbf{0}$. Porém, nem todos os pares podem assumir $\mathbf{s} = \mathbf{0}$, uma vez que o coeficiente de atrito pode não ser suficiente para evitar a tendência de deslizamento relativo entre essas partículas. A decomposição da área de contato em uma região de *stick* e outra de *slip*, agora, se torna mais intuitiva.

Para a solução de um problema de contato rolante com tração, é necessário definir as condições de contorno esperadas na região de contato. Sabe-se, pela lei de Coulomb, que em pontos deslizantes temos $\mathbf{s} \neq \mathbf{0}$ e, assim

$$\mathbf{q} = -\mu \left(\frac{\mathbf{s}}{\|\mathbf{s}\|} \right) p(\mathbf{x}) \quad (35)$$

Se $\mathbf{s} = \mathbf{0}$, é válida a relação:

$$|\mathbf{q}| \leq \mu p(\mathbf{x}) \quad (36)$$

Onde $\mathbf{q}$ é a tensão de cisalhamento na interface de contato e μ o coeficiente de atrito.

4. Modelos analíticos para contato normal e contato tangencial

A mecânica do contato de rolamento avançou significativamente na segunda metade do século XX com os trabalhos publicados pelo holandês Joost J. Kalker (1933-2006) de T.U Delft e pelo inglês Kenneth L. Johnson (1925-2015) de *Cambridge University*. Muitos dos fenômenos inerentes ao vínculo mecânico de contato já haviam sido objeto de estudo de cientistas do passado. Porém, o tratamento dado, em sua grande maioria, havia sido apenas qualitativo, como o realizado por Reynolds em 1875 com relação ao *creep*. Heinrich Hertz (1882) contribuiu de maneira significativa ao problema de contato, matematizando especificamente o contato normal sem rolamento e sem atrito.

A publicação da tese de doutorado de Kalker, em 1967, (*On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction*) formalizou o início da mecânica de contato de rolamento (Schwab and Kalker-kalkman 2007). Kalker idealizou o programa CONTACT (J. J. Kalker 1990) a partir de uma abordagem variacional e baseando-se na hipótese de semi-espaço infinito (hipótese essa explicada nos próximos itens) que resultou em um poderoso modelo numérico de contato amplamente aceito nesse campo de pesquisa. O trabalho foi anunciado ao público em 1982 em Vancouver. Desde então diversas melhorias vêm sendo incorporadas ao programa, em constante desenvolvimento na T.U. Delft.

A obra *Contact Mechanics* concebida por Keeneth L. Johnson contempla a abordagem analítica do problema do contato de forma muito abrangente. O autor desenvolve analiticamente os campos de tensões gerados por diversos cenários mecânicos, considerando muitos modelos de materiais e geometria para sólidos. O modelo para *shakedown* idealizado pelo autor reúne em um único diagrama a obtenção do estado de tensão (por exemplo, por meio de um modelo de contato em um cenário de rolamento que dois sólidos deformáveis em contato estão experimentando) e de material em análise. Com essa reunião de informações, é possível prever a ocorrência de *ratchetting*, e das falhas ocasionadas pelo RCF, fenômenos que são atualmente objetos de estudo de muitos centros de pesquisa pelo mundo. Neste texto, a obra de Johnson representa uma base conceitual de referência.

Os trabalhos de Kalker e Johnson apresentaram uma formalização matemática ao rolamento por meio da Mecânica do Contínuo e também dos corpos rígidos. Conceitos como

creep, *spin*, *stick*, *slip*, *shakedown* e *ratchetting* ganharam definições precisas, e fenômenos como o movimento de Klingel, em rodeiros, e desgaste por RCF em rodas e trilhos vieram, também, a ser modelados pelas teorias.

Considerações: Neste capítulo, serão apresentados modelos analíticos dos campos de tensões para contato normal e tangencial de corpos bidimensionais com superfícies quadráticas em contato com atrito. Haverá a partir daqui uma mudança de notação por conta da especificidade do modelo. O vetor posição $\mathbf{x} = [x, y, z]^T$ será substituído, muitas vezes, pelas componentes relevantes no caso em análise. Assim, o ponto $\mathbf{x}$ presente na pressão de contato p , na tensão tangencial $\mathbf{q}$, e no deslizamento relativo $\mathbf{s}$ será representado apenas pela componente relevante ao caso bidimensional x . Além disso, pelo mesmo motivo, a tensão tangencial $\mathbf{q}(\mathbf{x})$ será representada pela sua componente em x na área de contato, aqui denotada por $q(x)$.

4.1 O contato normal

Um relevante estudo relativo à formulação de contato entre corpos deformáveis em regime elástico foi de Heinrich Hertz, 1882. Enquanto estudava os Anéis de Newton entre duas lentes de vidro em contato, Hertz se perguntou qual seria a influência da deformação das lentes na forma e frequência dos anéis. Assim, durante suas férias de Natal de 1880, aos 23 anos, Hertz iniciou sua formulação das equações de contato normal não conforme entre corpos elásticos sem atrito.

Figura 22– Anéis de Newton para lentes de vidro em contato.

Fonte: (Johnson 1985)

O problema do contato é de natureza não linear: a intensidade e domínio da distribuição da pressão de contato entre os corpos dependem da geometria e das deformações suscitadas pelo carregamento na vizinhança de contato, que por sua vez variam conforme a própria pressão. Essa característica faz do processo de formulação do modelo muito complexo, exigindo hipóteses simplificadoras. Outro fator a ser considerado na formulação é se as tensões provenientes da interação de contato se propagam com intensidades significativas nos corpos ou se acabam se dissipando material adentro. Tal fator subdivide os modelos matemáticos de contato em duas grandes abordagens:

a) aquelas em que certa dimensão significativa do sólido em contato, denotada aqui por R , é muito superior à dimensão significativa da interface de contato, aqui denotada por a . Neste caso, as tensões de contato influenciam apenas localmente o campo de tensão dos sólidos. Isso configura a hipótese do semi-espaço infinito. Muitas referências relativas à Mecânica do Contato expõem formulações analíticas e analítico-numéricas baseadas nessa hipótese, como *Contact Mechanics*, de K.L Johnson, e *Three dimensional elastic bodies in rolling contact* de J.J. Kalker. Esta última representa a base teórica do programa CONTACT. Logo, todos os modelos presentes nesse programa são baseados na hipótese do semi-espaço infinito;

b) aquelas em que R não é significativamente superior à a . A hipótese do semi-espaço infinito, neste caso, não é válida, pois as tensões de contato não possuem efeito local, mas sim impactam globalmente no campo de tensão do sólido. Nesses casos, as abordagens envolvem

uso de formulações numéricas mais gerais, como o Método dos Elementos Finitos. Em tal método, não hipóteses simplificadoras relativas à geometria dos sólidos.

A formulação de Hertz é baseada na hipótese do semi-espço infinito. Além dessa simplificação, há outras. São elas (Johnson 1985):

- i) as superfícies são contínuas e não conformes entre si;
- ii) as deformações são pequenas;
- iii) as superfícies são lisas, isto é, não há atrito.

Hertz modelou matematicamente as superfícies de contato dos corpos como lisas e da forma

$$z = Ax^2 + Bxy + Cy^2. \quad (37)$$

Se posicionarmos adequadamente o eixo de coordenadas local de cada superfície, é possível transformar (37) em:

$$z_1 = \frac{1}{R'_1} x_1^2 + \frac{1}{R''_1} y_1^2 \quad (38)$$

onde R'_1 e R''_1 são os raios de curvatura máximo e mínimo da superfície 1 no ponto (0;0) respectivamente. O mesmo vale para a superfície 2, mas com sinal negativo. Observe que após uma aproximação entre as superfícies no local (0; 0), teremos um ponto de contato, fato que caracteriza o contato não conforme entre as superfícies. No contato conforme, essa aproximação matemática leva a uma área ou uma linha.

Figura 23 – Superfícies idealizadas por Hertz em sua formulação. Paraboloides.

Fonte: do autor

Assim, após o contato inicial (pontual), a equação que traduz a distância entre cada ponto das superfícies é dada por:

$$z_1 - z_2 = h(x, y) = Ax^2 + By^2 \quad (39)$$

Onde,

$$(A + B) = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R''_1} + \frac{1}{R'_2} + \frac{1}{R''_2} \right) \quad (40)$$

e

$$|A - B| = \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{1}{R'_1} - \frac{1}{R''_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{R'_2} - \frac{1}{R''_2} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R'_1} - \frac{1}{R''_1} \right) \left(\frac{1}{R'_2} - \frac{1}{R''_2} \right) \cos 2\alpha \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (41)$$

Na equação (41), α é o ângulo entre os eixos do plano local das superfícies sobre as quais se apoiam as projeções de uma das curvaturas principais. O próximo passo é a aplicação da força P paralela ao eixo Z entre os corpos. Na configuração deformada, a compatibilidade e a orientação dos eixos estão representadas na Figura 24. A grandeza u_{z1} representa a componente em z do campo de deformações $u(x, z)$ do corpo 1 em relação ao sistema Oxz indicado. Trata-se de uma função escalar. A denotação $\bar{u}_z$ particulariza a função u_{z1} para pontos na superfície de contato, isto é, $\bar{u}_{z1} = u_{z1}(x, 0)$. Os termos S_1 , T_1 , δ_1 , referem-se respectivamente à: superfície externa do corpo 1 na configuração indeformada que experimentará contato; a um ponto material do corpo 1 (ponto esse distante da perturbação

causada pelas tensões de contato), e ao deslocamento global desempenhado pelo corpo 1 após a aplicação de P . Termos análogos caracterizam as mesmas grandezas para o corpo 2.

Figura 24— Configuração deformada dos corpos após o contato. As linhas pontilhadas representam as superfícies dos corpos caso não houvesse contato, simulando assim, uma sobreposição.

Fonte: Adaptado de (Johnson 1985)

Da figura, pode-se inferir que no intervalo $(-a ; a)$:

$$\delta = \bar{u}_z(x, y) + h(x, y) \quad (42)$$

e fora dele,

$$\delta < \bar{u}_z(x, y) + h(x, y) \quad (43)$$

onde, $\delta = \delta_1 + \delta_2$ e $\bar{u}_z = \bar{u}_{z1} + \bar{u}_{z2}$.

Assim, deve-se encontrar uma distribuição da pressão $p(x, y)$ que atenda a equação (42) dentro da área de contato e (43) fora dela.

Hertz, baseado nos estudos que vinha fazendo com as lentes de vidro, assumiu que a área de contato entre os corpos apresentaria um formato elíptico com semi-eixos maior ‘a’ e menor ‘b’, e que a pressão assumiria uma forma de semi-elipsóide:

$$p(x, y) = p_0 \left(1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (44)$$

onde p_0 é a pressão máxima de contato.

Dentro do sólido, as tensões estariam livres para se desenvolver, isto é, as geometrias dos corpos e seus volumes seriam grandes o suficiente para que as deformações suscitadas pela interação entre eles levassem a mudanças desprezíveis nas suas geometrias finais. Para isso, a área de contato e os deslocamentos devem ser pequenos.⁴

Para elucidar melhor a teoria de Hertz, as imagens e tabelas abaixo foram postas para ilustrar as tensões e deslocamentos que ocorrem na área de contato entre um trilho e uma roda ferroviária com raios de curvatura 1 e 2 , respectivamente de, $R_{1T} = \infty \text{ mm}$, $R_{2T} = 300$, e $R_{1R} = 363 \text{ mm}$, $R_{2R} = -450 \text{ mm}$ sob uma carga de 160.000 N , ambos de mesmo material $E = 210000 \text{ MPa}$ e $\nu = 0.3$. Tal modelo pode representar as condições de contato de um sistema *heavy-haul* entre a pista de uma roda ferroviária e o boleto de um trilho . Ver Figura 25. Os valores de referência foram extraídos de (IHHA 2015).

⁴ Uma das estratégias para se avaliar, em termos de tensões e deformações, o efeito de um carregamento distribuído sobre um semi-espaço infinito é começar a análise com uma carga pontual, para depois integrá-la na distribuição e domínio desejados

Figura 25 – Contato normal entre pista roda e topo do boleto de um trilho

Fonte: Do autor; (IHHA 2015)

Tabela 1 – Tabela com respostas da formulação de Hertz para as condições descritas no parágrafo acima.

p_{max} de contato [MPa]	1105.053
τ_{max} [MPa]	357.253
δ aproximação vertical entre a roda e o trilho [mm]	0.122
Semieixo maior [mm]	11.241
Semieixo menor [mm]	6.150
Área da elipse [mm ²]	217.154
Profundidade de τ_{max} [mm]	3.78

Fonte: do autor

Figura 26 – Tensões normais e cisalhamento avaliadas ao longo da profundidade a partir do ponto central da elipse de contato. Os valores de tensão estão normalizados por p_{max} . A área de contato reside sobre o plano $x - y$, e o volume interno dos materiais está referenciado pelo eixo z normalizado por a , o raio da circunferência equivalente de mesma área da elipse de contato. ($a = 8.31 \text{ mm}$)

Fonte: do autor

A Tabela 1 e a Figura 26 trazem os resultados obtidos (na tabela, os valores numéricos possuem como separador decimal um ponto). Observe que a Figura 26 indica que na superfície ($z = 0$) as tensões normais nas direções x , y e z possuem magnitudes semelhantes. Isso caracteriza um estado de tensão próximo ao hidrostático quanto mais próximo dela se estiver. Além disso, as tensões, poucos milímetros abaixo, tendem a se modificar significativamente, levando à ocorrência de um valor de pico para a máxima tensão de cisalhamento indicada na figura. Essa característica das tensões para o contato normal nos sistemas ferroviários faz com que haja particularidades importantes debatidas posteriormente neste texto.

4.2 Contato tangencial

4.2.1 Cenário de shift em contato hertziano bidimensional

Neste tópico, os campos de tensão e de deslocamento serão desenvolvidos analiticamente para um cenário de *shift* estático entre dois discos idênticos de raio R e módulo de elasticidade E . As formulações apresentadas foram baseadas na obra de (Johnson 1985). Neste problema, é válida a hipótese de semi espaço infinito para ambos os discos. Assim, a geometria influenciará apenas na obtenção da pressão $p(x)$ de contato, e na geometria da área de contato. O campo de tensão no interior dos discos não sofrerá influência direta das geometrias. Diante disso, esse problema possui a mesma solução que o contato entre duas superfícies cujos raios de curvatura locais também sejam R . A Figura 27, assim, pode representar quantitativamente o problema em questão.

A distribuição da pressão de contato entre os dois discos é dada pela equação de hertz:

$$p(x) = \frac{2P}{\pi a^2} \sqrt{a^2 - x^2} \quad (45)$$

$$a^2 = \frac{4PR}{\pi E^*} \quad (46)$$

$$E^* = \frac{E}{2(1 - \nu)} \quad (47)$$

Se, após a aplicação da força compressiva $\mathbf{P}$, uma força tangencial $\mathbf{Q}$ com magnitude inferior ao limite $\mu|\mathbf{P}|$ for prescrita no centro de gravidade de um dos discos, não haverá deslizamento global entre os corpos, e uma tensão tangencial $q(x)$ surgirá na área de contato de modo que sua integral será igual à força $\mathbf{Q}$. Aqui admite-se que as rotações dos centros dos discos são restritas, isto é, o rolamento não é permitido.

A hipótese do semiespaço infinito faz com que se conclua que para distâncias muito grandes da área de contato sólido adentro, as tensões em pontos T_1 e T_2 (vide Figura 27) são insignificantes e tais pontos materiais se deslocam rigidamente em relação à origem O de δ_{1x} para T_1 , e δ_{2x} para T_2 . Na vizinhança da área de contato, pontos materiais $(x, z)_1$ e $(x, z)_2$ dos discos 1 e 2 se deslocam elasticamente de $u_{1x} = u_{1x}(x, z)$, e $u_{2x} = u_{2x}(x, z)$. Para pontos

em $(x, 0)$ (dentro da área de contato), o deslocamento elástico é denotado por $\bar{u} = \bar{u}(x)$. Tais pontos não apenas se deslocam de $\bar{u}$ como também podem sofrer deslizamentos relativos, aqui denotados por s_{ax} ⁵. Como $\mathbf{Q}$ atua em sentidos opostos nos corpos, tem-se, *a priori*, um problema antissimétrico, isto é, regiões de adesão e deslizamento se distribuem antissimetricamente na área de contato para os corpos 1 e 2. Porém, ao mesmo tempo, o conceito de adesão e deslizamento envolve necessariamente pares de partículas, e, assim, se m_{p1} está sob deslizamento, por exemplo, m_{p2} também o estará. Logo, o problema é, em verdade, simétrico. A Figura 27 ilustra o cenário com os sentidos das componentes mencionadas anteriormente.

Desse modo, para um ponto $(x, 0)$ na região de deslizamento temos as seguintes relações:⁶

$$s_{1x} = \delta_{1x} + \bar{u}_{1x} \quad (48)$$

$$s_{2x} = \delta_{2x} + \bar{u}_{2x} \quad (49)$$

$$(s_{1x} - s_{2x}) = (\delta_{1x} - \delta_{2x}) + (\bar{u}_{1x} - \bar{u}_{2x}) \quad (50)$$

Logo,

$$s_x = \delta_x + u_x \quad (51)$$

onde, $s_x = (s_{1x} - s_{2x})$, $\delta_x = (\delta_{1x} - \delta_{2x})$ e $u_x = (\bar{u}_{1x} - \bar{u}_{2x})$.

Da relação (51), pode-se concluir que para pontos na região de adesão,

$$0 = \delta_x + u_x \quad (52)$$

⁵ Embora o cenário seja estático, o símbolo s será utilizado nesta seção para denotar deslizamento relativo na dimensão de comprimento. O deslizamento é mensurado a partir do ponto de encontro das partículas pareadas logo após a atuação da força $\mathbf{P}$.

⁶ Nas relações (48) à (52), os sentidos das grandezas estão indicados na Figura 27. Na formulação, está implícito o sinal. Observe, por exemplo, que δ_{1x} e s_{1x} são positivos, e $\bar{u}_{1x}$, negativo.

Figura 27. Cenário de *shift* antes do deslizamento total. A variável c é o semi-comprimento da região de adesão, que é distribuí simetricamente na área de contato e vale $2c$.

Fonte: do autor

e logo, tais pontos experimentam o mesmo deslocamento, uma vez que δ_x é uma constante. Nessa mesma condição, se os módulos de elasticidade dos discos fossem diferentes, a diferença $\bar{u}_{1x} - \bar{u}_{2x}$ também seria uma constante, mas com os valores variando de modo a manter a diferença constante. A diferença $\delta_{1x} - \delta_{2x}$ traduz o distanciamento total dos corpos. Trata-se de um valor, também, constante. As equações (48) à (52) traduzem as relações cinemáticas que ocorrem para pontos da área de contato. Não se sabe, neste momento, qual o tamanho das porções de adesão e de deslizamento. Sabe-se, entretanto, pela lei de Coulomb, que em pontos pareados sob deslizamento relativo,

$$|q(x)| = \mu p(x) \quad (53)$$

e que pontos na região de adesão,

$$|q(x)| < \mu p(x) \quad (54)$$

Além disso, a força tangencial na área de contato deve se opor ao deslizamento. Assim,

$$\frac{q(x)}{|q(x)|} = - \frac{s_x(x)}{|s_x(x)|} \quad (55)$$

As relações (53), (54), e (55) traduzem as condições de contorno que devem ser atendidas na área de contato para este cenário estático.

A abordagem para se descobrir as regiões de *slip* e *stick*, bem como os valores de $q(x)$ na área de contato, envolve analogias cinemáticas. Sabe-se que a distribuição da pressão de contato $p(x)$ em uma área de contato cujos pontos experimentam todos um mesmo deslocamento vertical em z é⁷:

$$p(x) = \frac{|P|}{(a^2 - x^2)^{1/2}} \quad (56)$$

Para os pontos $(\pm a, 0)$, $p(x)$ possui singularidade. Na hipótese de se considerar, em um primeiro momento, um valor de μ suficientemente grande para impedir qualquer deslizamento, temos que a relação (52) é válida para todos os pontos da área de contato. Logo, todos os pontos experimentam um mesmo deslocamento em x . Assim, por analogia com o cenário descrito anteriormente, temos

⁷ Este cenário se trata do chamado *rigid punch*, no qual um corpo retangular rígido é pressionado contra um plano elástico.

$$q(x) = \frac{|Q|}{\pi(a^2 - x^2)^{1/2}} \quad (57)$$

A singularidade na relação (57) leva a valores de $q(x)$ nos pontos $(\pm a, 0)$ que invariavelmente experimentam deslizamento. Logo, nesses pontos, temos

$$q(x)_s = \frac{2P\mu}{\pi a^2} \sqrt{a^2 - x^2} = p(x)\mu \quad (58)$$

Observações:

(i) o subscrito s denota $q(x)$ para região de deslizamento, e adh denota $q(x)$ para a região de adesão. A distribuição $q(x)$ é a tensão tangencial para toda área de contato, que nos pontos $-c < x < c$ é dada por $q(x)_{adh}$ e nos pontos $c < |x| < a$ é dada por $q(x)_s$

(ii) a análise para encontrar $q(x)$ será feita sobre o Disco 2 pois $q(x)$ é positivo. O desenvolvimento para o Disco 1 é totalmente análogo, porém com sinal contrário.

A analogia descrita anteriormente mostrou que em um cenário de *shift*, as extremidades da área de contato sempre estarão sob deslizamento. Interessante é destacar que a relação (57) traduz a tensão tangencial que ocorreria em um corpo sob ação da força Q com duas trincas em seus lados, uma vez que o atrito, idealmente infinito, faz com que os corpos se comportem como se fossem monolíticos, ver Figura 28. As pontas das trincas fazem papel de concentradores de tensão, local onde teoricamente as tensões tendem ao infinito.

Figura 28 Analogia com corpo fissurado. O modo de propagação induzido é Modo II.

Fonte: do autor

O objetivo, agora, é descobrir a distribuição da tensão tangencial $q_{adh}(x)$ na região de *stick* e seu respectivo tamanho $2c$. Sabe-se que, da hipótese de continuidade da tensão tangencial, temos $q_{adh}(c) = q_s(c) = \frac{2P\mu}{\pi a^2} \sqrt{a^2 - c^2}$. Além disso, para atender as condições impostas pela relação (52), devemos ter $\bar{u}_{2x}$ constante no intervalo $-c < x < c$.

Na iminência do escorregamento (área de contato quase saturada, a não ser do ponto $x = 0$), pode-se escrever:

$$q(x) = \frac{2P\mu}{\pi a^2} \sqrt{a^2 - x^2} = q'(x) \quad (59)$$

e

$$\bar{u}'_{2x} = \delta'_{2x} - \frac{(1 - \nu_1^2)\mu p_0 x^2}{a E_2} \quad (60)$$

A relação (60) satisfaz (52) apenas para $x = 0$. O restante da área de contato está sob deslizamento. Assim, à relação (60) deve ser somado um campo de deslocamentos $\bar{u}''_{2x}$ de modo que para o intervalo $-c < x < c$, a relação (52) seja satisfeita.

O campo de tensões

$$q''(x) = -\frac{2P\mu}{\pi a^2} \frac{c}{a} \sqrt{1 - \frac{x^2}{c^2}} \quad (61)$$

produz o seguinte campo de deslocamentos no intervalo $-c < x < c$ (em analogia com as equações (59) e (60):

$$\bar{u}''_{2x} = -\delta''_{2x} + \frac{c}{a} \frac{(1 - \nu_1^2)\mu p_0 x^2}{cE_2} \quad (62)$$

A superposição de (60) e (62) gera um campo que atende a condição (52). Temos assim,

$$\bar{u}_{2x} = \bar{u}'_{2x} + \bar{u}''_{2x} = \delta'_{2x} - \delta''_{2x} = \delta_{2x} \quad (63)$$

A distribuição $q(x)$ para o intervalo $-c < x < c$, assim, vale:

$$q'(x) + q''(x) = q(x)_{adh} = \frac{2P\mu}{\pi a^2} \left[\sqrt{a^2 - x^2} - \sqrt{c^2 - x^2} \right] / a \quad (64)$$

que é menor que a relação $q(x)_s$ para qualquer valor de x . A Figura 29 ilustra os campos analisados.

Figura 29 Campos de tensões e de deslocamentos para o Disco 2. As curvas A e B representam as equações (57) e (64) respectivamente.

Fonte: adaptado de (Johnson 1985)

O sentido do deslizamento para os pontos de saturação está demonstrado na Figura 29. A curva de $\bar{u}_{2x}$ para o intervalo $c < |x| < a$ está demonstrada na mesma figura e, segundo (Johnson 1985), foi obtida por Poritsky em 1950.

O tamanho da região de adesão $2c$ pode ser obtido por meio da integral de $q(x)$. Temos,

$$Q = \int_{-a}^a q(x) dx = \int_{-a}^a q'(x) dx + \int_{-c}^c q''(x) dx = \mu P - \frac{P\mu c^2}{a^2} \quad (65)$$

e portanto,

$$\frac{c}{a} = \left(1 - \frac{Q}{\mu P}\right)^{1/2} \quad (66)$$

Até o limite μP , a força induzida Q faz com o valor do semi-comprimento c da região de *stick* decresça de a até 0. Nos pontos de deslizamento, a distribuição tangencial de tensão é dada pela relação (59), e nos pontos de adesão (*stick*) a equação para a tensão tangencial é dada pela relação (64).

4.2.2 *Cenário de rolamento com tração em contato hertziano bidimensional*

No tópico 4.2.1, encontrou-se $q(x)$ para um esforço Q positivo (sentido do eixo x) em um cenário de *shift* sem movimento relativo global. A situação de um *shift* com movimento relativo global levaria à mesma distribuição de um caso na iminência de deslizamento, na hipótese de não interferência da tensão tangencial sobre a pressão de contato e vice-versa. O objetivo deste tópico é encontrar a distribuição tangencial $q(x)$ que incide na superfície de dois sólidos em *rolamento* e que transmitem um esforço na interface de contato (*rolamento com tração*). Exemplos dessa situação foram discutidos nos parágrafos anteriores, como o disco sobre o plano inclinado ou disco sob a ação de um torque. O desenvolvimento que segue foi obtido da obra *Contact Mechanics* de K.L Johnson.

Segundo (Johnson 1985), um dos requisitos para o bordo anterior da área de contato em um cenário de *rolamento* é a continuidade das deformações (o mesmo vale para a velocidade). No cenário de *shift* estático, há deslizamento relativo entre as partículas, caso que levaria a uma velocidade relativa não nula entre tais partículas no bordo anterior para um cenário de *rolamento*. A partir disso, pode-se conjecturar que nessa região não há deslizamento relativo entre as partículas. A área de deslizamento relativo, portanto, se localizaria no bordo posterior.

A distribuição tangencial $q(x)$ para o caso de *shift estático* compreendeu a superposição de duas funções $q'(x)$ e $q''(x)$, dadas pelas relações (59) e (61) respectivamente. Viu-se que os campos de deslocamento suscitados por tais funções, u'_x e u''_x respectivamente, quando superpostos, levam a deformações nulas no domínio em que atuam. Como neste modelo os materiais dos discos são iguais, o valor de $\frac{\partial u}{\partial x}$ (ver equação (34)) é nulo na interface de adesão

entre os discos. Viu-se que tal interface deve estar aderida no bordo anterior da linha de contato. Assim, basta-se deslocar o centro da função $q''(x)$ de uma distância $d = (a - c)$ do centro O . Tal função, assim, seria dada por:

$$q''(x) = -\frac{2P\mu c}{\pi a^2 a} \sqrt{1 - \frac{(x+d)^2}{c^2}} \quad (67)$$

O campo de deformação produzido por tal função no intervalo $-a \leq x \leq c - d$ é dado por

$$\frac{u_{2x}''}{\partial x} = -\frac{2P\mu(1-\nu^2)c}{\pi a^2 E} \frac{c}{a} (x+d) \quad (68)$$

A adição da relação (68) com o gradiente de u_{2x}' (ver relação (60)), resulta

$$\frac{\partial u_{2x}}{\partial x} = -\frac{2P\mu(1-\nu^2)}{\pi a^2 E} d = \text{constante} \quad (69)$$

A relação (34) particularizada para a direção x e rolamento estacionário é dada por:

$$v_{1x} - v_{2x} = \dot{x}_{1x} - \dot{x}_{2x} + \left(\frac{\partial u_{2x}}{\partial x} - \frac{\partial u_{1x}}{\partial x} \right) v \quad (70)$$

Desse modo, a expressão para *creep* longitudinal ξ_x que anula $\frac{v_{1x} - v_{2x}}{v}$ é:

$$\xi_x = -\left(\frac{\partial u_{2x}}{\partial x} - \frac{\partial u_{1x}}{\partial x} \right) \quad (71)$$

Como os corpos possuem os mesmos módulos de elasticidade, e os campos de deslocamento são de igual magnitude (o mesmo vale para os campos de deformação), porém com sentidos opostos, temos:

$$\xi_x = -\frac{4P\mu(1-\nu^2)d}{\pi a^2 E} \quad (72)$$

O valor de d é dado pela integração de $q(x)$ na área de contato. Temos, assim:

$$Q = \int_{-a}^a q(x) dx = \int_{-a}^a q'(x) dx + \int_{-a}^{c-d} q''(x) dx \quad (73)$$

E logo

$$\frac{d}{a} = 1 - \frac{c}{a} = 1 - \left(1 - \frac{Q}{\mu P}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (74)$$

Desse modo, temos:

$$\xi_x = -\frac{\mu a}{R} \left\{1 - \left(1 - \frac{Q}{\mu P}\right)^{\frac{1}{2}}\right\} \quad (75)$$

onde

$$R = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (76)$$

A relação entre ξ_x e $\frac{Q}{\mu P}$ é conhecida como curva de *creep*⁸.

Figura 30 Em a) temos os campos q' , q'' bem como as grandezas d e V mencionadas no desenvolvimento. A função com traços em cadeia (ponto e traço) representa a relação (57); Ela representa o limite de q para quando μ tende ao infinito. Em b) temos os campos de deslocamento e as deformações.

Fonte: adaptado de (Johnson 1985)

⁸ Uma discussão sobre o caráter prático das curvas de *creep* está exposta no tópico 2.5.2

5. Modelo tridimensional elástico linear em elementos finitos para o cenário dos discos

5.1 Considerações

Este capítulo tem como objetivo validar uma metodologia para reprodução do ensaio disco-disco via elementos finitos com modelo de material elástico linear, e analisar o campo de tensões que se configura nos discos durante a execução de um ensaio disco-disco a seco para se traçar curvas de *creep*

Durante o processo de elaboração da metodologia, optou-se, primeiramente, por realizar um modelo bidimensional com parâmetros geométricos e de material iguais ao do ensaio real com o intuito tornar a análise mais expedita em uma fase de desenvolvimento. A análise do modelo bidimensional é, em alguns aspectos, mais conclusiva por conta da praticidade visual dos resultados, além de possuir a etapa de pós-processamento mais simples. Assim, este tópico trará além da metodologia proposta para uma geometria 3D (e que também se aplica para o caso 2D), campos de tensões do modelo 2D a fim de melhor explicar alguns fenômenos.

5.2 Informações preliminares: geometria, material e formulações de contato

Dois pares de discos foram considerados para simulação. A Figura 31 e a Figura 32 mostram os desenhos técnicos de cada um deles com detalhes da geometria.

Figura 31. a) Desenho técnico do disco superior do ensaio de contato não-conforme.; b) Desenho técnico do disco inferior do ensaio de contato não-conforme

a)

b)

Fonte: adaptado de (Mei and Tamara F 2018)

Figura 32. a) Desenho técnico do disco superior do ensaio de contato conforme.; b) Desenho técnico do disco inferior do ensaio de contato conforme

a)

b)

Fonte: adaptado de (Mei and Tamara F 2018)

A geometria dos discos da Figura 31 configura um contato não conforme tipicamente hertziano, pois na direção ortogonal à direção de rolamento, o contato também é dito não conforme. Os resultados do campo de tensão podem ser verificados diretamente com os resultados da teoria de Hertz. O disco representado na Figura 31-a será denominado D_5 e o representado na Figura 31-b, D_8 . A Figura 32, por sua vez, mostra um par de discos que configuram um contato conforme. Como os discos são idênticos, serão denominados D_4 . O programa CONTACT será usado como ferramenta de comparação dos resultados para as duas naturezas de contato, especialmente para o par da Figura 32, pois nele há formulação para contato conforme com singularidade de tensão⁹. Observe que a geometria da seção longitudinal de todos os discos é idêntica, pois os raios de curvatura no sentido de rolamento dos discos é igual. A geometria do modelo 2D, assim, terá essas dimensões, que são 19.5 mm para raio de curvatura externo (aquele que caracterizará o contato) e 7mm para o raio de curvatura interno, por onde o eixo rotativo da máquina do ensaio físico se encaixa.

O modelo foi concebido com o auxílio do programa ABAQUS Standard 2018, instalado em um Intel ® Xeon ® CPU E5-1660 0 3.30 GHz. O procedimento de modelagem se inicia com a criação do *sketch*, seguida da confecção de linhas de partição com um *layout* conveniente para a geração otimizada de malha. Para o par de contato não conforme, a dimensão e *layout* das linhas de partição foram baseados nos resultados da teoria de Hertz considerando apenas o contato normal do ensaio. Assim, dados como a dimensão da área de contato e desenvolvimento das tensões normais sólido adentro foram previstos e tomados como referência para as partições e otimização de malha. Informações mais detalhadas sobre a malha estão descritas no próximo item.

A Tabela 2 mostra as características do material, da formulação de contato utilizada e das condições iniciais do ensaio. Essas informações valem tanto para a geometria 3D quanto para a 2D. Para o problema de contato tangente, a formulação de Penalidade foi utilizada e a lei de Coulomb foi adotada para reger a saturação da tensão tangente na interface de contato. A

⁹ No campo da mecânica de rolamento de contato, o programa CONTACT é uma referência de formulação analítico-numérica amplamente utilizada para verificação de resultados. As formulações nele programadas são baseadas na teoria do semiespaço infinito. O programa foi idealizado por J.J Kalker (T.U. Delft) e apresentado ao público pela primeira vez em 1982 em uma conferência em Vancouver, Canadá.

interação *superfície-superfície* ocorre na circunferência dos discos e está mostrada na Figura 33-b,c,d

Tabela 2: Características do material e da formulação de contato utilizadas no modelo MEF.

FORMULAÇÃO DE CONTATO	
Normal	Lagrange-aumentado
Tangencial	Penalidade
Coeficiente de atrito	0.5
Carga vertical – modelo 3D [N]	1600
Carga vertical – modelo 2D [N/mm]	$\frac{1600}{4} = 400$
Interação de contato	superfície-superfície
MATERIAL	
Modelo	Linear elástico
Módulo de Young [MPa]	214000
Coeficiente de Poisson	0.3

O controle do deslocamento e da rotação de cada disco foi feito por meio de um ponto de controle R_p (veja Figura 33-a e Figura 34) onde um vínculo cinemático de corpo rígido (*rigid-body kinematic constraint*) foi estabelecido entre tal ponto e os nós que distam 7 mm do centro de controle. Esses pontos de controle são R_{p1} e R_{p2} para D_5 e D_8 respectivamente. Para o ensaio conforme, R_{p1} e R_{p2} se referem aos pares iguais D_4

Figura 33. a) Disposição de D_5 e D_8 para simulação; b) Região *surface-to-surface* D_5 ; c) Região *surface-to-surface* D_8 ; d) Região *surface-to-surface* D_4 ;

a)

Fonte: do autor

A Figura 34 traz a região onde a formulação *superfície-superfície* foi aplicada para a geometria 2D, bem como a geometria das partições para confecção da malha.

Figura 34: Geometria para o par de contato 2D. As partições foram feitas em cortes de circunferência para melhor adaptação da transição da malha de porções mais refinadas para porções com tamanho característico dos elementos maior. A escolha das dimensões das partições foi pautada no desenvolvimento das tensões, de modo a captar melhor os resultados sem tornar o modelo demasiadamente custoso computacionalmente. O destaque em vermelho na porção inferior da imagem representa o local onde a formulação *surface-to-surface* foi aplicada.

Fonte: do autor

A plotagem de uma única curva de *creep* via ensaio físico, em geral, requer um par de discos para cada ponto da curva. Conforme debatido no tópico 2.3, os experimentalistas impõem rotações nos eixos dos discos de forma a induzir o nível de *creep* desejado segundo a equação (1). Após a aplicação da carga compressiva e prescrição das rotações, é dado um tempo de estabilização dos parâmetros de resposta. O ensaio, assim, é feito na condição estacionária. Essa condição pode ser simulada em um modelo numérico *quase-estático*, no qual não são considerados efeitos de inércia, ainda que a configuração de equilíbrio se modifique a cada incremento de carga ou rotação prescrita.

5.3 Detalhes sobre a malha

A teoria de Hertz foi implementada pelo autor como ferramenta de verificação preliminar de resultados e concepção da malha. A Figura 35 apresenta imagens da planilha e resultados das tensões que se desenvolvem dentro dos sólidos. As dimensões da área de contato bem como a profundidade onde as tensões são mais significativas serviram de base para a confecção das partições nos discos.

Figura 35. a) Entrada de dados na planilha; b) Gráfico Tensões vs profundidade material adentro.

Fonte: do autor

A Figura 37 mostra as partições feitas nos discos nas vizinhanças do contato. Em D_8 , e D_5 , uma faixa central (Figura 37-d para D_5 e D_8) foi feita para aportar a área de contato. As dimensões dessa faixa se basearam nos resultados mostrados na Figura 35-a. Nessa região, os elementos escolhidos foram C3D10-*continuum three-dimensional 10 nodes* (tetraedro de 10 nós), com tamanho característico de 0.03 mm. Tais elementos apresentam formulação quadrática, fato que leva a resultados mais precisos na região de interesse. Para o restante do modelo, os elementos foram C3D4-*continuum three-dimensional 4 nodes* (tetraedro de 4 nós e formulação linear). Conforme se distancia da vizinhança de contato, os elementos crescem paulatinamente até o tamanho característico de 0.5 mm. A transição da malha, portanto, é suave e direta. As dimensões finais dos elementos foram feitas sob um processo iterativo de convergência de malha visando melhores resultados e menor custo computacional. O modelo de contato não conforme possui um total de 211709 nós.

As partições feitas no disco D_4 se pautaram apenas no ângulo total desempenhado pelos discos na prescrição do *creep*, pois como os discos são iguais e o contato é conforme, toda espessura da superfície externa entra em contato. Os tamanhos característicos dos elementos variam ao longo da espessura de contato. Quanto mais se aproxima das bordas dos discos, maiores são as tensões de contato, configurando a singularidade. Nessas regiões, os elementos são C3D10 com tamanho 0.03 mm. Das bordas à porção central, há um crescimento paulatino dos elementos, também do tipo C3D10. Essas porções podem ser visualizadas na Figura 37-d para D_4 . O restante do disco possui elementos do tipo C3D4 com tamanho característico

variando de 0.5 mm à 1 mm. Nesse disco há uma transição brusca de malha feita com a formulação *Tie* presente no programa ABAQUS. A escolha dessa formulação se deu pois permite maior liberdade na confecção da malha sem a exigência de transições contínuas entre os elementos, que podem tornar o modelo mais custoso. Ao mesmo tempo, a formulação não perturba os resultados. O local onde a formulação foi utilizada pode ser visto na Figura 37-a. O modelo de contato conforme possui um total de 275630 nós.

A Figura 36 traz a malha confeccionada para a geometria 2D. Os elementos escolhidos para a região destacada na imagem foram CPS6 – *6 node continuum plane stress triangle*, totalizando 6180 elementos. Para o restante do modelo, os elementos foram CPS3 – *3 node continuum plane stress triangle*., totalizando 3813 elementos. O modelo inteiro possui 14573 nós. A formulação de estado plano de tensão – EPT, foi escolhida em detrimento do estado plano de deformação – EPD, pois considera-se que não haja o impedimento da deformação ao longo da espessura dos discos, condição essa melhor representada pelo EPT. Mais adiante, no item 5.6, será mostrado que de fato, as tensões observadas na porção central do par de contato conforme podem ser representadas por um modelo bidimensional em EPT.

Figura 36. Modelo bidimensional. Na imagem b) o elemento escolhido foi CPS6 – *6 node continuum plane stress triangle*

Fonte: do autor

Figura 37: Detalhes das partições e malha feitas nos disco.

Fonte: do autor

5.4 Passos de modelagem

Cada simulação foi dividida em três passos. A sequência de cada um deles está mostrada na Figura 38 e o controle de deslocamento e rotação de cada passo está mostrado na Tabela 3 e na Tabela 4. As informações numéricas deste item valem apenas para as geometrias 3D, que representam o foco do estudo. A metodologia apresentada, com todos os passos de modelagem, é totalmente válida para o caso bidimensional.

Figura 38: Passos na simulação de D_5 e D_8 . A simulação para os pares D_4 são idênticas.

Fonte: do Autor

No início da simulação, os sólidos estão em contato pontual, isto é, apenas dois nós compartilham a mesma posição espacial no modelo. Este momento corresponde ao Passo Inicial. A interação mecânica se inicia com a aplicação da carga compressiva, a qual é conduzida de forma incremental – aqui, foi ativada a não linearidade geométrica no modelo, que permanece até o final da simulação -, até totalizar o valor final $P = 1600 \text{ N}$. O passo de indução do *shift* é uma estratégia de modelagem para diminuir o custo computacional das simulações. Após a aplicação da carga compressiva, as tensões tangenciais são pouco expressivas em relação à pressão de contato. Para se atingir o estado de tensão que caracteriza

o cenário de rolamento estacionário, os discos requerem uma distância angular de rolamento no passo de *creep*. Quanto maior a distância angular necessária, maior é a faixa superficial que experimentará contato, e portanto, maior a região de refinamento elevado no modelo, elevando o número de nós e o custo computacional. Observou-se que se um estado de tensão prévio for criado (antes do passo de indução do *creep*), o estado estacionário é atingido mais rapidamente, poupando, assim, extensão da faixa superficial de contato. A importância dessa estratégia está mais evidente na Figura 44 do item 5.6.3.

No passo de indução do *shift*, buscou-se rotacionar D_5 (ou D_4 superior para a simulação de contato conforme) em um ângulo $\delta\alpha$ que suscitasse uma resultante tangencial igual à resultante que se observará no passo de indução de *creep* para o valor de *creep* em questão. O cálculo do valor do ângulo $\delta\alpha$ é baseado na Curva de *Shift*, na qual está presente a relação $\delta\alpha$ vs R_x ; ver Figura 39. Essas curvas foram obtidas em simulações à parte, nas quais apenas os passos de carga compressiva e indução de *shift* foram prescritos. Nelas, o ângulo total prescrito no passo *shift* foi escolhido de modo a induzir a saturação da resultante tangencial na superfície. Tal saturação pode ser verificada no patamar constante, existente tanto na curva de contato conforme (pares de discos D_4), quanto na de não conforme (par D_8 e D_5).

Tabela 3: Passos com grandezas prescritas para indução de *shift* e *creep* para ensaio de contato não conforme

	Carga Compressiva		Indução de <i>Shift</i>			Indução de <i>Creep</i>				
Centro de Controle	R_{p1}	R_{p2}	R_{p1}			R_{p2}	R_{p1}			R_{p2}
U_z [mm]	fr	0	Livre			0	livre			0
UR_y [rad]	0	0	<i>Creep 0.4%</i> $\delta\alpha$ $= -0.000223$	<i>Creep 0.8%</i> $\delta\alpha$ $= -0.000406$	<i>Creep 1.2%</i> $\delta\alpha$ $= -0.00055$	β $= 0$	<i>Creep 0.4%</i> $\delta\alpha + \alpha$ $= -0.065935$	<i>Creep 0.8%</i> $\delta\alpha + \alpha$ $= -0.066381$	<i>Creep 1.2%</i> $\delta\alpha + \alpha$ $= -0.06679$	β $= 0.06545$
			<i>Creep 1.6%</i> $\delta\alpha$ $= -0.000654$	<i>Creep 2.0%</i> $\delta\alpha = -0.000682$			<i>Creep 1.6%</i> $\delta\alpha + \alpha$ $= -0.06716$	<i>Creep 2.0%</i> $\delta\alpha + \alpha = -0.066692$		
Força P [N]	1600	0	1600			0	1600			0

Fonte: do autor

Tabela 4: Passos com grandezas prescritas para indução de *shift* e *creep* para ensaio de contato conforme

	Carga Compressiva		Indução de <i>Shift</i>				Indução de <i>Creep</i>			
Centro de controle	R_{p1}	R_{p2}	R_{p1}			R_{p2}	R_{p1}			R_{p2}
U_z [mm]	livre	0	livre			0	livre			0
UR_y [rad]	0	0	<i>Creep 0.2%</i> $\delta\alpha$ = 0.000157	<i>Creep 0.4%</i> $\delta\alpha$ = 0.000273	<i>Creep 0.6%</i> $\delta\alpha$ = 0.00036	β = 0	<i>Creep 0.2%</i> $\delta\alpha + \alpha$ = 0.1969	<i>Creep 0.4%</i> $\delta\alpha + \alpha$ = 0.197409	<i>Creep 0.6%</i> $\delta\alpha + \alpha$ = 0.197891	β = -0.19635
			<i>Creep 0.8%</i> $\delta\alpha$ = 0.000417	<i>Creep 1.2%</i> $\delta\alpha$ = 0.000452			<i>Creep 0.8%</i> $\delta\alpha + \alpha$ = 0.198344	<i>Creep 1.2%</i> $\delta\alpha + \alpha$ = 0.199172		
Força P [N]	1600	0	1600			0	1600			0

Fonte: do autor

Para calcular $\delta\alpha$, deve-se saber de antemão a resultante R_x do nível de *creep* que se deseja simular. Com a informação de R_x , busca-se na curva de *shift* o valor do ângulo

correspondente, localizado no eixo horizontal da curva. As curvas foram obtidas de simulações no programa ABAQUS onde existe apenas os passos de Carga compressiva e *Shift*. Prescreveu-se um ângulo $\delta\alpha$ alto para garantir que todos os pontos materiais estejam deslizando e assim percorrer toda a curva

Figura 39. Curvas de *Shift*. a) contato não conforme; b) contato conforme

Fonte: do autor

Observação: Os deslocamentos U_x , U_y , U_z e U_x não foram modificados ao longo das simulações, permanecendo, assim, nulos.

5.5 Verificação dos resultados: Programa CONTACT

Os resultados do modelo de elementos finitos foram comparados com os resultados obtidos por meio do programa CONTACT *version v19.1*. Nesta versão, o pré-processamento é feito diretamente via arquivo *inp*. Em tal arquivo, constam os *inputs* do modelo. Os parâmetros de entrada relativos ao material, lei de atrito, coeficiente de atrito e carga são os mesmos utilizados no modelo de elementos finitos, a saber, modelo elástico linear, lei de Coulomb, $\mu = 0.5$, $P = 1600 \text{ N}$, respectivamente. As geometrias dos discos são caracterizadas no programa pela média $\frac{1}{R_m}$ das curvaturas das superfícies que experimentarão contato após a aplicação da carga. O cálculo é feito para cada eixo. A equação (77) mostra a curvatura média entre as superfícies na direção x .

$$\frac{1}{R_{mx}} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{x2}} \right) \quad (77)$$

Tabela 5: Inputs no programa CONTACT para caracterizar a geometria dos discos.

Curvatura Média	Contato não conforme	Contato conforme
$\frac{1}{R_{mx}}$	$\frac{1}{2} \left(\frac{1}{19.5} + \frac{1}{19.5} \right) = 0.0512$	$\frac{1}{2} \left(\frac{1}{19.5} + \frac{1}{19.5} \right) = 0.0512$
$\frac{1}{R_{my}}$	$\frac{1}{2} \left(\frac{1}{25} + \frac{1}{\infty} \right) = 0.02$	$\frac{1}{2} \left(\frac{1}{\infty} + \frac{1}{\infty} \right) = 0$

Fonte: do autor

Observação: A espessura de contato de 4 mm para o par de contato conforme é especificada limitando-se a extensão do eixo y da área potencial de contato para essa medida. Ver Figura 40. No programa, a área potencial de contato é uma medida estimada pelo usuário para aportar a região de interação que se irá se configurar entre as superfícies após a aplicação da carga compressiva. Tal estimativa é balizada por resultados prévios obtidos pela teoria de Hertz, mencionada na seção 4.1, e implementada pelo autor. Ver Figura 35. O *creep* longitudinal possui seu próprio parâmetro no *software*, podendo, assim, ser prescrevido diretamente.

Figura 40: Dois cilindros em contato longitudinal para a reprodução do contato conforme no CONTACT

Fonte: do autor

5.6 Resultados e discussões

5.6.1 Passo Carga compressiva: tensões na superfície

A Figura 41 mostra a tensão de contato (σ_{zz}) após a aplicação da carga vertical para as duas naturezas de contato. Nas imagens, as linhas de cor preta ilustram resultados obtidos do

programa CONTACT. Na Figura 41 (contato conforme- σ_{zz}) é possível observar a singularidade presente no contato do par D_4 . Por se tratar de um modelo de material elástico linear, não há plastificação do material onde as tensões são suficientemente grandes, evento que na prática sempre ocorre para contatos conforme com singularidade. Vale aqui pontuar que no modelo numérico, não foi considerado um patamar limite de tensões; as tensões podem crescer indefinidamente, superando, ocasionalmente, limites de plastificação do aço pré estabelecidos. As tensões σ_{xz} e σ_{yz} , nesta etapa, são pouco expressivas pois há similaridade de material entre os discos e a área de contato é simétrica. Não há, assim, deslizamento relativo entre pontos materiais que induza tais tensões.

Na Figura 42, estão expostas as pressões de contato obtidas no modelo 2D para elementos EPT, bem como as pressões de contato dos planos de corte zy e zx sobre o eixo $y = 0$ (Figura 42-a) e eixo $x = 0$ (Figura 42-b) dos modelos ABAQUS 3D e CONTACT, respectivamente. Mais resultados do modelo 2D estão presentes no item 5.6.4 do trabalho, onde a visualização do campo de tensão é mais conveniente quando comparada ao modelo ABAQUS 3D de contato conforme.

Observação: A distribuição da pressão de contato após a aplicação da carga compressiva não apresenta modificações significativas nos *passos* seguintes. Na obra *Contact Mechanics* há um tópico em que se discute a influência das tensões superficiais de cisalhamento sobre a pressão de contato. Em materiais mais rígidos como o aço e outros metais, o empenamento da área de contato suscitado pela fricção, embora existente, é pouco expressivo. Além disso, para modelos de pequenos deslocamentos elásticos tal influência também é inexpressiva.

Figura 41. Distribuição da pressão de contato após a aplicação da carga compressiva

Figura 42: a) Pressão de contato sobre o eixo Y (perpendicular à direção do rolamento, e $X = 0$) para modelo ABAQUS-3D e programa CONTACT; b) Pressão de contato sobre eixo X (direção do rolamento, e $Y = 0$) para ABAQUS 2D e 3D, CONTACT. Modelos de contato CONFORME e NÃO CONFORME

a)

— CONTACT CONFORME
 — CONTACT NÃO CONFORME
 × ABAQUS CONFORME
 ■ ABAQUS NÃO CONFORME

Fonte: do autor

b)

— CONTACT CONFORME
 — CONTACT NÃO CONFORME
 × ABAQUS 2D - EPT
 × ABAQUS 3D - CONFORME
 ■ ABAQUS 3D NÃO CONFORME

5.6.2 Passo Indução de *shift*: tensões na superfície

Durante a prescrição de $\delta\alpha$ para indução de *shift* na direção x , o módulo da componente σ_{xz} da tensão superficial de cisalhamento cresce até atingir o limite de saturação previsto pela lei de Coulomb. Os resultados estão mostrados na Figura 43. Nos gráficos, destacou-se o contorno externo nos planos xz e yz para melhor visualização da perspectiva dos resultados. Isso está destacado em uma linha de cor azul. Observe que a distribuição da tensão cisalhante nos cenários *shift* é muito semelhante à distribuição da mesma tensão formulada (ver (Johnson 1985)) por e exposta no 4.2.1 deste trabalho. O estado tensão caracterizado nesse passo servirá de “gatilho” para o rolamento que irá se configurar no passo de *creep*. Assim, no passo de *creep* um estado de tensão na superfície já estará configurado.

Observação: Apenas alguns valores de *creep* foram escolhidos para a exposição dos resultados deste item e dos próximos para tornar a análise visualmente mais simples e objetiva. Os resultados para valores intermediários de *creep* são apenas posições intermediárias dos expostos nas próximas figuras.

Figura 43: Tensão σ_{xz} na superfície de contato para o cenário *shift*

Creep

Contato não conforme

Contato conforme

0.4%

• ABAQUS
 — CONTORNO 2D
 — LIMITE DE CISALHAMENTO - KALKER

0.8%

1.2%

Fonte: do Autor

5.6.3 Passo indução de Creep: tensões na superfície

O cenário de rolamento se configura quando ambos os discos são rotacionados. A carga compressiva total é R_z , e R_x é a força horizontal resultante capturada em R_{p1} para cada incremento. O gráfico na Figura 44 relaciona o Coeficiente de tração $-\frac{R_x}{R_z}$ com a distância angular [rad] desempenhada por D_8 e D_4 inferior. Nesse gráfico, é possível observar o efeito do passo de indução de *shift* na simulação. Para cada nível de *creep*, o coeficiente de tração se mantém aproximadamente constante durante o *passo*. Isso contribui para o alcance mais expedito do estado estacionário do rolamento. Observe que na simulação para 0.4 % sem o passo de *shift*, o desenvolvimento do coeficiente de tração se mostra mais extenso pois o estabelecimento de uma condição estacionária exige um maior nível de rotação dos discos, o que torna a análise mais custosa. Tal resultado destaca a importância da estratégia adotada para redução do modelo.

Para 2.0% de nível de *creep* no par de contato não conforme (Figura 44-a), a área de contato está aproximadamente saturada, isto é, todos os pontos materiais estão na condição de deslizamento. Assim, a distribuição de cisalhamento para cada nó é igual à distribuição da tensão limite de saturação.

A linha pontilhada na Figura 44 marca a distância rolada onde o estado estacionário foi atingido para todas as simulações. As simulações para os níveis de *creep* de 0.4%, 0.8% e 1.2% no par de contato não conforme foram estendidas (Figura 44-b) para garantir que estado estacionário fosse atingido. A simulação do nível de 1.2% de *creep* para o par de contato conforme encontrou problemas de convergência dado o intenso deslizamento que ocorre entre os pontos materiais. Como para esse nível de deslizamento os pontos materiais (nós) dos discos na área de contato estão totalmente em deslizamento relativo, o coeficiente de tração é numericamente igual ao coeficiente de atrito adotado, valor de 0.5. Assim, não foi necessário reprogramar a simulação. O estado estacionário já havia se configurado.

A Figura 45 mostra a distribuição da tensão de cisalhamento σ_{xz} em planos de corte xz ($y = 0$) sobre a área de contato para cada nível de *creep* na condição estacionária. Conforme esperado, os valores de tensão na região de deslizamento assumem a magnitude do limite de cisalhamento previsto pela lei de Coulomb. A região deslizante cresce conforme se aumenta o

nível de *creep*. Os valores obtidos por meio do software CONTACT estão muito próximos dos resultados MEF

A Figura 46 traz a distribuição tridimensional da magnitude da tensão de contato σ_{xz} . O contorno de cor preta representa o limite para a tensão tangencial segundo a lei de Coulomb obtido do programa CONTACT. Nesta figura, o rolamento ocorre no sentido positivo do eixo X para o par de contato não conforme, e no sentido negativo para o par de contato conforme.

Figura 44: Convergência para a condição estacionária.

Fonte: do autor

Figura 46: Tensão σ_{xz} na superfície de contato para o cenário *creep*

Creep

Contato não conforme

Contato conforme

0.4%

0.8%

1.2%

· ABAQUS
 — CONTORNO 2D
 — LIMITE DE CISALHAMENTO - KALKER

Fonte: do Autor

Finalmente, a Figura 47 mostra os resultados para a curva de *creep* tanto para MEF quanto para o CONTACT. Após o estado estacionário, a reação R_x é extraída e dividida por R_z . Os resultados pelo MEF mostraram boa aderência com os resultados para a curva de *creep* obtidos pelo programa CONTACT, fato que verifica a metodologia proposta.

Uma comparação entre as curvas de *creep* obtidas das diferentes naturezas de contato permite inferir que a rigidez da interface de contato entre o par D_4 (contato conforme) é superior à rigidez observada no par D_5, D_8 (contato não conforme). Observe que o limite para o coeficiente de tração é atingido para um nível de 2% de *creep* no par D_5, D_8 , ao passo que tal limite é atingido para um nível de *creep* de 1,2% no par D_4 . Tal rigidez, assim, leva a uma maior inclinação da curva do contato conforme.

Figura 47: Curvas de *Creep*.

Fonte: do autor

5.6.4 Resultados para o campo de tensões no volume

5.6.4.1 Cisalhamento máximo

O modelo de contato normal concebido por Hertz prevê que a tensão de cisalhamento máximo para uma excentricidade da elipse de contato de $\frac{\text{semi-eixo menor}}{\text{semi-eixo maior}} = 0.535$ ocorre à aproximadamente $0.328 a$ (semi-eixo maior) de profundidade no eixo de simetria da elipse de contato, com valor de $0.323 p_{0_{max}}$ (ver (Johnson 1985)). Tal ponto pode ser estimado como lugar geométrico da primeira plastificação dos materiais quando o nível de atrito é baixo no contato entre os corpos. Se o coeficiente de atrito é alto e as tensões cisalhantes (suscitadas tanto por um cenário de *shift* quanto de *creep*) altas na superfície, o cisalhamento máximo no eixo vertical de simetria da área de contato aflora para a superfície dos sólidos. Para o contato não conforme, isso pode ser verificado na Figura 48. Os resultados do modelo ABAQUS-3D são comparados com os obtidos da teoria de Hertz, onde, por hipótese, não há atrito na interface. O valor da magnitude da tensão de cisalhamento máximo em cenários com atrito e deslizamento é mais que o dobro do cenário hipotético da teoria de Hertz. Para o contato conforme, o cisalhamento máximo ocorre nas extremidades do contato entre os discos na medida em que se eleva o nível de deslizamento, uma vez que as tensões normais nesses pontos são significativamente superiores às tensões em porções mais centrais.

Figura 48: Tensão máxima de cisalhamento ao longo do eixo z no disco D_8

Fonte: do autor

5.6.4.2 Tensões principais e de cisalhamento material adentro: modelo 2D

A pressão de contato e as tensões cisalhantes para o par de discos em contato conforme (ver Figura 41 e Figura 46) revelam que há uma extensa porção da área de contato onde as tensões seguem a mesma distribuição ao longo do eixo y. Isso torna possível uma aproximação do modelo 3D por um modelo bidimensional em estado plano de tensão, fato já mencionado no item 5.6.1. O campo de tensões no volume do material, assim, será analisado no modelo 2D.

Figura 49: Campo elástico de tensões observado no par disco-disco bidimensional em regime estacionário. As setas de cor preta indicam o sentido dos nós. Valores de tensão em MPa.

Fonte: do autor

Figura 50: Tensão máxima principal para o modelo 2D. As setas de cor preta indicam o sentido dos nós.

Fonte: do autor

Figura 51: Direção da máxima tensão principal para o modelo 2D. As setas de cor preta indicam o sentido dos nós.

Fonte: do autor

A primeira linha de imagens da traz uma comparação entre os resultados do modelo 2D em EPT e o modelo CONTACT de contato conforme para distribuição da tensão cisalhante σ_{xz} na superfície. Observa-se que para níveis baixos de *creep* a aproximação 2D não apresentou o mesmo valor de tensão máxima cisalhante observado no modelo 3D CONTACT, embora o restante da distribuição tenha se mostrado com boa aderência. Essa discrepância pode ser compreendida se as pressões de contato forem novamente analisadas. A Figura 42-b) revela diferenças nas magnitudes da pressão de contato, ponto a ponto, e diferenças na magnitude na linha de contato, a qual é maior para o modelo EPT. Como o modelo de atrito é de Coulomb, (o que implica em uma distribuição de tensão cisalhante na área de contato igual à pressão de contato, mas reduzida pelo coeficiente de atrito μ) a diferença no valor da tensão máxima de cisalhamento para o modelo EPT irá refletir a diferença observada na pressão de contato.

Na segunda linha, é exposto o campo de tensão cisalhante σ_{xz} . Nesta sequência, se apenas a imagem para *creep* 1.2% for analisada, situação em que a tensão cisalhante na superfície está saturada, infere-se que a distribuição de tensão segue um padrão antissimétrico no material. Porém, níveis de *creep* abaixo do limite de saturação revelam um padrão assimétrico no campo de tensões. O disco inferior possui um volume de material submetido a altas tensões mais extenso que o disco superior. Isso pode ser constatado mais claramente pela imagem de *creep* 0.6%. Os tons de cor azul são mais intensos em algumas porções do disco inferior, o que revela maior intensidade de tensão. Tal resultado, *a priori*, é inesperado, dado que as distribuições das tensões cisalhantes na superfície de contato entre os discos configuram um par ação e reação. Uma discussão sobre tal fato será explorada adiante no item 5.6.4.4.

A Figura 50 e a Figura 51 trazem respectivamente a tensão máxima principal que se configura nos discos, bem como sua direção em cada ponto material. A assimetria no campo de tensão também é observada nos discos para essa componente. A cor azul, na escala de cores, identifica porções comprimidas do material. De imediato, duas características podem ser observadas nessas imagens. A primeira delas, revelada pela Figura 50, mostra que as porções de material sob compressão são mais extensas no disco superior, e tal diferença vai se atenuando até que, para um nível de 1.2% (situação em que a tensão cisalhante está totalmente saturada) há total antissimetria entre os discos. A segunda delas, agora presente na sequência de imagens da Figura 51, é que as direções principais mudam paulatinamente de direção nas porções próximas à área de contato, passando de principalmente verticais para horizontais. A predominância vertical das direções principais existe por conta da forte influência da força de compressão entre os discos. Conforme o nível de *creep* aumenta, a tendência de mudança de

direção das tensões se estabelece por conta da ação da tensão tangencial na superfície, que atua horizontalmente (*eixo x*) e que redireciona as tensões principais. Se μ fosse maior, essa tendência seria mais evidente. Tal resultado corrobora com o padrão de deformação observado nos discos ensaiados por (Fletcher and Beynon 2000); ver item 2.5.1. Além disso, a imagem de direção principal destacada para *creep* de 0.6% mostra que no disco superior as tensões de tração são mais intensas. A prescrição de rotação para esse disco foi maior que a do disco inferior. Assim, em termos cinemáticos, o disco superior é “freado” pelo disco inferior.

5.6.4.3 Tensões principais e de cisalhamento material adentro: modelo 3D- Contato não conforme

A análise do campo de tensões no par de contato não conforme foi feita apenas na vizinhança da região de contato, mostrada na Figura 52. Tal região corresponde à faixa central mencionada no item 5.3 e mostrada na Figura 37-d.

Figura 52: Região onde o campo de tensões foi analisado no par de contato não conforme

Fonte: do autor

A Figura 53 e a Figura 54 mostram o campo da máxima tensão principal na vizinhança de contato mencionada na Figura 52, para os níveis de *creep* de 0.0%, 0.4%, 1.2% e 2.0%. Na cinemática dos discos, o disco superior (D_8) é acelerado pelo inferior (D_5). Para um nível de *creep* de 1.2% é possível observar, na Figura 54, que o disco D_5 possui tensões de tração mais intensas. Esses resultados permitem inferir que em pares de elementos rolantes, o corpo com

maior prescrição de rotação (D_5 para o exemplo 3D, e o disco superior para o exemplo 2D) está submetido a tensões de tração mais intensas em relação ao corpo com a menor prescrição.

A assimetria no campo de tensão para níveis intermediários de *creep* (abaixo do nível de saturação) também pode ser observada neste exemplo. Quando saturado, o campo possui padrão antissimétrico. Na condição de 0% de *creep*, o campo de tensões é simétrico (Ver Figura 53) Além disso, as direções principais, neste cenário, possuem distribuição radial centralizada na elipse de contato. Isso mostra a caráter hidrostático das tensões que, para rolamento puro (0% de *creep*), é tipicamente observado em cenários hertzianos, tal como é o caso. Conforme se desenvolvem as tensões de cisalhamento na interface de contato, as direções principais mudam de direção. Ver Figura 55

A Figura 55 e traz o campo de tensão de Von Mises e as direções das máximas tensões principais para os níveis 0.4%, 1.2% e 2.0% de *creep*. Observa-se que mesmo para níveis baixos de *creep*, a tensão ultrapassa valores limites últimos de resistência à tração do aço empregado para componentes ferroviários (valor de referência de 750 MPa para uma roda ferroviária de sistemas de carga pesada (IHHA 2015)). Teríamos na prática, assim, plastificação em muitos pontos do volume dos materiais. A simulação deve ser compreendida, nesse contexto, como um localizador de pontos críticos dos corpos.

Figura 53: Tensão máxima principal para 0% de *creep* As setas de cor preta indicam o sentido dos nós, e as de cor vermelha indicam faces que fazem contato. Valores de tensão em MPa.

Fonte: do autor

A distribuição da tensão de cisalhamento σ_{zx} para níveis 0.4%, 1.2% e 2.0% de *creep* está exposta na Figura 56. O padrão assimétrico das tensões também é observado para essa

componente. Assim como no par de contato conforme, o disco com menor prescrição de rotação (D_8) está submetido a tensões mais intensas em um volume maior de material mesmo com simetria na distribuição da tensão sobre a interface de contato. Essa simetria pode ser constatada pelo destaque mostrado no nível de 1.2%, onde a tensão máxima de cisalhamento σ_{zx} é igual para os dois discos. Neste nível de *creep*, o número de pontos materiais com deslizamento relativo ultrapassa o número de pontos em adesão, mostrando que a tensão de cisalhamento máxima μp_{max} já foi atingida no centro da área de contato.

Figura 54: Campo elástico das máximas tensões principais observado no par de contato não conforme. As setas de cor preta indicam o sentido dos nós, e as de cor vermelha indicam faces que fazem contato. Valores de tensão em MPa.

Fonte: do autor

Figura 55: Campo elástico da direção das máximas tensões principais e tensão de Von Mises observado no par de contato não conforme. As setas de cor preta indicam o sentido dos nós, e as de cor vermelha indicam faces que fazem contato. Valores de tensão em MPa.

Fonte: do autor

Figura 56: Campo elástico da tensão σ_{xz} observado no par de contato não conforme. As setas de cor preta indicam o sentido dos nós, e as de cor vermelha indicam faces que fazem contato. Valores de tensão em MPa.

Fonte: do autor

5.6.4.4 Discussão sobre padrão assimétrico dos campos de tensões

As imagens na Figura 49 e na Figura 54 mostram, para níveis intermediários de *creep*, um padrão assimétrico de distribuição de tensão no volume dos materiais. Tal resultado, em primeira análise, é intrigante pois a distribuição de tensão na interface de contato forma um par ação e reação, o que induz a intuição de que haveria algum padrão de simetria no campo de tensão, assim como há quando os corpos são apenas pressionados um contra o outro. Uma análise da distribuição da tensão cisalhante na superfície, entretanto, revela que a combinação da magnitude e sentido das tensões ao longo da interface de contato não apresentam simetria para o par de contato. Observe a Figura 57.

Figura 57: Representação de uma distribuição padrão da magnitude da tensão cisalhante na interface de contato para cenários de rolamento bidimensionais. O sentido indicado das tensões revela que os pontos materiais do Disco 1 estão em deslizamento relativo para a esquerda em relação aos pontos materiais do Disco 2. Isso acarreta uma distribuição de tensões cisalhantes com sentido para direita.

Fonte: do autor

O efeito da ação da tensão cisalhante na interface de contato se manifesta de maneira diferente nos bordos anterior e posterior dos discos. Na região do Disco 2 próxima ao bordo anterior na representação, o sentido das tensões promove um estado de tensão diferente do que

as tensões imediatamente acima (formando um par ação e reação) promovem no Disco 1. Para o Disco 2, a tensão cisalhante promove o afastamento dos pontos materiais nessa região, e no Disco 1, a tendência é de aproximação dos pontos materiais. Tal característica se inverte no bordo posterior da área de contato. O efeito dessa diferença da ação da tensão cisalhante está mostrado nas direções principais expostas na Figura 49 e na Figura 55, conforme já discutido anteriormente.

No elemento rolante com maior prescrição de deslizamento (D_5 para o par de contato não conforme e discos superiores para o contato conforme e o bidimensional) tensões de tração são mais intensas na vizinhança do contato. Ao mesmo tempo, o elemento rolante com menos prescrição de rotação sofre com maior intensidade de cisalhamento dentro do material, conforme as imagens da segunda linha na Figura 49 mostram. Quando as tensões cisalhantes atingem o limite de saturação em toda a área de contato, o padrão no campo de tensão entre os discos é antissimétrico. Ver linha 4 para 1,2% de *creep* na Figura 49.

6. Conclusões e sugestões de continuação do trabalho

Neste trabalho, foi conduzido um estudo do campo de tensões em regime elástico linear que se configura nos volumes de dois discos sob contato mecânico envolvendo rolamento com deslizamento. No capítulo 2 de revisão bibliográfica, mostrou-se algumas das abordagens que se tem utilizado para modelar o contato mecânico entre elementos de rolamento. Duas frentes de modelagem são comumente empregadas: a físico-experimental e a numérica. A abordagem numérica ora vem como ferramenta de comparação e avaliação do modelo físico, apontando carências de representatividade e avaliando o impacto que o viés físico-experimental acarreta nos resultados, ora como poderosa ferramenta de modelagem de fenômenos, e, neste caso, é respaldada por resultados experimentais. Os modelos 3D em MEF dos discos, explorados nesse trabalho, trouxeram resultados nos campos de tensão e deformação que não podem ser obtidos via experimento físico. As tensões decorrentes da pressão de contato atuante na superfície, por exemplo, no caso do modelo *não conforme*, de fato se restringem a uma porção diminuta do volume das amostras, o que valida a utilização do modelo de Hertz (baseado na teoria do semiespaço infinito) para seu cálculo no modelo físico. O par de contato *conforme*, por apresentar uma pressão de contato uniforme em boa parte da área de contato, pode ter seu campo de tensões modelado pela teoria de Hertz para modelos bidimensionais.

O capítulo de fundamentos teóricos e o de aplicação numérica via MEF, 4 e 5 respectivamente, são complementares. As formulações analíticas para o campo de tensões na interface de contato estudadas pelo autor foram reproduzidas de maneira integral com o intuito compreender os principais cenários de interação mecânica que se estabelece entre os discos durante o ensaio: aplicação da carga compressiva, e deslizamento rígido em um cenário de rolamento. Os campos de tensões oriundos desses cenários foram confrontados com os resultados numéricos obtidos pelo autor no capítulo 5, onde uma metodologia para se traçar curvas de *creep* foi exposta e validada com o programa CONTACT.

A análise em elementos finitos tornou possível a avaliação do campo de tensão em porções internas dos discos para diversos níveis de *creep*. Viu-se que durante o estado estacionário e níveis intermediários de *creep* (níveis abaixo do limite que induz deslizamento relativo total entre os pontos materiais dos discos), o campo da tensão cisalhante assumiu um padrão assimétrico. Esse intrigante resultado foi posteriormente debatido sob uma análise do sinal das tensões cisalhantes na interface de contato. A assimetria também é observada para a

tensão máxima principal. Viu-se que o elemento rolante com maior rotação prescrita (caso do disco D_5 , D_4 superior e disco superior (modelo 2D)) possui magnitudes de tração mais intensas na superfície de contato. Por outro lado, os elementos rolantes com menores rotações prescritas (D_8 , D_4 inferior e disco inferior (modelo 2D)) são os que estão submetidos a maiores porções de material com altas tensões cisalhantes. O desgaste entre superfícies é diretamente relacionado às tensões cisalhantes na interface de contato, e a fadiga de contato rolante- RCF, por sua vez, é sensível às tensões de tração no volume dos materiais, as quais são representadas pelas tensões máximas principais. Esses resultados corroboram com o padrão desigual de desgaste na superfície dos discos observado no final de ensaios disco-disco a seco com tração, que podem ser observados no anexo *B* deste trabalho.

Ao modelo proposto pelo autor pode-se adicionar diversas melhorias a fim de tornar os resultados numéricos comparáveis aos resultados experimentais:

- i) Decaimento do coeficiente de atrito em função do deslizamento relativo. Pontos materiais aderidos estão sob a lei de Coulomb, a qual prevê uma relação constante entre força normal e força tangencial nó a nó. No modelo de decaimento, o coeficiente de atrito passa de um valor constante para variável, segundo o nível de deslizamento relativo que se estabelecerá entre os nós em contato.
- ii) Utilizar modelos de plasticidade para os materiais. Neste caso, será possível prever os pontos de plastificação após a aplicação da carga compressiva e para a condição estacionária que se estabelece durante o ensaio. Para o caso do par de contato conforme, a expectativa é de mudanças importantes nas distribuições das tensões na interface de contato;
- iii) Avaliar a influência de efeitos dinâmicos nos resultados.

Apêndices

A. Falhas em rodas e trilhos decorrentes do RCF e do desgaste

Este apêndice trará diversas imagens de rodas e trilhos que foram acometidos pelos problemas de RCF e desgaste. Para cada uma das patologias, será adotada a denominação mais comum empregada no meio técnico, bem como uma breve descrição física do problema, os pontos de maior incidência em campo e as possíveis causas. O objetivo é apresentar qualitativamente os efeitos dos fenômenos no sistema ferroviário como forma de motivação para a pesquisa. Alguns dos termos utilizados nesse tópico, como *creep*, *shakedown*, *ratchetting* e outros receberão definições precisas nos tópicos subsequentes do relatório. O leitor pode, também, consultar o glossário para esclarecimento expedito de alguns desses termos.

A.1 Geometria dos perfis de roda e trilho

Antes de descrever as patologias mais comuns ocasionadas pelo RCF e desgaste, é conveniente nomear as diversas regiões que compõem a geometria da roda e do trilho. Com isso, a comunicação se torna mais viável. A Figura A.1 e a Figura A. 2 revelam essas diversas partes. Trechos em tangente (ver representação na Figura 1 a) e b)) favorecem o contato entre a pista da roda, e o topo do boleto, Figura A. 2, com variação de posição em função do movimento oscilatório (*hunting*) que se observa durante o funcionamento. Situações de curva induz ao contato entre face ou raiz do flange com o canto de bitola do trilho (ver representação na Figura 1 c) e d)).

Figura A.1: Nomenclatura comum no meio técnico para regiões da roda.

Fonte: adaptado de (IHHA 2015)

Figura A. 2: Nomenclatura comum no meio técnico para regiões do perfil do boleto.

Fonte: adaptado de (IHHA 2015)

A.2 A Fadiga de Contato de Rolamento

O fenômeno de RCF é atualmente objeto de investigação de muitos centros acadêmicos de pesquisa, da indústria e de governos. (E. E. Magel 2011). Os mecanismos de atuação desse fenômeno não são inteiramente compreendidos pela comunidade ferroviária. Os pontos de falha ocorrem não apenas nas superfícies das rodas e dos trilhos, mas também no volume interno dos materiais. Além disso, há participação considerável de alguns componentes do material rodante, como suspensões danificadas que impedem o acomodamento adequado do rodeiro sobre o trilho. As medidas mitigatórias, que para o fenômeno de desgaste contribuem

significativamente no seu controle, não são satisfatoriamente resolutórias para o caso de RCF. Além disso, o processo de fadiga reiteradamente conjuga muitos parâmetros de dano como inclusões, defeitos de fabricação dos materiais, altas cargas, posicionamento dos rodeiros sobre o trilho, disponibilidade de atrito na interface de contato, dinâmica global do trem, e ainda a presença de danos prévios adquiridos pelos materiais.

Em 2013, uma iniciativa de pesquisa internacional colaborativa foi tomada para a atualização do estado da arte do fenômeno, e para compartilhamento de pesquisas e soluções até então conquistadas pela comunidade ferroviária. O ICRI-RCF (*International Collaborative Research Initiative on Rolling Contact Fatigue and Wear of Rails and Wheels*) reúne 80 organizações de 16 países totalizando 180 pessoas, todas com o objetivo de aprimorar a compreensão dos fenômenos de RCF e desgaste, que incidem sobre as ferrovias. (ICRI-RCF n.d.).

Essa iniciativa é resultado de um desejo urgente de atenuação e de compreensão dos efeitos do RCF e do desgaste incidentes nos sistemas ferroviários. Acidentes graves ocorreram, e a eles o RCF foi atribuído como principal mecanismo de falha. Em Hatfield, no ano de 2000 no Reino Unido, o descarrilamento de um trem resultou em 4 mortes e 107 feridos após a quebra de um trilho durante a operação. Trincas no canto de bitola foram as origens da falha no trilho (E. E. Magel 2011). Em 2006, 23 vagões descarrilaram e caíram em um rio em Nova Brighton –Pensilvânia, EUA. Alguns dos vagões estavam repletos de etanol e queimaram por 48 horas. (Lovering 2006). Mais uma vez, a quebra de trilho foi a provável causa do descarrilamento. Eventos graves como esses, e ainda outros de menor abrangência e risco tem intensificado suas chances de incidência. As ferrovias de hoje devem suportar maiores velocidades - no caso de transporte de passageiros - e maiores cargas, nas ferrovias do tipo *heavy-haul*. (IHHA 2015). Os materiais rodantes, os trilhos e a via, assim, acabam sendo mais solicitados.

A.2.1 Trincas superficiais: tread-checks e head-checks (rodas e trilhos)

São fissuras superficiais que ocorrem na pista, na raiz da flange, e no lado campo (ver Figura A. 3-a e Figura A. 4-a e c) para o caso das rodas, e no canto de bitola e boleto (ver Figura A. 4-b e d)) para o caso dos trilhos. Essas fissuras são caracterizadas por formatos e espaçamentos uniformes, e acometem as rodas e trilhos em trechos com altas taxas de deslizamento conjugadas com altas tensões cisalhantes e normais na superfície. O material paulatinamente acumula deformação plástica até que o limite de ductilidade é atingido e as

trincas se formam. Esse processo é conhecido como *ratchetting*. Na Figura A. 3-b), as zonas de ocorrência das trincas sobre a superfície da roda estão mostradas. O mecanismo de formação dessas trincas é o mesmo, porém cada uma delas é resultado de diferentes momentos de negociação roda-trilho. As trincas nas zonas 1 e 3 comumente levam ao *shelling* (ver tópico). Nas trincas da zona 2, em contrapartida, tal falha é incomum. (E. E. Magel 2011).

Figura A. 3: Em a) e b) tem-se as zonas de ocorrência de trincas nas rodas ocasionadas por RCF. Trincas na zona 1 são comuns em trechos onde a roda é interna na curva; as trincas na zona 2 ocorrem em situação oposta, quando a roda está do lado externo na curva; na zona 3 as trincas ocorrem em trechos tangentes.

a)

b)

Fonte: a) adaptado de (IHHA 2015); b) (ICRI-RCF n.d.)

Figura A. 4: Em a) tem-se trincas na pista da roda no lado de campo (zonas 3 e 1; ver Figura A. 3). Segundo (E. E. Magel 2011), trincas na zona 1 são mais severas. Em c) as trincas se localizam na raíz da flange, zona 2. Em b) e d) tem-se os chamados *head-checking* sobre o boleto e canto de bitola do trilho.

Fonte: a) e c) (E. E. Magel 2011); b) e d) adaptado de (ICRI-RCF n.d.)

Para o caso dos trilhos, as marcas deixadas por esse tipo de dano frequentemente evoluem para *shelling*. A evolução das trincas superficiais segue estágios que podem ser avaliados a olho nu, e que denunciam a ocorrência de RCF. Tais estágios são denominados *crazing*, *micro-cracks* e *incipient-shelling* (Magel and Kalousek, Identifying and interpreting railway wheel defects 1996).

A.2.2. *Shelling* (rodas e trilhos)

Shelling é uma falha comum entre as rodas e os trilhos que consiste na perda de porções de material como resultado dos seguintes mecanismos¹⁰:

- Fusão de trincas de nucleação superficial ou subsuperficial de modo desconectar completamente partes do material do volume no qual estavam unidas;
- Fratura de porções do canto de bitola por conta de cargas excessivas. Neste caso, o resultado final do *shelling* é mais profundo por conta das particularidades de nucleação das trincas nessa região.

Qualquer outro mecanismo de falha pode ser acompanhado pela ocorrência de *shelling*, fato que intensifica os danos nos componentes e acelera o processo da falha. A fratura no canto de bitola (ver Figura A. 5c)) é mais comum em trechos curvos e em linhas de transporte de cargas pesadas. As causas mais comuns são trilhos externos mal posicionados, e trilhos lubrificados com altas tensões de contato nessa região. As inclusões atuam diretamente no processo de formação dessa falha, uma vez que são pontos de concentração de tensões e, portanto, nucleação de trincas.

¹⁰ Há divergência entre as referências (IHHA 2015) e (E. E. Magel 2011) quanto ao processo de formação desse problema nas rodas e trilhos. Para a primeira, *shelling* é um problema de origem subsuperficial. A segunda, entretanto, afirma ter origem também na superfície. A referência adotada foi a segunda pois é mais abrangente.

Figura A. 5: Exemplos de *shelling* em rodas e trilhos. Em a) e e) tem-se a ocorrência de *shelling* no canto de bitola; em c) é representado a fratura do canto de bitola no qual o *shelling* é mais profundo. Também é conhecido como *deep seated shell*. Em b) e d) tem-se casos de *shelling* bem desenvolvido e profundo em rodas; em f) é mostrada uma trinca que quando desenvolvida resultará em *shelling*.

Fonte: a), b), c) e e) (E. E. Magel 2011); d) e f) (IHHA 2015)

As leituras empreendidas das referências permitem afirmar que o *shelling* é uma consequência do RCF como fenômeno ininterrupto. O começo é marcado pela nucleação de trincas, seguido de propagação, que por sua vez abrange complexos cenários nos quais atuam taxa de deslizamento, nível de cargas (que podem ou não ser altas, a depender da susceptibilidade da trinca em propagar), presença ou não de concentradores de tensão, geometria dos componentes (ou de parte deles), limite de ductilidade dos materiais e condições

de lubrificação da via. Trincas se formam e se propagam segundo dois principais modos de propagação. A convergência dos caminhos das trincas pode ocasionar separação de porções dos materiais do volume total, levando ao destacamento e configurando o *shelling*. Essa falha, portanto, não é local, mas sim um meio caminho de um processo complexo de nucleação e propagação de trincas. A Figura A. 5-f) mostra uma trinca que nucleou na superfície, e se propagou a uma inclinação típica de atuação de tensão cisalhante. No meio do caminho de propagação, mostrou uma tendência de se propagar paralelamente à superfície, provavelmente por conta de inclusão ou fusão com outra trinca, mas depois retornou à angulação de propagação material adentro.

O impacto de fluidos superficiais na propagação de trincas

Os modos de propagação das trincas no fenômeno RCF, em geral, são Modo I e Modo II. Fluidos nas superfícies, como água e lubrificantes, favorecem, cada um segundo sua maneira, um modo específico. A água possui a capacidade de percolar sólido adentro quando encontra trincas superficiais. Durante a passagem da roda, essa água fica enclausurada e, sob intensa pressão, induz o Modo I de propagação de trincas Figura A. 6-a. Os lubrificantes, por sua vez, diminuem o atrito entre as superfícies da trinca, favorecendo seu deslizamento e o Modo II de propagação. Figura A. 6-b. Detalhes conceituais sobre Mecânica da Fratura podem ser consultados na referência (Dowling 2013).

Figura A. 6. Influência dos fluidos nos modos de propagação das trincas. Em a), tem-se água induzindo Modo I; em b), tem-se lubrificantes facilitando o deslizamento das superfícies das trincas e induzindo o Modo II.

Fonte: adaptado de (Magel, Sroba, et al. 2004)

A.2.1.3 *Spalling* (rodas e trilhos)

O resultado final do efeito do *spalling* se assemelha muito com o do *shelling*, e a literatura não traz distinções claras entre as duas falhas, muito embora seja consenso que tais falhas obedecem mecanismos diferentes de evolução. Em geral, pode-se afirmar que *spalling* é resultado de vários mecanismos de dano que ao final levam à perda local e rasa de material superficial, assemelhando-se ao *shelling* em algumas ocorrências. Um dos processos se inicia com frenagens intensas que resultam em travamento das rodas por alguns instantes. Nesse momento, a intensa fricção entre as superfícies da roda e do trilho eleva localmente a temperatura no contato. As temperaturas se elevam de forma significativa e sequencialmente ocorre rápido resfriamento. Esse processo permite a formação de martensita no aço da roda e eventualmente também nos trilhos, modificando consideravelmente propriedades como ductilidade e dureza na região de temperatura elevada. A coloração da superfície do trilho e da roda se modifica nesse processo, como mostrado na Figura A. 7-b) e c). A martensita é uma fase dura e frágil do aço. A retomada do rolamento e as altas tensões de contato rapidamente levam a fissuras que se fundem, resultando no destacamento de material. Não há obrigatoriamente um processo longo de propagação de trincas que para o caso do *shelling* é característico.

Ainda nesse processo de formação do *spalling*, a superfície da roda adquire coloração diferente na região do contato deslizante, revelando a alteração do material. Nos trilhos, o deslizamento ocorre ao longo do caminho e também há alteração das propriedades do aço. Esse efeito porém, é menos intenso uma vez que o contato percorre um trecho linear, ao passo que nas rodas, um único ponto experimenta o deslizamento; cinematicamente houve *shift*. A superfície da roda, antes da perda de material por fratura frágil do aço, adquire um aspecto achatado, chamado de *skid flat*. A identificação da falha final do *spalling* por meio desse processo é relativamente simples: as duas rodas apresentarão na mesma angulação, os defeitos identificados na Figura A. 8. Atribui-se ao efeito do *spalling* a parte inicial do mecanismo formador da falha *squat* em trilhos. Trechos com *creep* muito intenso também podem levar a esse tipo de *spalling* em rodas e trilhos (E. E. Magel 2011).

Figura A. 7: Em a), b) e c) tem-se as manchas características do *spalling* com alteração das propriedades do aço por efeito térmico. Em d), tem-se o destacamento de material como resultado do *spalling* em trilhos.

a)

b)

c)

d)

Fonte: (E. E. Magel 2011)

Figura A. 8: Em a) e b) tem-se as rodas esquerda e direita de um rodeiro com a falha *spalling*. Normalmente, as dimensões da região danificada são as mesmas da área de contato.

a)

b)

Fonte: (Magel and Kalousek, Identifying and interpreting railway wheel defects 1996)

Figura A. 9: Exemplo de *spalling* no topo de boleto de um trilho. *Spalling* nesses locais são de difícil remoção por esmerilhamento.

Fonte: (Magel, Sroba, et al. 2004)

Pode-se dizer que *spalling* e *shelling* são resultados de processos que diferem na sua abrangência de atuação. Trincas superficiais, que como vimos, nucleiam por vários processos, (*head-checks* e *tread-checks* nucleiam, em geral, por *ratchetting*, e as trincas induzidas por efeitos térmicos são consequência de uma fase frágil do aço, a martensita) podem tanto ocasionar *shelling* como *spalling*. Como vimos, este último é superficial e local, ao passo que o *shelling* é mais profundo e pode se prolongar por vários centímetros nas superfícies da roda e do trilho.

Observação: Vale ressaltar, como ressalva geral, que a tentativa de caracterizar esses tipos de falha meramente por aspectos físicos pode causar confusão. Algumas imagens e classificações expostas em certas referências deixam a entender que *spalling* é o destacamento no topo de boleto, para o caso dos trilhos, ver Figura A. 9, e na pista da roda cuja superfície se transformou em martensita, para o caso das rodas. E que *shelling*, assim, seria caracterizado como todos os outros destacamentos que ocorrem nas outras partes da roda e do boleto. Isso torna a classificação dessas falhas menos complexas, porém mais difíceis de serem investigadas nos aspectos de gênese e desenvolvimento. A referência (IHHA 2015), em geral, afirma que *spalling* se origina superficialmente ou em locais muito próximos das superfícies. O *shelling*, em contrapartida, seria resultado de nucleações mais profundas. Nos trabalhos (E. E. Magel 2011), (Magel and Kalousek, Identifying and interpreting railway wheel defects 1996) e

(Magel, Sroba, et al. 2004), por sua vez, *spalling* e *shelling* ganham definições mais complexas referentes aos processos de formação.

A.2.1.4 Shattered Rim (rodas)

Esse defeito, segundo (E. E. Magel 2011), é raro, porém catastrófico. Visualmente é de fácil identificação: grandes porções de material se desprendem de toda pista de rolamento da roda até camadas profundas. Sua formação se inicializa com concentradores de tensão e a propagação, durante muitos ciclos, se dá paralelamente à superfície da roda.

Figura A. 10: Exemplo de *Shattered rim*.

Fonte: (E. E. Magel 2011)

A.2.1.5 Vertical Split rim (rodas)

Esse defeito é caracterizado pela quebra de grandes porções de material em regiões próximas ao lado campo da roda. Tais fraturas, normalmente, são ocasionadas por *spalling* e *shelling* bem desenvolvidos ou abundantes. Ocorre também em rodas com pistas cavas (*hollow treads*) e em falsas flanges (*false flanges*). Isso favorece a flexão da porção da pista da roda e altas tensões. Ver Figura A. 11.

Figura A. 11: Exemplo de *vertical Split rim*.

Fonte: (E. E. Magel 2011)

A.2.1.6 Fraturas transversas em trilhos

Esse tipo de falha é de alto risco de descarrilamento. O resultado final é uma composição de mecanismos de dano, os quais tem como gerador um processo de RCF. Segundo (E. E. Magel 2011), o colapso do canto de bitola é uma falha comum que pode ser gênese para uma fratura transversa. Cargas térmicas, tensões residuais, flexão do trilho e defeitos internos são outras variáveis que compõe o processo total dessa falha.

Figura A. 12 Exemplo de fratura transversa possivelmente ocasionada por colapso do canto de bitola.

Fonte: (E. E. Magel 2011)

Na Figura A. 12 é mostrado uma fratura transversa cujo estopim possivelmente foi o colapso do conato de bitola. A fratura pode, também, não ser resultado de *shelling* mas de propagação de trinca transversal, como mostrado na Figura A. 13. A fratura final pode ser evitada caso se

reconheça o defeito de antemão. Tal falha é conhecida na França como *tache ovale* (falha muito comum nas ferrovias francesas, chegando a ser uma das principais causas de pesquisas em RCF) ou *kidney shape failure* em países de língua inglesa.

Figura A. 13 Exemplo de fratura transversa possivelmente ocasionada por inclusão ou defeito interno. O local da nucleação pode ser visto na imagem. Também é conhecida como *tache ovale* (ponto oval) ou *kidney shape failure*

Fonte: (IHHA 2015)

A.2.1.7 Squats (Trilhos)

A nucleação e propagação de trincas em porções muito próximas da superfície enfraquecem localmente e internamente a estrutura do aço do trilho. Esse enfraquecimento leva ao rebaixamento local da superfície quando submetido às cargas compressivas da roda resultando em uma leve depressão superficial. Essa depressão é uma falha denominada *squat*.

Figura A. 1458. Em a), foto externa da falha *squat* no boleto do trilho; em b) tem-se uma captura transversal da seção longitudinal de um trilho com *squat*. É possível observar diferentes trincas. A trinca do lado direito possui ramificações que podem propagar trilho adentro e levar à fratura transversal.

a)

b)

Fonte: (E. E. Magel 2011)

Essa falha é muito comum em trechos de trilhos com marcas de corrugação. A corrugação é resultado de um fenômeno dinâmico complexo e de origem ainda incompreendida. Fisicamente, ela consiste de padrões ondulares igualmente espaçados em certos trechos dos trilhos. Os vales das ondulações ocorrem por conta dos impactos periódicos das rodas na superfície do trilho. As rodas se excitam por muitas razões, que não se sabe ao certo a real origem. Os impactos, quando incidem sobre partes dos trilhos com estrutura interna enfraquecida podem causar o *squat*. A Figura A. 15 mostra um trilho corrugado.

Figura A. 15 Imagem de um trilho com marcas de corrugação de ondas de espaçamento curto.

Fonte: (IHHA 2015)

A.2.1.8. Trilhos com boletos esmagados - rail crushed head (trilhos)

Algumas trincas nucleadas superficialmente na porção média do canto de bitola podem propagar em direção ao boleto. Essa propagação rasa e que se estende por vários centímetros enfraquece a superfície do boleto e frequentemente leva ao destacamento superficial, com frequente plastificação na lateral (Figura A. 16-b). Essa falha é muito comum em trilhos velhos, trilhos mal esmerilhados ou trechos com irregularidades geométricas e aços com impurezas.

Figura A. 16. Em a), foto de uma superfície esmagada; em b), tem-se a plastificação lateral que acompanha o esmagamento.

a)

b)

Fonte: (E. E. Magel 2011)

A.3 O desgaste

Por ser um fenômeno atrelado ao contato entre corpos, o desgaste está presente em diversos sistemas de atividades humanas. Por conta disso, tal fenômeno é objeto de estudo da ciência há séculos. Os mecanismos formadores da fricção, outro fenômeno complexo, antigo e constante no dia a dia, estão intimamente relacionados ao processo de desgaste. Desse modo, os estudos desenvolvidos para a compreensão e mitigação do desgaste, sobretudo no sistema roda-trilho, geraram soluções aceitas pela comunidade ferroviária. A aplicação de lubrificantes ou modificadores de atrito sobre as superfícies dos componentes, o esmerilhamento de trilhos, e o gerenciamento de perfis de roda e trilho são algumas das atividades comuns na operação ferroviária como forma de mitigação desse problema. Tais atividades são efetivas no seu propósito.

Interessante é ressaltar que uma vez controlado, o desgaste deixa de ser o principal processo formador de falhas nos sistemas ferroviários. Nesse momento, as falhas decorrentes do RCF começam a emergir, uma vez que tal processo é muitas vezes mais lento e pouco evidente nas suas etapas iniciais, e acaba por ser encoberto pelos problemas decorrentes do desgaste. No meio técnico, é comum o termo “taxa mágica de desgaste” (em língua inglesa “*magic wear rate*”), que consiste em uma taxa de desgaste desejável e gerenciável que induz a remoção de material por meio do desgaste de modo a, concomitantemente, controlar a nucleação e propagação de trincas geradas pelo RCF.

Nos próximos tópicos, estão expostas as patologias mais comuns geradas pelo desgaste em rodas e trilhos. Evidentemente que RCF e desgaste, aqui estudados e analisados separadamente, são fenômenos comumente conjugados em campo.

A.3.1 Rodas cavas – hollow wheel com possibilidade de falsa flange (rodas)

A pista de rolamento da roda é a porção onde há maior incidência de contato na roda. Por conta disso, a ocorrência de desgaste por deslizamento é frequente. A pista da roda com muitos quilômetros percorridos adquire um formato cavo, gerando na seção a chamada falsa flange, como mostrado na Figura A. 17. Esse tipo de defeito pode ser acompanhado de RCF nessa mesma região.

Figura A. 17 Foto de uma roda cava ou com falsa flange. As flechas indicam pontos onde há intensificação da pressão de contato. O desgaste foi intenso na região entre as flechas. É possível observar, além disso, a presença de *shelling*, na pista de rolamento.

Fonte: (IHHA 2015)

A.3.2 Desgaste de flange (rodas)

O desgaste no flange é resultado de contato intenso e constante dessa porção da roda com o canto de bitola do trilho. Deslizamentos intensos conjugados com altas pressões de contato levam a altas taxas de desgaste, principalmente em trechos curvos e em rodeiros com má capacidade de negociação nas curvas. O desgaste nessa porção é classificado como severo. Ver Figura A. 18.

Figura A. 18 Roda ferroviária com falsa flange, indicada pelas setas pretas, e com flange desgastada, indicada pela seta branca.

Fonte: adaptado de (IHHA 2015)

A.3.3 Desgaste no canto de bitola (trilhos)

O desgaste nessa região do trilho é resultado do contato com a face ou raiz do flange, comum em trechos curvos, ou em trechos retos com truques e rodeiros carentes de amortecimento e suspensão adequados. A taxa de deslizamento nessa porção é intensa. O desgaste resultante pode ser severo. Ver Figura A. 19.

Figura A. 19 Trilho com lado de bitola desgastado.

Fonte: adaptado de (IHHA 2015)

B. Relatório visita Unicamp 29/08/2019

Os ensaios realizados visam dar suporte ao estudo que tem como objetivo avaliar a “Ação de lubrificantes e modificadores de atrito no aumento da resistência ao desgaste de aços de rodas forjadas classe C”. O aparato de ensaio se encontra na Faculdade de Engenharia Mecânica- MEF, da Universidade estadual de Campinas- Unicamp.

B.1 Roteiro para ensaio de disco

1. Ensaio de micro dureza
2. Medição de diâmetro
3. Lavagem sabão e escova
4. Lavagem ultrassônica
5. Pesagem
6. Medição de rugosidade com rugosímetro de bancada
7. Perfilometria óptica 3D

Todos os procedimentos listados são realizados antes e depois do ensaio

B.1.2 Os discos

A fabricação dos discos seguiu as diretrizes para este tipo de ensaio descritas na norma AAR – *The Association of American Railroads*. Os discos são usinados a partir de componentes ferroviários reais. Tanto D_8 , quanto D_5 , Figura B. 1 e Figura B. 2 a) e b) respectivamente, foram extraídos de uma roda ferroviária forjada classe C.

Figura B. 1: Desenho técnico detalhado dos discos. Em a), D_8 , representando roda; em b), D_5 representando trilho.

a)

b)

Fonte: do autor

Figura B. 2: Amostras D_8 a), e D_5 b) dos discos ensaiados.

a)

b)

Fonte: do autor

B.1.3 Ensaio de micro dureza

As amostras são submetidas ao ensaio de micro dureza em diversos pontos distribuídos lateralmente e ao longo da circunferência dos discos e em direção ao centro. Os pontos de penetração são previamente demarcados com o auxílio de um marcador, Figura B. 3-a.

Figura B. 3. Ensaio de micro dureza

a) D_8 , D_5 e demarcador para ensaio de micro dureza

b) Aparato para ensaio de micro dureza

c) Detalhe do disco e indentador

Fonte: Do autor

B.1.4 Medição de diâmetro

Após o ensaio de micro dureza, as dimensões previstas no desenho técnico da Figura B. 1 são verificadas.

Figura B. 4 Micrômetro digital

Fonte: do autor

B.1.5 Lavagem com sabão e escova.

Esta primeira lavagem visa retirar sujidades grosseiras na superfície dos discos.

Figura B. 5 Sabão e escova utilizados na primeira lavagem.

Fonte: do autor

B.1.6 Lavagem ultrassônica

A lavagem ultrassônica retira micro partículas de sujeira na superfície dos discos que a lavagem comum de água e sabão não é capaz de eliminar.

Figura B. 6 Discos na etapa de lavagem ultrassônica

Fonte: do autor

B.1.7 Pesagem

Após a lavagem, as amostras são pesadas em uma balança de precisão. Este procedimento é necessário para avaliação da perda de massa após o ensaio.

B.1.8 Medição da rugosidade com rugosímetro de bancada

O rugosímetro afere parâmetros como Rugosidade média – R_a , e Desvio médio quadrático – R_q das superfícies das amostras

Figura B. 7 Rugosímetro de bancada

Fonte: do autor

B.1.9 Perfilometria óptica 3D

Esta técnica fornece o perfil da superfície analisada em detalhes, resultando em uma imagem 3D da região. Os parâmetros de rugosidade, são, portanto, mais precisos.

B.1.10 O Ensaio

Os ensaios se prolongam por 120 minutos com um total de 20000 ciclos. A carga aplicada é de 120 kgf com pressão máxima hertziana de 1700 MPa prevista no início do ensaio. A etapa de aplicação de carga é gradual, com os discos em movimento. Tal método visa evitar a deformação local intensa que ocorreria caso a carga fosse aplicada quando os discos estivessem parados, e posteriormente rotacionados. A máquina possui capacidade máxima de

rotação de 170 rpm. Enquanto o eixo do disco D_8 rotaciona a 170 rpm, o eixo do disco D_5 rotaciona conforme a especificação do escorregamento previsto.

Quando 15.000 ciclos são completados, inicia-se o processo de aplicação do lubrificante na superfície dos discos em movimento. A cada minuto, 0.9 mg de lubrificante é aplicado entre os discos. Esse procedimento se repete 30 vezes até o final do ensaio. Imediatamente após a primeira aplicação do lubrificante, nota-se a queda no Coeficiente de Tração – CT, a um valor que em média se mantém constante até o final dos 20000 ciclos. Caso o ensaio fosse de avaliação da retentividade do lubrificante na superfície dos discos, a aplicação ocorreria apenas algumas vezes (até se atingir um patamar constante de CT), seguida de longo período de não aplicação. Quando o lubrificante não é reaplicado, o valor do CT é paulatinamente recuperado até os valores do ensaio a seco. A Figura B. 8 mostra D_5 e D_8 durante o ensaio.

Figura B. 8. D_5 e D_8 após 15000 ciclos, etapa de aplicação do lubrificante. A mancha escura logo abaixo dos discos é o acúmulo de debris e graxa.

Fonte: do autor

A Figura B. 9 mostra os estados finais dos discos após termino do ensaio, antes e depois de serem lavados. É possível observar mudanças no perfil de D_8 . O desgaste induziu uma leve cava na superfície do disco. O perfil de D_5 pouco se alterou, porém sua superfície apresentou descamação, conhecida como *shelling*. O contato entre os discos, a uma taxa intensa de deslizamento, se torna conforme.

Figura B. 9. Estado final de D_8 (esquerda) e D_5 (direita) antes a) e depois b) das etapas 3 e 4 após ensaio de 20000 ciclos e 1% de *creep*. A geometria dos discos corresponde ao desenho da Figura 31. É evidente a diferença na superfície dos dois discos. O disco da esquerda adquiriu um leve abaulamento e a textura superficial é fosca e uniforme. Já o disco da direita aparentemente manteve o abaulamento, porém sua superfície adquiriu um aspecto escamoso

a)

b)

Fonte: do autor

C Modelo numérico de desgaste para o cenário disco-disco

C.1 Introdução

Na engenharia ferroviária, estimativas realistas para as taxas de desgaste observadas na interface roda-trilho são motivo de muita pesquisa, uma vez que trazem implicações diretas na segurança da via e economia das operações (Tassini, et al. 2010). Há disponível na literatura alguns métodos para obtenção das taxas de desgaste, métodos que são baseados em dados de ensaios físicos de desgaste (Lewis and Dwyer-Joyce 2004). A estimativa da taxa de desgaste entre duas superfícies com deslizamento relativo envolve a escolha de uma função de desgaste. Os ensaios disco-disco e o pino-disco são abordagens físicas muito comuns para a calibração de funções de desgaste, pois possuem alta reprodutividade, bom controle dos parâmetros, e baixos custos de execução. Em particular ao contexto da engenharia ferroviária, o ensaio disco-disco se mostra muito adequado pois configura um cenário de rolamento.

Na literatura, há disponível diversas funções de desgaste, as quais são oriundas de diferentes laboratórios com suas respectivas abordagens empíricas e metodológicas. Com base no nível de deslizamento relativo entre as superfícies (parâmetro cinemático), nas forças de compressão e de reação tangencial (parâmetros mecânicos) e nas propriedades dos materiais, como dureza, tais funções classificam o regime de desgaste vigente entre ameno (*mild*), severo (*severe*), e catastrófico (*catastrophic*). Para cada regime, há uma equação que quantifica a taxa de desgaste respectiva.

Os modelos numéricos de desgaste presentes na literatura (Tassini, et al. 2010) (Feldmeier, Li and Yamazaki 2017)) comumente empregam funções de desgaste que requerem como parâmetro de entrada o chamado índice de desgaste (*wear index*-WI). O cálculo do WI pode ser feito para cada ponto material da área de contato (abordagem local), ou para valores resultantes totais (abordagem global). Uma vez obtido o regime de desgaste, e o valor do WI, seja pela abordagem local, seja pela global, é possível estimar a taxa de desgaste entre as superfícies deslizantes.

Este capítulo tem como objetivo descrever um modelo numérico de desgaste aplicado à interface de discos em contato em um cenário de rolamento. No item 5, está exposta uma

metodologia para obtenção de curvas de creep por meio de simulações que reproduzem o cenário dos discos utilizando o método dos elementos finitos - MEF. Nela, dois tipos de geometria de contato são explorados: contato conforme – C, e contato não-conforme - NC. Os campos de tensão e de deslizamento nodal acumulado serão acessados para a calibração do modelo de desgaste, seguindo abordagem global e local. Duas funções de desgaste obtidas da literatura serão usadas, cada uma delas adequada a uma geometria de contato. O objetivo é comparar as taxas de desgaste para as duas geometrias, que estão submetidas à mesma carga compressiva e mesmo nível de deslizamento relativo (ver item 5).

Observação: o modelo descrito neste capítulo não prevê a reconfiguração dos perfis dos discos após os ciclos de desgaste. Para isso, a cada volume significativo de material removido, uma nova geometria deve ser concebida seguida de novo processamento em MEF com o posicionamento dos nós atualizado. As taxas de desgaste obtidas da descrição deste capítulo servirão, portanto, apenas para comparar as diferentes geometrias de contato em suas condições nominais.

C.2 Descrição do modelo

C.2.1 Índice de desgaste

Os modelos de desgaste disponíveis na literatura comumente avaliam a taxa de desgaste na unidade $\frac{\mu g}{m.mm^2}$. Tal valor mensura a média da perda de massa, devido ao desgaste, para cada metro de distância percorrida e unidade de área da interface de contato em mm^2 . O índice torna possível uma comparação entre taxas de desgaste para diferentes geometrias de contato (como conforme e não conforme) e cenários cinemáticos, como para ensaios pino-disco ou disco-disco. No caso do ensaio pino-disco, a distância percorrida pelo pino representa a totalidade de deslizamento relativo que ocorreu entre as duas superfícies em deslizamento, uma vez que todos os pontos materiais do pino se encontram em movimento relativo com os pontos do disco.

No ensaio disco-disco, entretanto, a distância percorrida é a de rolamento. Nem todos os pontos materiais na área de contato se encontram em movimento relativo. Há uma divisão

entre porções com deslizamento relativo e porções em aderência. No item 5 há maiores detalhes conceituais e de formulação para essa particularidade da cinemática do rolamento. Aqui, é conveniente apenas uma breve discussão conceitual do estado cinemático dos pontos materiais em contato. A relação (C 78) discrimina os fatores cinemáticos que regem a condição de deslizamento longitudinal (componente x) de um par de pontos materiais (x, y) na interface de contato.

$$\dot{s}_x(x, y) = v_{1x}(x, y) - v_{2x}(x, y) = v_x V + \frac{\partial u_x}{\partial x} V \quad (\text{C } 78)$$

Onde $\dot{s}_x$ é a magnitude da velocidade de deslizamento relativo longitudinal entre pontos materiais situados em (x, y) em contato, sendo v_{1x} a magnitude da velocidade do ponto material do corpo 1 e v_{2x} , do corpo 2; v_x é o parâmetro adimensional de deslizamento relativo em x na condição de corpos rígidos (tal parâmetro é denominado *creep*); V é a magnitude da velocidade de rolamento; e $\frac{\partial u_x}{\partial x}$ é a componente em x do gradiente de deslocamento elástico relativo dos pontos materiais em contato. Tal relação é válida para um estado estacionário dos campos mostrados.

Desta relação, é possível explorar a abordagem global e local para o cálculo do índice de desgaste WI. No cenário do ensaio disco-disco, o termo v_x é constante e válido para todos os pares de pontos materiais da área de contato. Sua magnitude é controlada pelos eixos rotativos do aparato de ensaio. No item 5 há mais informações sobre o controle empírico de v_x . Quanto maior v_x , maior a resultante tangencial T na interface de contato (força de atrito), até que haja a saturação, ou seja, até que todos os pontos materiais da interface experimentem deslizamento relativo. Na literatura, encontra-se a seguinte relação:

$$WI = T\gamma \quad (\text{C } 79)$$

Onde $\gamma = v_x$.

A abordagem local prevê uma aplicação de (C 79) para cada par de pontos materiais. Neste caso, temos:

$$WI(x, y) = \frac{\dot{s}_x(x, y)}{V} q_x(x, y) \quad (C 80)$$

Onde $q_x(x, y)$ é a magnitude da componente em x da tensão tangencial na interface de contato. O valor final de WI é a integral em toda a área nominal de contato A , tal que:

$$WI = \int_A \frac{\dot{s}_x(x, y)}{V} q_x(x, y) dA \quad (C 81)$$

C.2.2. Regimes de desgaste

No trabalho de (Lewis and Dwyer-Joyce 2004), um ensaio disco-disco foi conduzido para o estudo dos mecanismos de desgaste de rodas ferroviárias. Três regimes de desgaste foram identificados: ameno, severo e catastrófico (ver Figura C 59). Os autores deram ênfase aos momentos de transição dos regimes, procurando compreender as razões e os mecanismos de mudança. Para isso, observaram as seções dos discos quando um novo comportamento era observado na taxa de desgaste. Os autores, durante um único ensaio, mudavam o nível de *creep* (deslizamento rígido).

Figura C 59: Representação da evolução da taxa de desgaste em função do deslizamento

Fonte: adaptado de (Lewis and Dwyer-Joyce 2004)

A primeira transição na taxa de desgaste foi constatada quando, simultaneamente, a área de contato era ocupada totalmente pelas porções de contato com movimento relativo de pontos materiais. Diz-se, nessa condição, que a área de contato está saturada. Este momento situa-se aproximadamente no pico da chamada curva de *creep*. Para níveis baixos de *creep* (antes do limite máximo para a tensão tangencial), foi observado desgaste oxidativo nas superfícies dos dois discos. Esse regime de desgaste foi classificado como ameno. A Figura C 60 mostra uma imagem da seção de um dos discos acometida pelo desgaste oxidativo.

Figura C 60: Imagem da seção do disco após ensaio para baixo nível de creep. Detalhe para a camada superficial do disco, com sinais de oxidação.

Fonte: adaptado de (Lewis and Dwyer-Joyce 2004)

Uma vez alcançada a distribuição limite para a tensão de cisalhamento, a taxa de desgaste se torna uma constante por um longo patamar. A análise das seções dos discos mostra uma predominância de fissuras superficiais e perda de material por *spalling*. Esse dado confirma a hipótese de que os principais mecanismos de desgaste no ensaio são muito sensíveis às tensões de contato. Quando área de contato está saturada (todos os pontos materiais apresentando deslizamento relativo na interface), as tensões de cisalhamento paulatinamente aumentam a deformação plástica na superfície dos discos, até o ponto de limite último de deformação, momento em que fissuras começam a nuclear. Esse processo é conhecido como *ratchetting*.

Figura C 61: Imagem da seção do disco após ensaio para nível de creep acima do limite de saturação, mas sem alteração significativa da temperatura superficial. O mecanismo de ratchetting está pronunciado, com início de nucleação de trincas na superfície e perda de massa por lascamento.

Fonte: adaptado de (Lewis and Dwyer-Joyce 2004)

A constatação e interpretação dos dois primeiros mecanismos de desgaste que surgem no ensaio de disco até níveis de *creep* além do limite de saturação, sustentam o emprego de modelos de desgaste pautados na mecânica do contato, nos quais as tensões de contato, e não a velocidade de deslizamento relativo entre partículas, são os principais agentes sensíveis. (Lewis and Dwyer-Joyce 2004). Se o mecanismo de desgaste predominante fosse o de abrasão, a velocidade relativa entre os discos teria papel mais importante nos dois primeiros patamares até

então debatidos (patamares onde o regime ameno e severo de desgaste predominam). Isso ocorreria porque os encontros entre as micro protuberâncias nas superfícies dos discos seriam mais intensos e frequentes conforme o aumento do deslizamento relativo.

Figura C 62: Imagem da seção do disco após ensaio para nível de *creep* acima do limite de saturação. A temperatura local das superfícies foi elevada por conta da alta velocidade de deslizamento. Maiores lascas começaram a se desprender. Há alteração das propriedades dos materiais por efeito térmico.

Fonte: adaptado de (Lewis and Dwyer-Joyce 2004)

Para níveis mais elevados de *creep*, muito além do nível de saturação, os autores notaram mudança aguda na taxa de desgaste. A análise das seções dos discos mostrou superfícies degradadas com características diferentes das observadas nos regimes ameno e severo. Ver Figura C 62. O crescimento das trincas deixou de ser paralelo às superfícies dos discos e passou a se direcionar para o centro. Por consequência, as lascas desprendidas eram maiores e mais profundas. Essas características apontam para uma mudança nos mecanismos de desgaste, cujo regime foi classificado como catastrófico. Nesse regime, a velocidade de deslizamento passou a ser o principal agente sensível. Os autores notaram mudança

significativa na temperatura superficial dos discos, o que acarretou em mudanças nas propriedades dos materiais nas superfícies.

C.2.3. Função de desgaste

Com entendimento dos mecanismos de desgaste, é possível calibrar o domínio da função de desgaste que representará os regimes. O parâmetro empregado nos trabalhos (Feldmeier, Li and Yamazaki 2017) (Lewis and Dwyer-Joyce 2004) (Tassini, et al. 2010)) para avaliação da taxa de desgaste é:

$$\frac{WI}{A} \quad (82)$$

Onde A a área nominal (aparente) de contato em mm^2 .

A Tabela C 6 traz os domínios e os coeficientes empíricos comumente utilizados nessa função de desgaste:

Tabela C 6:A função de desgaste

Regime	Taxa de desgaste
Ameno	$m_m \frac{WI}{A}$
Severo	q_s
Catastrófico	$m_c \frac{WI}{A} - (m_c \left(\frac{tr}{s} \right) - q_s)$

Fonte: adaptado de (Tassini, et al. 2010)

Os parâmetros m_m , e m_c são os coeficientes angulares das retas que representam os regimes ameno e catastrófico. O valor de q_s é a constante para o patamar severo, e o coeficiente $\frac{tr}{s}$ é o

valor de $\frac{WI}{A}$ a partir do qual o regime de desgaste vigente é o catastrófico. Neste trabalho, entretanto, não se avaliará o regime catastrófico.

No experimento conduzido por (Lewis and Dwyer-Joyce 2004), a taxa de desgaste no regime ameno se mostra sensível à pressão máxima de contato. O contato C, configurado pelos discos simulados numericamente (exposto no item 5), apresentou uma pressão máxima de contato de 1143 MPa. O contato NC, por sua vez levou à uma pressão máxima de contato de 2651 MPa. No trabalho (Tassini, et al. 2010), a pressão máxima de contato praticada pelos autores se aproxima do valor obtida para o contato C, com valor de 1500 MPa. Nesse trabalho, $m_m = 5.3$. Para o caso do contato NC, $m_m = 4.05$. Tal valor foi baseado no texto de (Feldmeier, Li and Yamazaki 2017), onde a pressão máxima de contato empregada pelos autores foi de 2100 MPa.

Com base nessas observações da literatura, a seguir será mostrado um procedimento para avaliação do WI local e depois estimadas taxas de desgaste para os cenários simulados de disco-disco, no presente trabalho.

C.2.4. Procedimento para cálculo do WI local

Os arquivos odb. (*output data base*) dos modelos em MEF dos discos fornecem os campos de tensão e deslizamento relativo nodal acumulado na direção x - CSLIP, na unidade de distância. Aqui, denota-se CSLIP por s_x . A relação (C 80) prevê o uso do campo de deslizamento relativo dos nós, com unidade de velocidade. Os modelos, entretanto, são quase-estáticos, e não possuem velocidade atrelada. Para contornar tal limitação, aqui apresenta-se uma forma de considerar as diferenças nos valores do campo de deslocamento relativo nodal acumulado entre os nós. A velocidade estimada de deslizamento relativo longitudinal $\dot{s}_x$ do nó com coordenadas planas (x_i, y_j) pode ser dada pela seguinte equação:

$$\dot{s}_x(x_i, y_j) = \frac{\Delta s}{\Delta t} = \frac{s_{i+1}(x_{i+1}, y_j) - s_i(x_i, y_j)}{\Delta t} = \frac{s_{i+1}(x_{i+1}, y_j) - s_i(x_i, y_j)}{\frac{x_{i+1} - x_i}{V}} \quad (C 83)$$

Onde $s_i(x_i, y_j)$ é o deslizamento relativo nodal acumulado no nó de coordenadas planas (x_i, y_j) , e V é uma velocidade hipotética global de rolamento. O termo $\Delta t = \frac{x_{i+1} - x_i}{V}$ traduz o tempo necessário que o nó em (x_{i+1}, y_j) leva para ser acrescido de $s_{i+1}(x_{i+1}, y_j) - s_i(x_i, y_j)$ no deslizamento acumulado quando caminhou de $(x_{i+1}, y_j) - (x_i, y_j)$ ao longo da área de contato. Veja a representação na Figura 5. A relação (C 80), assim, se torna:

$$WI(x_i, y_j) = \frac{s_{i+1}(x_{i+1}, y_j) - s_i(x_i, y_j)}{x_{i+1} - x_i} q_i(x_i, y_j) \quad (C 84)$$

Figura C 63: Ilustração da metodologia numérica para o cálculo da velocidade de deslizamento relativo longitudinal (eixo x) entre nós:

Fonte: do autor

O valor final de WI é dado pela integral da relação (C 84) na área nominal de contato, de acordo com a expressão (C 81), que se torna:

$$WI = \int_A \frac{s_{i+1}(x_{i+1}, y_j) - s_i(x_i, y_j)}{x_{i+1} - x_i} q_i(x_i, y_j) dA \quad (C 85)$$

No contexto de um modelo numérico, tal integral pode ser feita com uma subdivisão da área de contato em trechos discretos. Na Figura 6, os campos CSLIP para contato C e NC estão expostos. Para ambos os casos, o campo CSLIP inicia seu crescimento na região onde os pares de pontos materiais (nós) iniciam um deslizamento relativo – em tal região, a tensão de cisalhamento já atingiu seu valor máximo segundo a lei de Coulomb. Detalhe importante, nas imagens, é que nas regiões onde as partículas, em teoria, não possuem deslizamento relativo, o valor do campo s_x é não nulo. É possível observar pequenos degraus, na plotagem, que mostram

que s_x é diferente de zero. Isso ocorre por conta da formulação “Penalidade” empregada no modelo MEF, a qual permite um pequeno deslizamento relativo nodal para menor custo computacional no processamento.

Figura C 64: Deslizamento nodal acumulado –CSLIP, no sentido do eixo x para contato NC e C com 0.4% de creep.. O posicionamento dos eixos coordenados foram modificados para melhor visualização. Os sinais dos campos CSLIP para cada tipo de contato está diferente porque a superfície de contato na qual foram extraídos os valores do campo estão invertidas. A interpretação dos resultados, entretanto, não se modifica.

Fonte: do autor

C.3. Resultados

C.3.1 Abordagem global: contato C e NC

O valor de $\frac{WI}{A}$, para o qual $m_m \frac{WI}{A} = q_s$, depende do nível de *creep* sob o qual a área de contato encontra-se totalmente saturada. Nesse caso, os casos de contato C e NC apresentarão valores diferentes. As curvas de *creep* expostas no item 5, mostram que para o contato C, *creep* % = 1.2 no pico da curva, e *creep* % = 2.0 para o caso do contato NC. A Tabela C 7

resume dos dados iniciais para as duas naturezas de contato: C, e NC. Nela, apenas os dados contidos na coluna m_m foram obtidos das referências bibliográficas. O restante foi calculado com base nos dados do modelo numérico em MEF, e nas relações para cálculo de W.I. na condição saturada.

Tabela C 7:Valores numéricos para o caso C e NC Abordagem global

	Área –A [mm ²]	Creep na saturação [%]	m_m	W.I. na saturação [N]	q_s
NC	0.894	2.0	4.05	16	72.45
C	1.6	1.2	5.3	9.6	31.8

Fonte: do autor

A Figura C 65 ilustra a relação taxa de desgaste e WI/A para os contatos C e NC na abordagem global.

Figura C 65:Relação Taxa de desgaste vs WI/A para abordagem global

Fonte: do autor

Os gráficos revelam que a intensidade de desgaste para o contato NC, embora cresça a uma taxa menor em relação ao contato C, possui um patamar de desgaste q_s significativamente maior que o patamar do contato C. Essa diferença se encontra no fato de as tensões estarem concentradas em uma área de contato menor em relação à área do contato C, e o contato NC exige níveis mais altos de creep para saturar.

C.3.2 Abordagem local: contato C e NC

A Figura C 66 e a Figura C 67 trazem os resultados para as taxas de desgaste na a abordagem local e global, com indicação dos pontos respectivos do nível de creep. A abordagem local do contato NC possui taxas menores de desgaste em comparação aos resultados de abordagem global. Essa tendência é tão maior quanto mais intenso o nível de creep. Essa característica resulta em um menor valor de q_s no patamar constante de desgaste, caso apenas a abordagem local fosse analisada.

Figura C 66: Comparação entre Taxas de desgaste para abordagem global e local – contato NC

Fonte: do autor

Tal tendência possui comportamento inverso no contato C. Aqui a abordagem local leva a maiores taxas de desgaste possivelmente porque leva em conta as altas tensões tangenciais observadas nas laterais da área de contato, onde há singularidade na pressão de contato.

Figura C 67: Comparação entre Taxas de desgaste para abordagem global e local – contato C.

Fonte: do autor

C.4 Discussão

O modelo de desgaste aqui apresentado permitiu identificar diferenças claras nos valores absolutos das taxas de desgaste quando diferentes geometrias de contato são comparadas: contato C e contato NC. As razões para essa diferença possuem origens distintas. A curva de creep do contato NC possui uma rigidez menor quando comparada com a rigidez da curva do contato C. (Por rigidez, aqui, entende-se a relação $R_x/creep$ quando a área de contato ainda não se encontra saturada). Tal característica leva a um patamar mais longo de crescimento da taxa de desgaste até o valor constante q_s (o valor da taxa de desgaste a partir do qual o regime é classificado como severo). O contato C satura com apenas 1.2 % de creep, ao passo que o contato NC satura com 2,0%.

Outro fator importante relativo às propriedades intrínsecas da natureza geométrica do contato, e que explicam as diferenças nas taxas de desgaste, é a área total de interação; o contato NC possui uma área significativamente menor que a do contato C. A carga de compressão, entretanto é a mesma, fato que resulta em maiores tensões de contato. O material assim, acaba por desgastar mais.

O valor da constante empírica m_m também modifica significativamente a taxa de desgaste no regime ameno. Aqui, os valores adotados para este parâmetro são os de mais imediato questionamento, uma vez que nenhum experimento físico foi conduzido especificamente para as geometrias e condições de ensaio simuladas pelo modelo numérico aqui apresentado. Os valores da constante m_m foram pautados em artigos que fizeram uso de dados empíricos de ensaios de disco para estudo de desgaste, porém com geometrias distintas das praticadas neste trabalho. Como a taxa de desgaste é sensível à pressão máxima de contato, buscou-se valores de m_m que se adequassem aos vistos nos artigos e nos resultados do modelo MEF. Assim se justificou a escolha da constante m_m . Resultados mais fidedignos, evidentemente, podem ser obtidos caso ensaios físicos com características geométricas e mecânicas semelhantes ao modelo MEF fossem conduzidos.

Interessante é ressaltar que o modelo aqui apresentado, mesmo com carências de correspondências com ensaios físicos, foi capaz mostrar discrepâncias qualitativas significativas entre as diferentes geometrias de contato.

Quanto às diferenças nas abordagens local e global, uma hipótese plausível para tal discrepância se baseia nas equações (C 78), (C 79) e (C 80). O cálculo de W.I. em experimentos físicos, sobre o qual se baseia a abordagem global, é baseado na equação (C 79). O deslizamento considerado, neste caso, é o rígido, sem levar em conta a elasticidade dos materiais. Na abordagem local, equação (C 80), um termo de elasticidade atua (ver equação (C 78)), de modo a modificar o deslizamento real entre as partículas. Isso leva a diferenças nos valores do W.I, que por sua vez acarreta em diferenças nos valores finais da taxa de desgaste. Para o caso do contato C, ainda, as singularidades da pressão de contato nas bordas laterais da área de interação, podem ter influência expressiva no valor final da taxa de desgaste quando as duas abordagens (local e global) são comparadas; altas pressões de contato levam altas tensões de cisalhamento.

Referências bibliográficas

- ANTF. *Histórico*. 2017. <http://www.antf.org.br/historico/> (acesso em 21 de março de 2017).
- Archard, J.F. “Elastic deformations and the laws of friction.” *Proceedings of the Royal Society*, 1957: Ser A 243 190-205.
- Bathe, Klaus J. *Finite Element Procedures*. 2ª Edição. Prentice Hall, 1996.
- Boresi P., Arthur, Richard Schmidt J., e Omar Sidebottom M. *Advanced Mechanics of Materials*. John Wiley & Sons, Inc., 1992.
- Bortoleto, E.M., et al. “Experimental and numerical analysis of dry contact in the pin on disc test.” *Wear*, April–May 2013: 19-26.
- Campos, Paulo Roberto Refachinho de. “Tensões de Contato: Aplicação de simulação numérica em interface roda-trilho.” Fundação Armando Alvares Penteado: Faculdade de Engenharia Mecânica, São Paulo, 2015.
- Courtney Pratt, J.S., e E. Eisner. “The effect of a tangential force on the contact of metallic bodies.” Cambridge, 1956.
- Curreli, Cristina, Lorenza Mattei, e Francesca Di Puccio. “Computational aspects in three-dimensional Finite Element simulations of pin-on-disc wear test using submodeling.” Pisa: Itália, s.d.
- Dang Van, K, e Maitournam M. H. “Rolling contact in railways: modelling, simulation and damage prediction.” *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, nº 26 (2003).
- Daves, W., Wilhelm Kubin, S. Scheriau, e Martin Pletz. “A Finite Element Model to simulate the physical mechanism of wear and crack initiation in Wheel/rail Contact.” *10th International Conference on Contact Mechanics*. Colorado, 2015.
- Dowling, Norman E. *Mechanical Behavior of Materials: Engineering methods for deformation, fracture and fatigue. FOURTH EDITION*. Pearson Education Limited, 2013.
- Durville, D. “Contact-friction modeling within elastic beam assemblies: an application to knot tightening.” *Comp. Mechanics* 49 (2012): 687-707.
- Dwyer-Joyce, Rob, Nalm Kuka, e Caterina Ariaudo. “A numerical model of twin disc test arrangement for the evaluation of railway.” *Wear*, 2010: 660-667.
- Ekberg, Anders. “Understanding and predicting crack growth in wheels and rails.” 2016.
- Ekberg, Anders, e Kaboa Kaboa. “Fatigue of railway wheels and rails under rolling contact.” *Science Direct*. 28 de October de 2004. www.sciencedirect.com.

- Eldredge, K.R., e D. Tabor. "The Mechanism of rolling friction I: The plastic range." *Proceedings of The Royal Society*, 1954.
- Feldmeier, C, H Li, e Y Yamazaki. "Prediction of the wheel profile wear using railroad vehicle dynamics simulation: Comparison of simulation and test results." *Multi-body dynamics*, 2017: 224-236.
- Fletcher, D I, e J H Beynon. "Equilibrium of crack growth and wear rates during unlubricated rolling-sliding contact of pearlitic rail steel." *Proceeding of the Institute of Mecahnical Engineers, Part F*, 2000.
- Fletcher, D.I., e S. Lewis. "Creep Curve measurement to support wear and adhesion modelling, using a continuously variable creep twin disc machine." *Wear*, 2013: 57-65.
- Gallardo-Hernandez, E.A, e R Lewis. "Twin disc assessment of Wheel/Rail Adhesion ." *Wear*, 2008: 265 (9-10). pp. 1309 - 1316.
- Gay Neto, A., P.M. Pimenta, e P. Wriggers. "A Master-surface to Master-surface Formulation for Beam to Beam Contact. Part I: Frictionless Interaction." *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.* 303 (2016): 400-429.
- HUTCHINGS, I.M. *Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials*. London: Arnold, 1992.
- ICRI-RCF. s.d. <http://www.icri-rcf.org/> (acesso em 30 de 09 de 2019).
- IHHA. *Guidelines to Best Practices for Heavy Haul Railway Operations: Management of the Wheel and Rail Interface*. Edição: John Leeper e Roy Allen. Virginia Beach, Virginia: Simmons-Boardman Books, Inc, 2015.
- . *Guidelines to the Best Practices for Heavy Haul railway Operations: Management of the Wheel and rail Interface*. Simmons-Boardman Books,Inc., 2015.
- Johnson, K.L. *Contact mechanics*. Cambridge: Cambridge University Press, 1985.
- Júnior, Auteliano Antunes dos Santos. "Apostila para o Curso: EM 718- Elementos de Máquinas II." Campinas, 2002.
- Kalker, J.J. "Wheel-rail rolling contact theory." *Wear*, nº 144 (1991): 243-261.
- Kalker, Joost J. *Three-Dimentional Elastic Bodies in Rolling Contact*. Delft: Kluwer Academic Publishers, 1990.
- Kapoor, A, e J.A. Williams. "Shakedown limits in sliding contacts on a surface-hardned half-space." *Wear*, 1993: 197-206.

- Kráčalik, M, G Trummer, e W Daves. “Application of 2D finite element analysis to compare cracking behaviour in twin-disc tests and full scale wheel/rail experiments.” *Wear*, 2016: 140-147.
- Lewis, R, e R.S. Dwyer-Joyce. “Wear mechanisms and transitions in railway wheel steels.” *Journal of Engineering Tribology*, 2004: 467-478.
- Lovering, Daniel. *News*. 2006. https://www.ncnewsonline.com/news/train-derailment-investigators-probing-cause-of-fiery-crash-in-new/article_02505c6f-96ab-5ecd-8657-2b2717979e54.html (acesso em Setembro de 2019).
- Magel, Eric E. *Rolling contact fatigue: A Comprehensive Review*. Técnico, Ottawa: Centre for Surface Technology, 2011.
- Magel, Eric, e Joe Kalousek. “Identifying and interpreting railway wheel defects.” *International Heavy Haul Association Conference on Freight Car Trucks/Bogies*. Montreal, 1996.
- Magel, Eric, Peter Sroba, Kevin Sawley, e Joe Kalousek. “Control of rolling contact fatigue of rails.” *AREMA 2004 Annual Conferences*,. Calgary, 2004.
- Mei, Paulo Roberto, e Solange Tamara F. “Configurações de corpos de prova para a máquina de desgaste disco contra disco (Acompanhamento de projeto).” Campinas, 2018.
- Pimenta, Paulo de Matos. *Fundamentos da Mecânica dos Sólidos e das Estruturas*. São Paulo, 2008.
- Pletz, Martin, Werner Daves, Weiping Yao, Wilhem Kubin, e Stephan Scheriau. “A Multi-Scale Finite Element modeling to describe rolling cotact fatigue in a wheel-rail test rig .” *Tribology International*, 2014: 147-155.
- Plint, George. “Guidance Notes.” 2003.
- Pödra, Priit, e Sören Andersson. “Simulating sliding wear with finite element method.” *Tribology International*, nº 32 (1999): 71-81.
- Popov, Velentin L. *Contact Mechanics and Friction*. Berlin: Springer, 2010.
- Porto, Telmo Giolito. “Apostila PTR 2501- Ferrovias.” São Paulo, 2004.
- Schwab, A.L, e C.M. Kalker-kalkman. “Joost J. Kalker (1933-2006): A life in rolling contact.” *International Design Engineeringn Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*. Las Vegas, 2007.
- Shevtsov, L. Y. *Wheel/rail Interface optimization*. 2008.
- Tabor, D. “The Mechanism of rolling friction II: The elastic range.” *Proceedings of the Royal Society* , 1955: 198-220.
- Tamara, Solange F. “Relatório Ensaios de disco UNICAMP.” 2017.

- TANGTRAGULWONG, Potchara. "Optimal Railroad Rail Grinding for Optimal Mitigation." 2010.
- Tassini, N., X. Quost, R. Lewis, R Dwyer-Joyce, C Ariaudo, e N Kuka. "A numerical model of the twin-disc test arrangement for the evaluation of railway wheel wear prediction methods." *Wear*, 2010: 660-667.
- Telles, Pedro Carlos da Silva. *A História da Engenharia Ferroviária no Brasil*. Rio de Janeiro: Notícias & Cia, 2011.
- Vale. "Cátedra Roda-Trilho." *Mais: Mineiração Atitude e Inovação Sustentável*, nº #01 (2017).
- Viana, Thiago, e Gabriel Schmitzer. "Estudo de contato roda-trilho para esmerilhamento de trilhos na VLI." 2015.
- Woodhead Publishing Limited. *Wheel-rail interface handbook*. Edição: R Lewis e U. Olofsson. Cambridge: CRC Press, 2009.
- Xiaogang, Liu, e Paul Meehan. "Investigation of the effect of lateral adhesion and rolling speed on wheel squeal noise." 19 de 07 de 2013.